



**HAL**  
open science

# Développement d'une plateforme expérimentale simulant le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse à pales commandées

Guillaume Fasse

► **To cite this version:**

Guillaume Fasse. Développement d'une plateforme expérimentale simulant le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse à pales commandées. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Bretagne occidentale - Brest, 2022. Français. NNT : 2022BRES0076 . tel-03972578

**HAL Id: tel-03972578**

**<https://theses.hal.science/tel-03972578>**

Submitted on 3 Feb 2023

**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 DE DOCTORAT DE

L'UNIVERSITÉ DE BRETAGNE OCCIDENTALE

ÉCOLE DOCTORALE N° 598

*Sciences de la Mer et du Littoral*

Spécialité : *Mécanique, génie mécanique, mécanique des fluides et énergétique*

Par

**Guillaume FASSE**

**Développement d'une plateforme expérimentale simulant le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse à pales commandées**

Thèse présentée et soutenue à Lanvéoc, le 15 Novembre 2022

Unité de recherche : Institut de recherche de l'École navale (IRENav)

## Rapporteurs avant soutenance :

Laurent DAVID      Professeur des universités, Institut PPRIME, Poitiers  
Nicolas MAZELLIER      Professeur des universités, Laboratoire PRISME, Orléans

## Composition du Jury :

Président :      Nicolas MAZELLIER      Professeur des universités, Laboratoire PRISME, Orléans  
Examineurs :      Laurent DAVID      Professeur des universités, Institut PPRIME, Poitiers  
                         Annie LEROY      Maître de conférences - HDR, CREA, Salon-de-Provence  
                         Mohamed BENBOUZID      Professeur des universités, Université de Bretagne Occidentale, Brest

Dir. de thèse :      Jacques André ASTOLFI      Professeur des universités, École navale (IRENav), Brest  
Co-dir. de thèse :      Grégory GERMAIN      Directeur de recherches - HDR, Ifremer, Boulogne-sur-Mer

## Invité(s) :

Frédéric HAUVILLE      Maître de conférences, École navale (IRENav), Brest  
Matthieu SACHER      Maître de conférences, ENSTA Bretagne, Brest



# REMERCIEMENTS

---

Sans dévoiler de secret, on peut aisément avancer que la thèse de doctorat est un exercice difficile. Les rencontres réalisées tout au long des travaux en sont d'autant plus belles et marquantes.

Je tiens en premier lieu à remercier mon encadrant de thèse Frédéric Hauville, qui m'a accompagné et guidé durant ces quatre années (et même un peu plus). Merci pour tes précieux conseils techniques et organisationnels (disséminés lors des nombreux trajets pour Boulogne-sur-Mer, 9h de route ça aide!). Je n'oublierai pas les discussions du café du matin à Boulogne pendant lesquelles bon nombre de problèmes sur SHIVA ont été résolus. J'adresse également de profonds remerciements à mes directeurs de thèse Grégory Germain et Jacques André Astolfi. Merci Grégory pour ton accueil au bassin Ifremer à Boulogne-sur-Mer. Même si les semaines d'essais étaient comptées, elles ont toujours été intenses en mesures expérimentales (dépassant parfois les horaires d'ouverture du bassin). Merci pour tes corrections méticuleuses des travaux écrits et de la motivation apportée tout au long de la thèse. André, merci de m'avoir fait confiance sur ce sujet de thèse où les développements expérimentaux étaient bien plus présents que les équations!

Je tiens ensuite à remercier Nicolas Mazellier, Professeur des universités au laboratoire PRISME, et Laurent David, Professeur des universités au laboratoire PPRIME, rapporteurs de la thèse et qui ont montré un grand intérêt aux travaux. Je remercie également les autres membres du jury, Annie Leroy Maître de conférences à l'École de l'Air, et Mohammed Benbouzid Professeur des universités à l'UBO, qui ont accepté d'évaluer mes travaux et se sont déplacés jusqu'à Lanvéoc pour assister à la soutenance.

Je remercie chaleureusement Matthieu Sacher, Maître de conférences à l'ENSTA Bretagne et membre invité du jury, pour son aide précieuse sur les méthodes d'optimisation et sa disponibilité tout au long des travaux.

Merci à Thomas Damay, Maître de conférences à l'IRENav et agrégé de Génie Mécanique, qui a relu intégralement les 170 pages de ce manuscrit n'épargnant aucune erreur orthographique ou grammaticale (merci au passage pour les soirées tarot en presque île)!

Je tiens également à remercier l'ensemble des personnes qui ont participé de près ou de loin au projet SHIVA, tout particulièrement Alain Boulch pour son support indéfectible

---

dans le développement de la plateforme (notamment au téléphone lors des essais à Boulogne-sur-Mer). Mes remerciements s'adressent aussi à Florent Becker, Franck Scuiller, ainsi qu'aux membres du SCEFER Jean-Michel Perron, Jean-Charles Kermabon, Arnaud Besle, Laurent Le Guen, Didier Munck et Pierre Gacoin.

Merci à la direction de l'École navale de m'avoir permis de réaliser cette thèse pour laquelle un volet d'enseignement aux élèves-officiers était dispensé durant ces quatre années. Je tiens aussi à remercier chaleureusement les différents élèves de l'École et du labo qui ont travaillé sur le projet SHIVA.

Merci aux collègues des différents services de l'école (DDP, BEJ, COMM, DAF) pour votre bonne humeur et pour les moments passés dans les locaux de l'École.

Merci à l'ensemble des collègues de l'IRENav, avec une pensée particulière à Tom avec qui j'ai débuté ma thèse au labo et qui m'a accompagné dans la plupart des bars de Brest, à Paul qui m'a fait découvrir le surf et avec qui l'élevage de moutons s'est révélé être un échec, et à Quentin pour sa culture générale, les réflexions mathématiques, et son sens de la camaraderie incomparable.

Merci à l'ensemble du personnel et des doctorants du bassin d'essai d'Ifremer Boulogne-sur-Mer (Jean-Val, Thomas, Benoît, Benoît, Martin, Maëlys, Maria) pour l'accueil, la découverte de cette sympathique ville du Nord et de la côte d'Opale, des sessions de beach-volley et de body-board.

Et parce que le bon déroulement d'une thèse va de paire avec une vie sociale épanouie, ces travaux n'auraient pas pu voir le jour sans le soutien quotidien de mes colocataires avec qui j'ai eu le loisir de partager le foyer à Brest et en presque-île de Crozon. Un grand merci à Juju, Alice, Ju, Billy, Anne, Marie, Cyrielle, Sofia, Marine et Charles.

Merci aux Renards de Brest, mon équipe de Roller Hockey durant ces années de thèse. Ces sessions d'entraînement et de matchs ont été une vraie bulle d'air permettant de décrocher de mes travaux de recherche.

Un grand merci à l'ensemble de ma chère famille qui m'a toujours encouragé durant mes études et poussé à donner le meilleur de moi. Une pensée particulière est adressée à ma tante, Maryline, pour ses nombreux conseils sur l'organisation de la thèse. Enfin, mes derniers remerciements s'adressent à Marie, merci pour le soutien que tu m'as apporté et la patience dont tu as fait preuve, surtout sur les derniers mois.

# TABLE DES MATIÈRES

---

<b>Résumé</b>	<b>13</b>
<b>1 Introduction</b>	<b>15</b>
1.1 Généralités sur les propulseurs à axe transverse . . . . .	15
1.2 Systèmes existants et modèles numériques . . . . .	20
1.2.1 Propulseurs industriels et systèmes expérimentaux . . . . .	20
1.2.2 Modélisation numérique . . . . .	27
1.3 Contributions et organisation des travaux . . . . .	32
<b>2 Description de la plateforme SHIVA et de son environnement</b>	<b>35</b>
2.1 Présentation générale de la plateforme SHIVA et des moyens d'essais . . . . .	36
2.1.1 Caractéristiques principales . . . . .	37
2.1.2 Bassin à circulation de l'Ifremer . . . . .	45
2.1.3 Définitions et notations propres au travaux . . . . .	47
2.2 Détail et développement de l'architecture électrotechnique . . . . .	52
2.2.1 Architecture électrique générale initiale . . . . .	53
2.2.2 Évolution de l'architecture de contrôle-commande . . . . .	55
2.3 Instrumentation de la plateforme et traitement des données . . . . .	69
2.3.1 Caractéristiques des instruments de mesure . . . . .	70
2.3.2 Traitement des données d'acquisition . . . . .	76
2.4 Conclusion et Perspectives . . . . .	88
<b>3 Performances d'un propulseur avec lois de calage sinusoïdales</b>	<b>91</b>
3.1 Étude du comportement de la plateforme sur des cas statiques . . . . .	91
3.2 Comportement dynamique pour des lois de calage sinusoïdales . . . . .	95
3.2.1 Paramètres expérimentaux et suivis de lois . . . . .	96
3.2.2 Cas particulier de la loi sinus 20 à $\lambda=1.5$ . . . . .	99
3.2.3 Performances globales en mode sinusoïdal . . . . .	104
3.3 Conclusion et perspectives . . . . .	109

<b>4 Optimisation multi-objectifs des lois de calage du propulseur par méta-modèles</b>	<b>111</b>
4.1 Méthodes d'optimisation . . . . .	112
4.2 Méthodes de Paramétrage des lois de calage . . . . .	119
4.2.1 Paramétrage par Transformée de Fourier . . . . .	119
4.2.2 Paramétrage par Spline 3 paramètres . . . . .	122
4.3 Résultats expérimentaux . . . . .	124
4.3.1 Optimisation simple objectif (2 paramètres) . . . . .	124
4.3.2 Optimisation multi-objectifs (3 paramètres) . . . . .	128
4.4 Conclusion et perspectives . . . . .	134
<b>Conclusion générale</b>	<b>137</b>
<b>Annexe 1 : Modèle cinématique à l'ordre 0</b>	<b>142</b>
<b>Annexe 2 : Interpolation des Mesures à vide</b>	<b>147</b>
<b>Annexe 3 : Calibrage des capteurs</b>	<b>154</b>
<b>Bibliographie</b>	<b>161</b>

# NOMENCLATURE

---

## Liste des abréviations

(U)RANS (Unsteady) Reynolds Averaged Navier-Stokes

CAN Controller Area Network

CAO Conception Assistée par Ordinateur

cDaq Système d'acquisition CompactDAQ

CFD Computational Fluid Dynamics

CMFP Compromis Moyen du Front de Pareto

CPU Central Processing Unit

cRIO Contrôleur CompactRIO

DMST Double Multiple Stream Tube

DNS Direct Numerical Simulation

EGO Efficient Global Optimisation

FIFO First In First Out

FPGA Field-Programmable Gate Array

IHM Interface Homme Machine

IRENav Institut de Recherche de l'École Navale

LDV Vélocimétrie Doppler par Laser

LES Large Eddy Simulation

LHS Latin Hypercube Sampling

LLT Lifting Line Theory

MARIN Maritime Research Institute Netherlands



MaV	Mesures à Vide
MLI	Modulation de Largeur d'Impulsion
MP	Moteur Principal
MSi	Moteur Secondaire n°i
PID	Proportional Integrale Derivative
PIV	Vélocimétrie par Image de Particules
PLA	Acide PolyLactique
PMMH	Laboratoire de Physique et Mécanique en Milieu Hétérogène
RIF	Réponse Impulsionnelle Finie
RPM	Rotation Par Minute
RT	Real Time
SCEFER	Service Conception, Études et Fabrication pour l'Enseignement et la Recherche
SHIVA	Système Hydrodynamique Intelligent à Variation d'Angle
VLM	Vortex Lattice Method
VSP	Voith-Schneider Propeller

## Liste des symboles

Symb.	Description	Unités
$\alpha$	Angle d'incidence (orienté entre le vecteur vitesse relative et la corde)	°
$\beta(\theta)$	Loi de calage	°
$\beta$	Angle de calage (orienté entre la tangente à la rotation principale et la corde)	°
$\beta_{reel}$	Angle de calage réel (mesuré par le moteur ou le codeur)	°
$\beta_{ref}$	Angle de calage de référence (consigne)	°
$\Delta\theta$	Pas azimutal du contrôle/commande	°
$\Delta t$	Pas de temps du contrôle/commande	s

---

$\dot{\beta}$	Vitesse de calage	$rad.s^{-1}$
$\eta$	Rendement hydrodynamique	-
$\gamma$	Paramètre de déphasage des lois de calage cycloïdales	$^{\circ}$
$\lambda$	Paramètre d'avance	-
$\mathcal{J}$	Moment d'inertie associé à un axe de rotation	$kg.m^2$
$\mathcal{R}$	Matrice de rotation	-
$\nu$	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
$\Omega$	Vitesse de rotation principale	$RPM$
$\Omega_{opt}$	Domaine d'optimisation	-
$\Omega_{ref}$	Consigne de vitesse de rotation principale	$RPM$
$\rho$	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
$\sigma$	Solidité du propulseur	-
$\theta$	Position azimutale	$^{\circ}$
$\theta_{max}$	Paramètre d'amplitude des lois de calage cycloïdales	$^{\circ}$
$\theta_{mean}$	Paramètre central de la deuxième méthode de paramétrisation	$^{\circ}$
$\theta_{reel}$	Position azimutale réelle (mesurée par le moteur ou le codeur)	$^{\circ}$
$\varphi$	Angle de calage (orienté entre la direction d'avance et la corde)	$^{\circ}$
$\varphi_{reel}$	Angle de calage réel (mesuré par le moteur ou le codeur)	$^{\circ}$
$A, \tau$	Paramètres de la première méthode de paramétrisation	-
$AR$	Rapport d'aspect corde sur envergure	-
$B_h$	Taux de blocage hydrodynamique	-
$c$	Corde d'une pale	$m$
$c_r$	Corde adimensionnée	-
$D$	Diamètre du propulseur	$m$
$e$	Paramètre d'excentricité des lois de calage cycloïdales	$m$

## Nomenclature

---

$h_b$	Profondeur du bassin	$m$
$I_\infty$	Intensité turbulente du bassin	-
$i_{rel}$	Angle de la vitesse relative cinématique (orienté entre l'axe du bassin et le vecteur vitesse relative)	$^\circ$
$J$	Paramètre d'avance équivalent	-
$K_I$	Correcteur Intégrateur	-
$K_P$	Correcteur Proportionnel	-
$l$	Envergure de la pale	$m$
$L_b$	Longueur du bassin	$m$
$l_b$	Largeur du bassin	$m$
$m$	Masse d'une pale	$kg$
$N$	Nombre de pales du propulseur	-
$n$	Vitesse de rotation principal	$tr.s^{-1}$
$n_{tours}$	Nombre de tours de rotation correspondant à la durée d'acquisition	-
$R$	Rayon du propulseur	$m$
$Re$	Nombre de Reynolds global	-
$Re_c$	Nombre de Reynolds local	-
$St$	Nombre de Strouhal	-
$V$	Vitesse d'écoulement du bassin	$m.s^{-1}$
$V_a$	Vitesse d'avance du navire	$m.s^{-1}$
$V_C$	Vitesse de calage au bord d'attaque	$m.s^{-1}$
$V_r$	Vitesse ortho-radiale des pales	$m.s^{-1}$
$W$	Vitesse relative	$m.s^{-1}$
$x_1, x_2, x_3$	Paramètres de la seconde méthode de paramétrisation	-
$\mathbf{x}_k$	Vecteur des paramètres de l'optimisation à l'itération $k$	-
$\mathbf{x}_{LHS}$	Ensemble des vecteurs des paramètres du LHS	-

## Notations des efforts

**Les variables qui suivent correspondent à la mesure sur la pale instrumentée en fonction de la position azimutale**

$C_b/C_{C_b}$	Couple secondaire associé à son coefficient	$Nm/-$
$F_{hydro}$	Effort hydrodynamique	$N$
$F_{N_b}/C_{F_{N_b}}$	Effort normal associé à son coefficient	$N/-$
$F_N/C_{F_N}$	Effort normal à la rotation principale associé à son coefficient	$N/-$
$F_{T_b}/C_{F_{T_b}}$	Effort tangentiel associé à son coefficient	$N/-$
$F_T/C_{F_T}$	Effort tangentiel à la rotation principale associé à son coefficient	$N/-$
$F_X/C_{F_X}$	Effort propulsif associé à son coefficient	$N/-$
$F_Y/C_{F_Y}$	Effort transverse associé à son coefficient	$N/-$
$MF_{N_b}$	Moment de flexion autour de la direction normale à la pale instrumentée	$Nm$
$MF_{T_b}$	Moment de flexion autour de la direction tangentielle de la pale instrumentée	$Nm$

**Les variables qui suivent correspondent à la résultante totale sur l'ensemble de la plateforme (somme des capteurs fixes ou somme de l'effort sur les trois pales) en fonction de la position azimutale**

$F_{T_{pales}}$	Effort tangentiel total calculé à partir de l'effort sur une pale	$N/-$
$F_{X_{pales}}/C_{F_{X_{pales}}}$	Effort propulsif total calculé à partir de l'effort sur une pale associé à son coefficient	$N/-$
$F_{X_{pieds}}/C_{F_{X_{pieds}}}$	Effort propulsif total calculé à partir des capteurs pieds associé à son coefficient	$N/-$
$F_{Y_{pales}}/C_{F_{Y_{pales}}}$	Effort transverse total calculé à partir de l'effort sur une pale associé à son coefficient	$N/-$
$F_{Y_{pieds}}/C_{F_{Y_{pieds}}}$	Effort transverse total calculé à partir des capteurs pieds associé à son coefficient	$N/-$
$C_{btot}/C_{C_{btot}}$	Couple secondaire total associé à son coefficient	$Nm/-$
$C_{princ}/C_{C_{princ}}$	Couple sur l'axe principal associé à son coefficient	$Nm/-$
$C_{rec}/C_{C_{rec}}$	Couple principal reconstruit à partir de l'effort tangentiel total associé à son coefficient	$Nm/-$

**Les variables qui suivent correspondent à la résultante totale moyennée sur un tour ou des valeurs moyennes**

$C_e$	Couple électro-magnétique moteur	$Nm$
$C_r$	Couple résistif sur l'arbre moteur	$Nm$
$\overline{C_C}$	Coefficient de couple principal total	-
$\overline{C_{F_X}}$	Coefficient de poussée totale	-
$F_D/C_D$	Effort de traînée statique associé à son coefficient	$N/-$
$F_L/C_L$	Effort de portance statique associé à son coefficient	$N/-$
$F_{theo}$	Force centrifuge moyenne mesurée à partir d'essais en air	$N$
$K_Q$	Coefficient de couple	-
$K_T$	Coefficient de poussée	-

# RÉSUMÉ

---

Alors que les dernières décennies étaient conditionnées par la recherche de la propulsion navale la plus rapide et la plus performante, de nouveaux impératifs liés au contexte écologique et économique modifient les besoins des industriels. Les objectifs recherchés tournent aujourd'hui autour du meilleur rendement énergétique, de la baisse de la consommation, ou encore de l'électrification des systèmes propulsifs.

Dans ce contexte, la propulsion cycloïdale, ou propulsion à axe transverse, permet d'investiguer une alternative de système propulsif intéressante face à l'hélice classique utilisée jusqu'à maintenant.

L'étude menée dans ces travaux de thèse porte sur le développement d'une plateforme expérimentale de grande dimension qui permet de simuler le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse. Contrairement aux propulseurs cycloïdaux actuels utilisant un système d'entraînement des pales mécanique, la spécificité de cette plateforme est l'utilisation de servo-moteurs pour la rotation des pales sur elles-mêmes, permettant de simuler n'importe quelle loi de mouvement de pale. La gestion électrique de l'entraînement des pales utilisée dans ces travaux a nécessité le développement d'un système de contrôle-commande des moteurs afin d'avoir un mouvement des pales fiable et maîtrisé.

L'autre particularité de la plateforme réside dans ses dimensions qui permettent l'installation d'une instrumentation variée : mesure locale de l'effort hydrodynamique sur une pale, capteurs d'efforts globaux sur le châssis, couplemètre sur l'arbre principal, capteurs de position angulaire sur chaque pale.

Ces deux particularités permettent de développer des procédures d'optimisation expérimentale des lois de contrôle des pales afin de dépasser les performances des systèmes existants. En utilisant un processus d'optimisation par méta-modèles sur deux objectifs de performances (poussée et rendement), les mesures des lois optimisées montrent des résultats remarquables dans la quête de l'amélioration des performances hydrodynamiques des propulseurs à axe transverse. Des gains de 10 à 20 % sur le rendement et la poussée ont ainsi pu être obtenus.



# INTRODUCTION

---

Les propulseurs à axe transverse sont peu connus du grand public. Dans le domaine de la propulsion navale, qui fait l'objet de ces travaux de thèse, les systèmes propulsifs conventionnels utilisent généralement une hélice marine classique. Pourtant les systèmes à axe transverse méritent d'être étudiés pour leurs spécificités et capacités basées sur une grande manœuvrabilité et une forte poussée.

Ce premier chapitre vise à expliquer et détailler le fonctionnement de ce type de propulseur si particulier. Puis dans un second temps, un état de l'art sur les systèmes existants permet de situer le contexte et de préciser les objectifs de ces travaux de thèse.

## 1.1 Généralités sur les propulseurs à axe transverse

Avant de parler des propulseurs à axe transverse, il est intéressant d'étudier le mimétisme animal, également appelé "bio-mimétisme", dont est inspiré ce type de propulsion. Il n'est aujourd'hui que de rares domaines où la perfection de la nature surpasse encore la technologie et l'innovation des chercheurs et ingénieurs. Tel est le cas de la propulsion animale en milieu aquatique.

Jusqu'à présent, les ingénieurs se sont peu préoccupés d'améliorer la propulsion et la manœuvrabilité des navires et des sous-marins en utilisant les caractéristiques de la nage des poissons. Les retombées économiques seraient pourtant gigantesques en améliorant le rendement des systèmes existants. Depuis des millions d'années, les poissons et mammifères marins nagent en utilisant instinctivement les principes de la mécanique des fluides. Leur efficacité énergétique et leur agilité dépassent de loin les rêves des architectes navals.

Dans la communauté scientifique, des travaux ont été réalisés notamment aux États-Unis sur le développement de robots qui simulent la nage des poissons. C'est le cas du Robotuna qui permet de reproduire avec fidélité la nage du thon et qui a été développé dans le cadre des travaux de BARRETT (1994), BARRETT, GROSENBAUGH et TRIANTAFYLLOU (1996), BARRETT et al. (1999), DELEPINE (2013) (voir Figure 1.1).



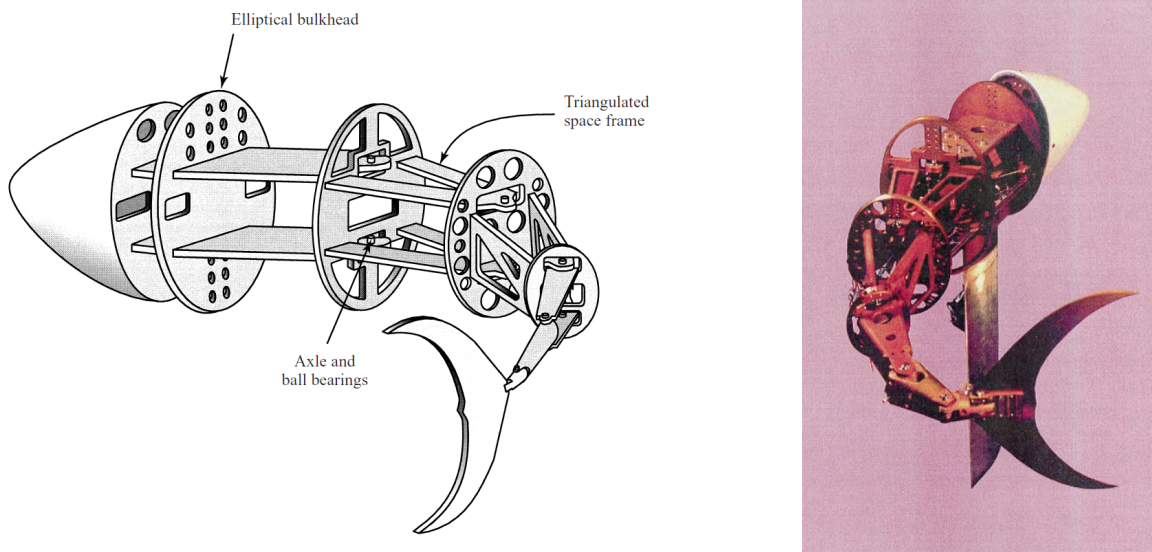


FIGURE 1.1 – Images représentant le Robotuna développé aux États-Unis pour étudier la propulsion du thon (images extraites de BARRETT et al. (1999)).

En France, des travaux ont été menés sur le bio-mimétisme au laboratoire PMMH<sup>1</sup> de l'ESPCI par l'équipe de GODOY-DIANA, AIDER et WESFREID (2008). Les travaux menés sur l'étude de la dynamique tourbillonnaire dans le sillage d'une aile battante furent l'objet de la thèse de MARAIS (2011). Des expérimentations en tunnel hydrodynamique ont montré qu'à partir d'un certain régime d'oscillation, caractérisé par un nombre de Strouhal<sup>2</sup> autour de 0.3, le sillage présente des lâchés tourbillonnaires tournant dans le sens inverse des tourbillons de l'allée de Bénard-von Kármán. Ce sillage tourbillonnaire est la signature d'un excès de quantité de mouvement et donc de force propulsive. Au contraire, dans le cas de la présence de tourbillons de Bénard-von Kármán classiques, le sillage est caractérisé par un déficit de quantité de mouvement, signature d'une force de traînée importante. Cette différence de sillage est illustrée sur la Figure 1.2.

Ces détachés tourbillonnaires qui caractérisent la force propulsive d'un poisson se retrouvent dans le sillage des propulseurs à axe transverse. Ces systèmes sont caractérisés par la rotation de pales (ou profils portants) autour d'un axe de rotation qui est perpendiculaire à la direction de l'écoulement qui arrive sur le système, contrairement aux systèmes dits "axiaux" où l'axe de rotation est aligné avec la direction de l'écoulement incident. La

1. Laboratoire de physique et mécanique en milieu hétérogène (<https://www.pmmh.espci.fr/?-Le-laboratoire->)

2.  $St = \frac{fD}{V}$ , avec  $f$  la fréquence caractéristique,  $D$  la longueur caractéristique et  $V$  la vitesse caractéristique

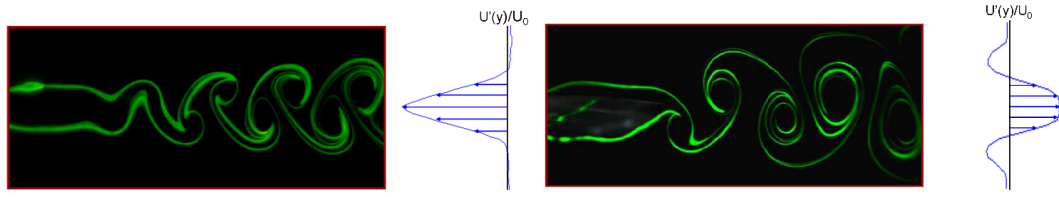


FIGURE 1.2 – Visualisation des lâchés tourbillonnaires dans le sillage d'un obstacle en oscillation, avec à gauche l'allée tourbillonnaire de Bénard-von Karman classique et à droite les tourbillons tournant en sens inverse (images extraites de la thèse de MARAIS (2011)).

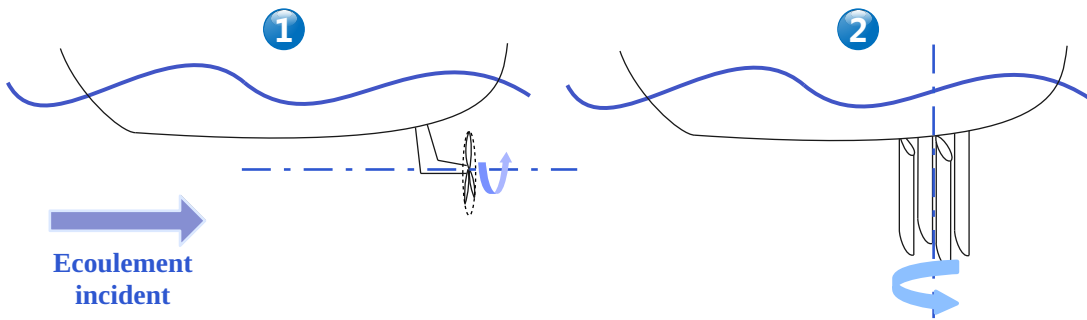


FIGURE 1.3 – Schéma représentant une hélice marine classique (1) et un propulseur à axe vertical (2).

Figure 1.3 illustre la différence d'orientation des axes de rotation entre l'axe horizontal et l'axe vertical en propulsion navale. Sur les systèmes à axe transverse, cet axe de rotation est généralement vertical, d'où l'appellation de propulseur à *axe vertical* parfois utilisée. Il existe cependant quelques cas où l'axe de rotation est horizontal mais toujours perpendiculaire à la direction d'avance. C'est par exemple le cas des bateaux à roue à aubes autrefois utilisés, ainsi que certains drones sous-marins développés aux États-Unis (DESAI et al. (2022)).

Cet axe de rotation, dit "principal", est associé à la rotation des pales autour de leur axe propre. Cette seconde rotation est communément appelée "calage" des pales ou "rotation secondaire". Cette seconde rotation dépend de la position de la pale sur son disque de rotation, appelée position azimutale et notée  $\theta$ . La donnée de l'angle de calage en fonction de la position azimutale est appelée loi de calage. C'est cette combinaison des deux rotations, spécifique à la propulsion à axe transverse, qui s'apparente au mouvement de nage du poisson.

La principale spécificité de ce type de propulsion est la manœuvrabilité qu'elle procure

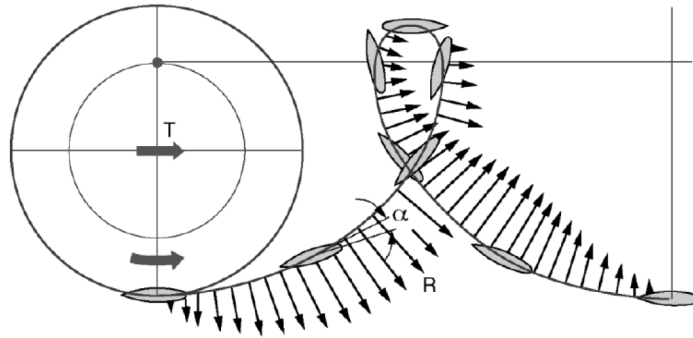


FIGURE 1.4 – Illustration de la génération de la force hydrodynamique instationnaire au cours du mouvement d'une pale d'un propulseur à axe transverse (image extraite de JÜRGENS et HEINKE (2009)).

au navire qui en est équipé. En effet, le mouvement forcé des pales produit une force hydrodynamique instationnaire au cours de la rotation principale. La Figure 1.4 illustre la force hydrodynamique exercée par la pale et représentée par les vecteurs d'effort au cours du mouvement. L'amplitude et la direction de cette force hydrodynamique ont un comportement fortement instationnaire avec une variation significative au cours du mouvement. La résultante moyennée sur un tour de rotation principale, notée  $T$  sur le schéma, indique que l'effort de poussée est dirigé vers la droite.

En modifiant par déphasage sur  $360^\circ$  la loi calage des pales, on peut orienter sur  $360^\circ$  cette force hydrodynamique résultante. On parle alors de propulsion *vectorielle*. Les différents moyens de déphaser le calage des pales dépend du système d'entraînement des pales utilisé qui est détaillé dans la prochaine section.

Ce type de propulsion est caractérisé par le paramètre d'avance  $\lambda$  défini comme le rapport entre la vitesse d'avance du navire notée  $V_a$  et la vitesse ortho-radiale des pales notée  $V_r$ ,  $V_r = \Omega R$  (voir équation 1.1).  $\Omega$  est la vitesse de rotation principale exprimée en tours par minute (RPM) tandis que  $R$  est le rayon du propulseur défini comme la distance entre le centre de rotation du propulseur et le centre de rotation d'une des pales.

$$\lambda = \frac{V_a}{V_r} \quad (1.1)$$

Suivant la valeur de ce paramètre d'avance  $\lambda$ , on distingue deux types de propulseurs à axe transverse :

- $\lambda < 1$  : propulseurs dits "*épicycloïdaux*" dont la cinématique des pales suit une trajectoire épicycloïdale dans le plan radial du propulseur (voir Figure 1.5). Ces

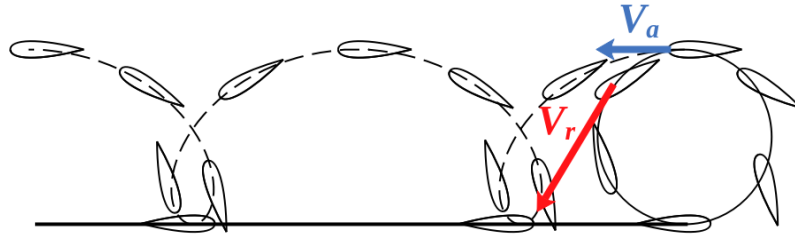


FIGURE 1.5 – Représentation de la trajectoire épicycloïdale d'une pale vue dans le plan radial du propulseur.

propulseurs sont caractérisés par une vitesse ortho-radiale des pales supérieure à la vitesse d'avance du navire. La vitesse relative que voient les pales est donc prédominée par cette vitesse ortho-radiale (tangente à la rotation principale). De ce fait, le calage des pales suit également la tangente à la rotation principale afin d'avoir une incidence optimale par rapport à l'écoulement relatif dominé par la vitesse de rotation  $\Omega$ .

La cinématique *épicycloïdale* procure une forte poussée pour une faible vitesse d'avance. Elle est particulièrement adaptée aux manœuvres portuaires (remorqueurs ou pousseurs) ou au transport fluvial (bac par exemple). L'inconvénient est que la vitesse d'avance est limitée par la vitesse de rotation maximale des propulseurs. Sur les systèmes Voith-Schneider, qui équipent certains remorqueurs de la Marine nationale, la vitesse d'avance est limitée à environ 15 noeuds. Par ailleurs, le phénomène de cavitation survient lorsque la vitesse de rotation devient trop importante.

- $\lambda > 1$  : propulseurs dits "*trochoïdaux*" dont la trajectoire des pales dans le plan radial du propulseur suit une trochoïde (voir Figure 1.6). Pour ce type de propulseur, le bord d'attaque des pales reste relativement aligné à la direction d'avance du navire car c'est la vitesse d'avance qui prédomine dans l'expression de la vitesse relative vue par les pales.

La cinématique *trochoïdale* permet d'atteindre des vitesses d'avance plus élevées tout en limitant l'apparition de la cavitation en ayant une vitesse de rotation plus basse que pour le mode épicycloïdal. Ce mode est par contre mal adapté aux phases de démarrage notamment lorsque la vitesse d'avance est nulle (certains drones utilisant une cinématique trochoïdale arrivent à démarrer car ils sont légèrement sur-dimensionnés en puissance vis à vis de leur masse embarquée).

Du fait de cette représentation géométrique de la trajectoire des pales, ces propulseurs

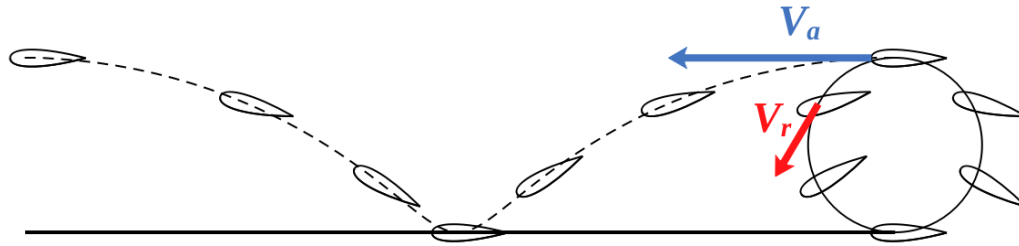


FIGURE 1.6 – Représentation de la trajectoire trochoïdale d'une pale vue dans le plan radial du propulseur.

sont couramment appelés "propulseurs cycloïdaux", la cycloïde étant la forme géométrique d'équation paramétrique (1.2) :

$$\begin{aligned} x &= R(\lambda\theta + \sin(\theta)) \\ y &= R(\lambda \cos(\theta)) \end{aligned} \quad (1.2)$$

Ces deux familles se distinguent donc par la cinématique des pales qui est très différente selon la catégorie. Pour les travaux présentés ici, on parle également de "mode trochoïdal" et de "mode épicycloïdal" (abréviations : trocho/épi) faisant référence à la cinématique des pales. Il faut toutefois noter que l'on peut retrouver des cas où pour une vitesse d'avance donnée, le calage des pales suit une trajectoire trochoïdale et pourtant, suivant la vitesse de rotation principale de consigne, le paramètre d'avance  $\lambda$  est inférieur à 1 (et inversement, cinématique épicycloïdale avec  $\lambda > 1$ ). Il faut donc distinguer la valeur du paramètre d'avance  $\lambda$  (supérieur ou inférieur à 1) et le mode cinématique qui est la façon dont s'orientent les pales au cours de la rotation principale (bord d'attaque face à la vitesse d'avance pour le mode trochoïdal et bord d'attaque suivant la tangente à la rotation pour le mode épicycloïdal).

## 1.2 Systèmes existants et modèles numériques

### 1.2.1 Propulseurs industriels et systèmes expérimentaux

Les systèmes de propulsion à axe transverse ont vu le jour au début du 20<sup>e</sup> siècle dans le domaine de l'aviation. C'est aux États-Unis qu'est né le premier propulseur à axe transverse inventé et breveté par KIRSTEN (1922) pour une application aéronautique (SACHSE (1926)). Cette invention fut reprise par la NACA (National Advisory Committee

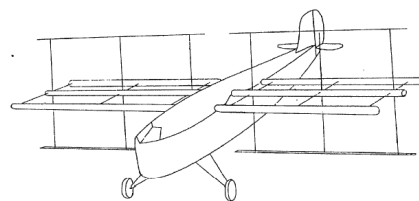


FIGURE 1.7 – Propulseur Kirsten (à gauche) et Cyclogiro (à droite). Images extraites du site web <http://www.rexresearch.com/kirsten/kirsten.htm> et de WHEATLEY (1930).

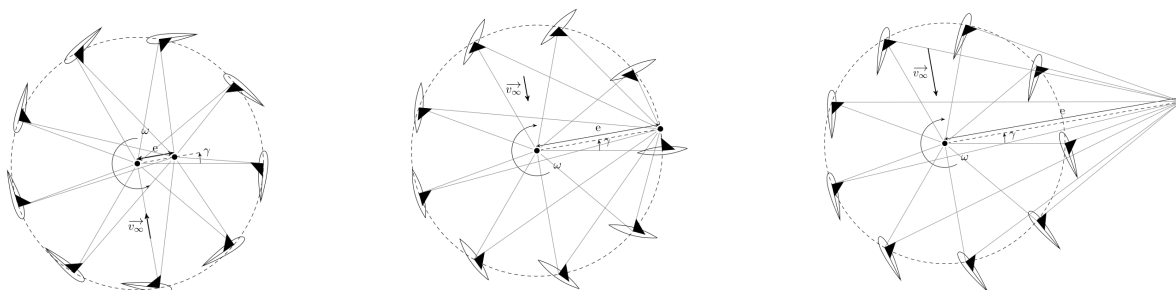


FIGURE 1.8 – Mécanisme bielle-manivelle utilisé sur différents systèmes : le système Voith-Schneider à gauche, le système Kirsten-Boeing au centre et le système Bose-Lai à droite. (Images extraites de la thèse de PAILLARD (2011)).

for Aeronautics) qui a conduit des travaux théoriques sur le "Cyclogiro" par l'intermédiaire de WHEATLEY (1930). La Figure 1.7 représente ces premiers systèmes étudiés aux États-Unis.

La cinématique particulière de ce système est gouvernée par un mécanisme de type bielle/manivelle : les pales fonctionnent comme des manivelles et le point d'attache des bielles est situé sur le cercle de rotation principal. La cinématique des pales est illustrée sur la Figure 1.8 qui représente le mécanisme bielle/manivelle utilisé sur trois systèmes développés, le schéma central représentant le système Kirsten-Boeing.

Les deux autres schémas présentés sur la Figure 1.8 utilisent le même système de calage des pales par bielle/manivelle mais le point d'attache des bielles est situé soit à l'intérieur du cercle de rotation (à gauche) soit à l'extérieur (à droite). Le premier cas est le système développé par Ernst Schneider au sein de la société Voith en 1927. Ce propulseur, nommé Voith Schneider Propeller (VSP) du nom de son concepteur, est aujourd'hui industrialisé

par la société Voith<sup>3</sup> (BARTELS et JÜRGENS (2006)). L'excentricité, notée  $e$ , du point d'attache des bielles peut être modifiée afin de jouer sur la loi de calage des pales. La rotation de ce point d'attache sur le disque permet quant à elle d'orienter la poussée sur  $360^\circ$ , le paramètre associé est le déphasage  $\gamma$ .

La loi de calage est donnée par la relation :

$$\beta_{Voith} = \arctan \left( \frac{R - e \cos(\theta - \gamma)}{e \sin(\theta - \gamma)} \right) \quad (1.3)$$

Où  $R$  et  $\theta$  correspondent respectivement au rayon du propulseur et à la position azimutale. Cette loi de calage, définie à partir de l'angle  $\beta$ , correspond à la cinématique épicycloïdale car le bord d'attaque des pales suit la tangente à la rotation principale. La loi est donc adaptée pour une vitesse relative gouvernée par la vitesse ortho-radiale, soit pour des valeurs de  $\lambda < 1$ . Ce propulseur équipe les pousseurs et remorqueurs portuaires pour lesquels la manœuvrabilité est essentielle et la vitesse d'avance ne nécessite pas d'être élevée.

L'intérêt de ce système étant la forte manœuvrabilité, le propulseur à axe vertical est généralement installé au centre de la carène où seules les pales sortent de la coque. La Figure 1.9, qui illustre l'installation d'un VSP sur un remorqueur, montre que les propulseurs sont installés par paire contra-rotative. En effet, cette propulsion génère un effort transverse inutile pour la production de poussée orienté dans la direction d'avance du navire. Cet effort transverse est donc ici annulé par le montage en paire contra-rotative des propulseurs.

Des travaux menés par VAN MANEN (1966) ont permis de réaliser des mesures dans le bassin MARIN (Maritime Research Institute Netherlands) aux Pays-Bas pour déterminer expérimentalement les performances du VSP et enrichir la communauté scientifique. Des mesures au bassin d'essai David Taylor (l'un des plus grands bassins pour l'étude des carènes et de la propulsion des navires) aux États-Unis ont également été menées par FICKEN et DICKERSON (1969) et NAKONECHNY (1974). Des recherches récentes ont été entreprises pour adapter ce système de propulsion à des drones sous-marins (DESAI et al. (2020); DESAI et al. (2022)).

Pour le système Bose-Lai (BOSE et LAI (1989), illustré sur le cas de droite sur la Figure 1.8), dont le point d'attache des bielles est situé à l'extérieur du cercle de rotation

---

3. <https://voith.com/corp-en/drives-transmissions/voith-schneider-propeller-vsp.html>

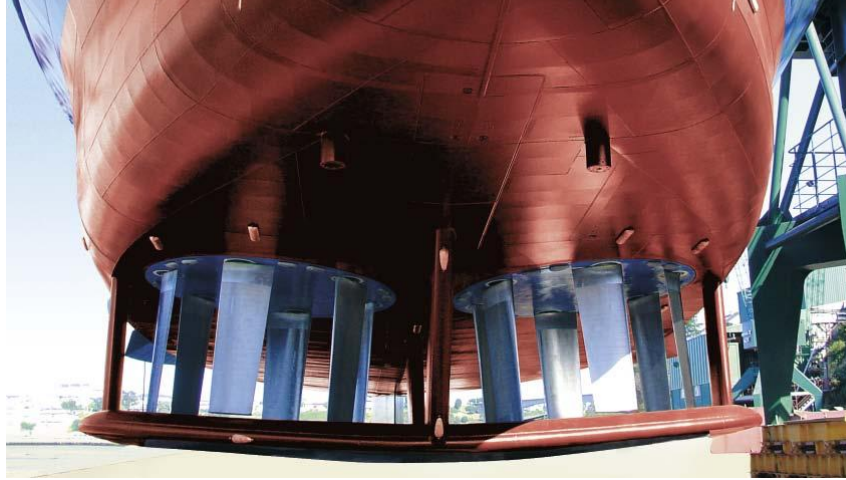


FIGURE 1.9 – Illustration du VSP monté en paire contra-rotative sur un remorqueur.

principal. La loi de calage est donnée par la relation :

$$\beta_{Bose} = \arctan \left( \frac{1 + \sin(\theta_{max}) \sin(\theta - \gamma)}{\sin(\theta_{max}) \cos(\theta - \gamma)} \right) \quad (1.4)$$

Où  $\theta_{max}$  est un paramètre qui permet de spécifier l'incidence maximale désirée.

Cette loi de calage est adaptée aux cinématiques trochoïdales car les profils sont orientés dans la direction d'avance du navire au cours du mouvement (ici vers le haut de la figure), caractéristique du mode trochoïdal dominé par la vitesse d'avance du navire ( $\lambda > 1$ ).

D'autres systèmes ont vu le jour comme le propulseur Lipp, du nom de son inventeur français Robert LIPP (1998) dépositaire d'un brevet en 1998, dont le calage des pales est réalisé par un ensemble d'engrenages (voir Figure 1.10). Le pignon central, excentré par rapport à l'axe de rotation principal, permet de jouer sur l'amplitude et la phase de la loi de calage. Une liaison rigide entre ce pignon central, fixe pour une loi donnée, et les pignons satellites assure le contact entre les différents engrenages. La loi de calage permet d'utiliser le propulseur en mode trochoïdal (pales parallèles à la direction d'avance du navire). Une étude approfondie de son fonctionnement est faite dans les travaux de PICHON (1999) et BEN RAMDANE et al. (2005) à l'ENSTA et à l'IRENav au début des années 2000.

Plus récemment, ROESLER et al. (2016) ont mené une étude sur un propulseur à axe transverse reproduisant une cinématique trochoïdale avec des mesures dans le bassin à traction de l'Université du New Hampshire aux États-Unis. Le calage des pales est ici



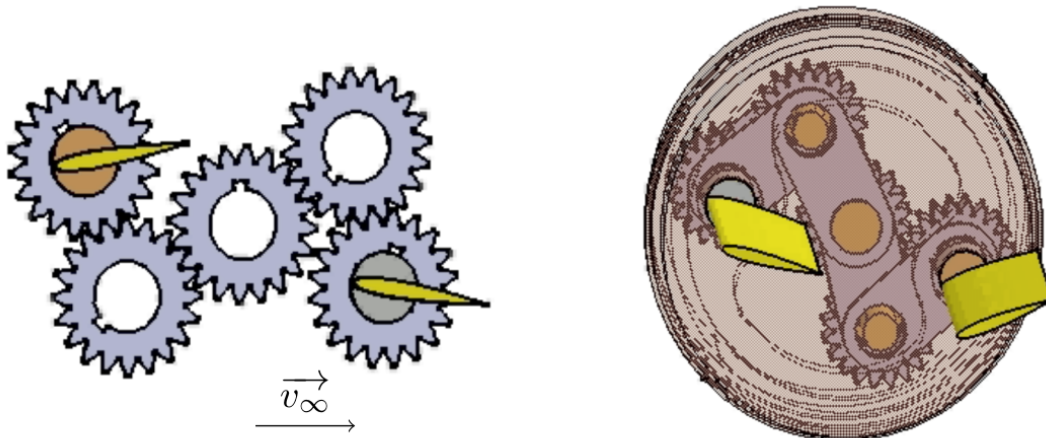


FIGURE 1.10 – Représentation du système Lipp (images extraites de la thèse de PAILLARD (2011)).

réalisé par un arbre à cames décentré par rapport à l'arbre de rotation principal qui met en mouvement un empilement de colliers non concentriques par le biais d'un mécanisme constitué de quatre barres rigides (voir Figure 1.11).

La société française ADV Propulse<sup>4</sup>, basée à Bordeaux, a développé un propulseur à axe transverse avec une cinématique trochoïdale. Le mécanisme inventé par Arnaud Curutchet et son équipe repose sur un assemblage de poulies et de courroies qui s'inspire de la machine d'Anticythère (CABANES (2011)). Cet ingénieux mécanisme, retrouvé dans les eaux proche de l'île grecque qui lui a donné son nom, permettait de fournir un calendrier de prédiction des éclipses, des phases de la lune ou encore du mouvement des cinq planètes connues à l'époque<sup>5</sup>. Le mouvement des astres est reproduit à partir d'un assemblage d'engrenages actionnant des cadrans circulaires. Le système ADV Propulse est aujourd'hui commercialisé pour l'application de drones ou d'embarcations légères.

Tous les systèmes présentés jusqu'ici utilisent un mécanisme de calage des pales mécanique. Cet entraînement permet d'avoir une solution robuste et fiable mais nécessite une maintenance minutieuse. Pour ce dernier point, la propulsion cycloïdale est intéressante car elle permet d'avoir l'ensemble de la motorisation et du système d'entraînement juste au dessus des pales et ainsi de centraliser l'organe de propulsion. Sur une propulsion par hélice classique, les parties motorisation et hélice sont généralement éloignées et reliées entre elles par des

4. <https://adv-propulse.fr/>

5. <https://www.geo.fr/histoire/des-scientifiques-pensent-avoir-perce-les-secrets-de-la-machine-danticythere-204059>

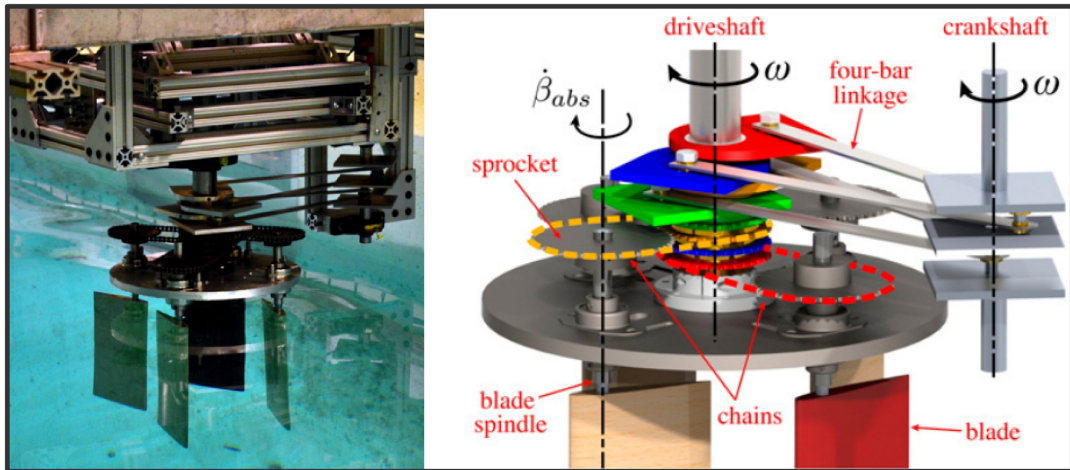


FIGURE 1.11 – Photographies du système expérimental à axe vertical testé au bassin de traction de l'Université du New Hampshire (images extraites de ROESLER et al. (2016)).

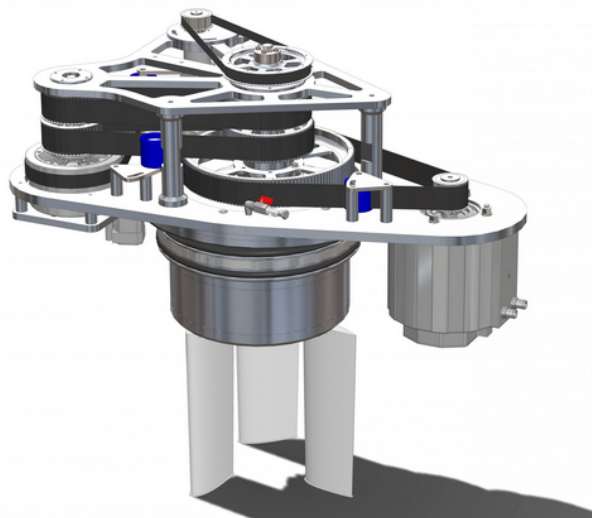


FIGURE 1.12 – Système industrialisé par la société ADV Propulse avec une cinématique trochoïdale (image extraite de son site internet).

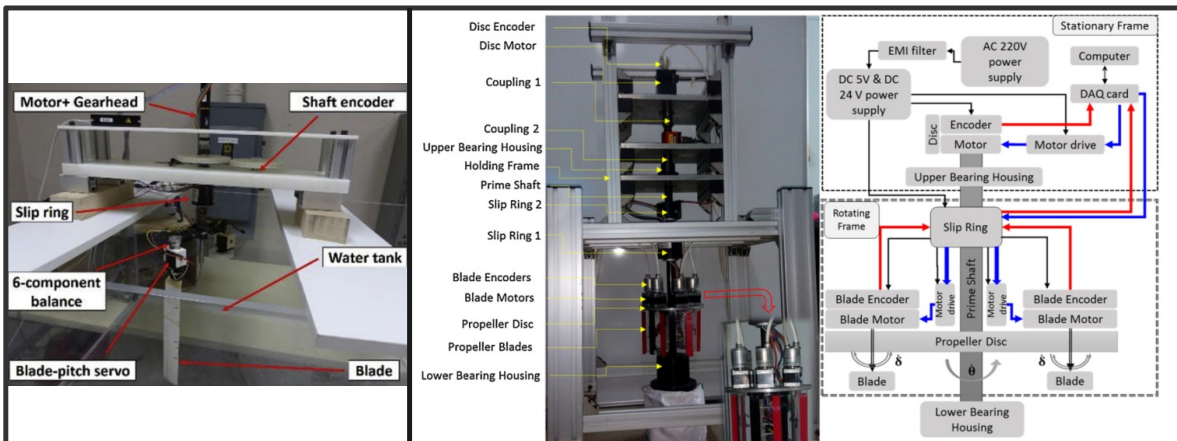


FIGURE 1.13 – Propulseurs expérimentaux avec système de contrôle des pales électrique : à gauche le banc de test expérimental développé par HALDER, WALTHER et BENEDICT (2017), à droite la plateforme d’essai élaborée par NANDY, NAGARAJAN et SHA (2018).

arbres d’entraînement qui impliquent un encombrement important.

Cet entraînement mécanique de la rotation des pales impose surtout une contrainte sur les lois de calage des pales. Même si cette loi de calage est modifiable en déplaçant l’excentricité du point de contrôle central, elle présente une forte symétrie amont/aval (ou du moins s’en approche) du fait de l’entraînement cyclique des éléments mécaniques utilisés. Or cette symétrie amont/aval de la loi de calage n’est pas compatible avec les effets de sillage au sein même du propulseur. En effet, sur la partie amont de la rotation, les pales voient un écoulement propre et dégagé tandis que sur la partie aval les pales croisent le sillage généré par les pales en amont, ce qui modifie fortement l’écoulement perçu. Il n’y a donc *a priori* aucune raison pour que la construction de la loi de calage d’un propulseur à axe transverse ne soit symétrique.

L’utilisation de motorisations électriques pour la gestion du calage des pales permet d’investiguer ce problème de symétrie des lois de calage. En effet, la vitesse de sortie d’un moteur électrique est adaptable en fonction de son alimentation. Le contrôle en vitesse d’un moteur électrique appliqué à la propulsion cycloïdale permet donc en théorie de remplacer l’entraînement mécanique du calage des pales jusqu’alors utilisé sur les propulseurs à axe transverse.

Dans la littérature, quelques prototypes avec une architecture de commande des pales électrique ont vu le jour ces dernières décennies. HALDER, WALTHER et BENEDICT (2017) ont développé un système instrumenté à pale unique permettant de valider leur modèle

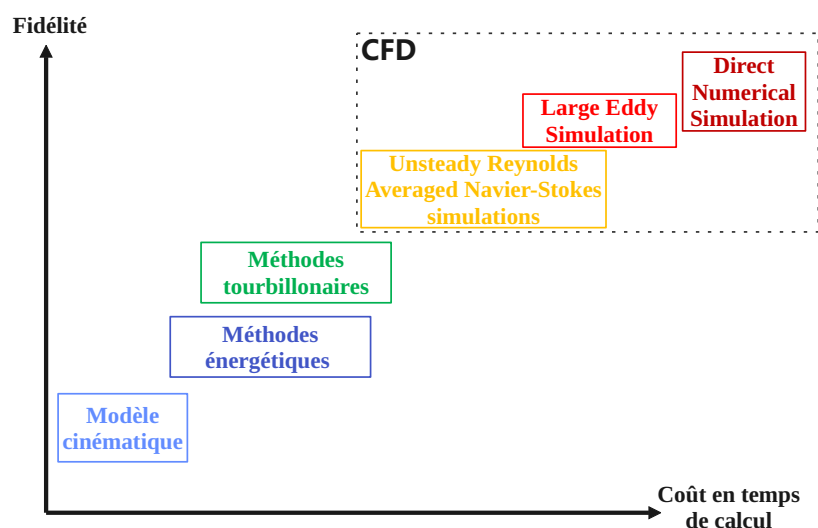


FIGURE 1.14 – Représentation du compromis fidélité/temps de calcul pour les modèles numériques classiquement utilisés en hydrodynamique.

hydrodynamique instationnaire haute fidélité. Cette validation est réalisée sur des lois de calage de type sinusoïdal en mode épicycloïdal. Ce système est représenté sur la gauche de la Figure 1.13. Sur la partie droite est illustré un prototype développé en Inde par NANDY, NAGARAJAN et SHA (2018). Cette plateforme permet de valider la faisabilité de l'utilisation d'un contrôle électrique du calage des pales, mais l'ensemble de ces travaux est resté au stade de développement en laboratoire.

## 1.2.2 Modélisation numérique

Les travaux de thèse présentés ici étant principalement expérimentaux, seule une description présentant les avantages et les défauts des différents modèles numériques classiquement utilisés pour la simulation des propulseurs cycloïdaux est menée. La Figure 1.14 permet de placer les différents modèles sur un plan représentant un compromis temps de calcul et fidélité du modèle par rapport aux mesures réelles. L'échelle en temps de calcul pour un point de fonctionnement du propulseur va de l'ordre de la seconde au mois sur une puissance de calcul arbitraire d'une dizaine de noeuds de calcul.

### Modèle cinématique

Ce premier modèle consiste à exprimer l'écoulement vu par une pale par la combinaison vectorielle de la vitesse d'avance du navire  $\vec{V}_a$  et la vitesse ortho-radiale des pales  $\vec{V}_r$ . De ce

fait, les autres vitesses intervenant dans l'expression de la vitesse relative sont négligées. Cela revient à faire une hypothèse forte car ces composantes cinématiques négligées sont du premier ordre pour les systèmes à axe transverse. Mais cela a l'avantage de pouvoir exprimer la vitesse relative par une relation analytique en fonction de la position azimutale et de la valeur du paramètre d'avance à la fois en norme et en direction.

Connaissant la vitesse relative du flux incident en norme et direction, l'angle d'incidence cinématique est déterminé à partir de la loi de calage jouée dans le modèle. Le nombre de Reynolds local (défini par l'équation 4.11 en Annexe) est également calculé pour chaque position azimutale. Les efforts sont ensuite déterminés par des tables de coefficients expérimentaux mesurés sur des profils aérodynamiques en statique (SHELDAHL et KLIMAS (1981) ; ABBOTT et VON DOENHOFF (2012)). Ces coefficients sont tabulés en fonction de l'angle d'incidence et du nombre de Reynolds. Une double interpolation linéaire sur l'incidence et le Reynolds est donc utilisée pour déterminer les coefficients aux valeurs adéquates correspondantes à la loi de calage jouée dans le modèle.

Ce modèle est dénommé ici SANDIA (du nom du laboratoire dans lequel ont été déterminés les coefficients d'effort). Plus de détails sur ce modèle sont donnés dans l'Annexe 1. L'avantage de ce premier modèle cinématique est d'avoir des résultats d'effort rapidement pour une loi de calage donnée, de l'ordre de la dizaine de secondes. Ce modèle donne par contre des résultats qui s'éloignent rapidement des mesures expérimentales du fait des fortes hypothèses considérées, surtout lorsque les phénomènes tourbillonnaires sont importants (à haute incidence et grande vitesse de rotation).

## Méthodes énergétiques

Les méthodes énergétiques sont basées sur le calcul de la quantité de mouvement. Elles consistent à exprimer un bilan de cette quantité de mouvement entre la partie amont et la partie aval du propulseur. Un procédé itératif permet de déterminer l'action des pales sur l'écoulement qui se traduit par un ajout de quantité de mouvement au travers du propulseur. Ces méthodes globales ont été développées à l'origine pour les éoliennes (il y a alors un déficit de quantité de mouvement au travers de la turbine) par les laboratoires américains SANDIA (STRICKLAND (1975)). La méthode consiste ensuite à décomposer l'écoulement qui traverse la turbine en un nombre fini de tubes de courant et d'appliquer le bilan de quantité de mouvement entre l'écoulement entrant dans le tube et l'écoulement qui en sort. PARASCHIVOIU (1981) a étendu ce modèle pour les systèmes à axe vertical en séparant la partie amont et la partie aval du disque de rotation principal (méthode DMST

pour "Double Multiple Stream Tube"). PAILLARD, HAUVILLE et ASTOLFI (2013) utilise également cette méthode couplée à un modèle de décrochage dynamique en récupération d'énergie pour caractériser les performances d'une hydrolienne à calage variable. Dans le contexte de la propulsion cycloïdale navale, diverses études ont utilisé cette méthode pour déterminer les performances d'un propulseur à axe vertical (RIIJARVI et MUN (1994); KOTB et al. (2014); HALDER, WALTHER et BENEDICT (2018)).

Les limites de cette méthode est l'hypothèse de flux axial, selon laquelle on ne considère les fluctuations de vitesses que dans le sens de l'écoulement infini amont (ici dans la direction d'avance du navire). Les phénomènes tourbillonnaires et tridimensionnels ne sont pas pris en compte. De plus, cette méthode nécessite l'utilisation de données expérimentales pour l'expression des efforts sur les éléments de pale. En terme de vitesse de calcul des méthodes énergétiques, cela dépend de la convergence de la méthode itérative (pour certains tubes de courant, la méthode diverge parfois). L'ordre de grandeur de ces méthodes peut atteindre la minute.

### Méthodes tourbillonnaires

Les méthodes tourbillonnaires sont basées sur les écoulements potentiels, une théorie qui consiste à considérer l'écoulement irrotationnel, c'est-à-dire à considérer le fluide comme parfait et à négliger les aspects visqueux. De ce fait ce modèle fait abstraction des effets liés à la turbulence de l'écoulement (effet de couche limite par exemple). La traînée visqueuse est négligée. Ces méthodes sont donc adaptées à des cas haut Reynolds pour lesquels les effets d'inertie sont prépondérants devant les effets visqueux et pour de faibles angles d'incidence avant l'apparition de la séparation du flux sur le profil (transition laminaire-turbulente, décollement de la couche limite). Les profils de pale sont ici remplacés par des lignes portantes (on parle également de théorie des lignes portantes, Lifting Line Theory) représentées par un tourbillon dont la circulation évolue afin de maintenir la conservation de la vorticité satisfaisant le théorème de Kelvin. Le champ de vitesse est ensuite calculé en sommant les vitesses induites par l'ensemble des tourbillons sur l'envergure de la pale d'après la loi de Biot et Savart, on parle également de méthodes VLM pour Vortex Lattice Method. Ces méthodes permettent de tenir compte des tourbillons marginaux en bout de pale ainsi que des effets tri-dimensionnels dans le sillage par le calcul de la traînée induite. Une amélioration de la VLM est apportée avec la méthode des "panneaux" (Pannels Method) qui consiste à tenir compte de la cambrure et la forme du profil de pale (le profil n'est plus modélisé par une simple ligne portante). Le

profil est facettisé en segments qui vont influencer la circulation totale autour du profil. Le code de calcul opensource XFLR5<sup>6</sup> regroupe ces méthodes tourbillonnaires ainsi qu'un module de conception d'aile tri-dimensionnelle pour le calcul des efforts de portance et de traînée induite adapté à l'aviation (modélisation de l'ensemble de la géométrie de l'avion). Ce code propose également une correction des efforts par le calcul de la traînée visqueuse à l'aide du code XFOIL<sup>7</sup>.

Au départ développées pour des profils portants en aérodynamique (MENDENHALL et SPANGLER (1970), MENDENHALL et SPANGLER (1978)), ces méthodes ont ensuite été appliquées aux turbines d'éoliennes à axe transverse par STRICKLAND, WEBSTER et NGUYEN (1979) en supposant que les tourbillons soient convectés dans le sillage par leurs influences mutuelles. Pour l'application à la propulsion cycloïdale, de nombreux codes utilisant les méthodes énergétiques sont couplés à une modélisation par lignes portantes (comme c'est le cas du modèle développé par HALDER, WALTHER et BENEDICT (2018)) pour déterminer les coefficients de portance et de traînée.

Un code intéressant pour la conception et le design de propulseur à axe transverse est développé par ROESLER, FRANCSIQUEZ et EPPS (2014). Ce code, nommé CyROD, utilise une formulation tourbillonnaire associée à des coefficients de portance/traînée déterminés pour les hélices classiques (à partir du code OpenProp EPPS et KIMBALL (2013)). L'ajout de corrections sur la portance dynamique, la courbure de l'écoulement, les effets de masse ajoutée et les effets 3D permet d'augmenter la qualité des résultats.

Le coût en temps de calcul des méthodes tourbillonnaires dépend de la complexité de la méthode employée. Pour les méthodes de ligne portante simple, les résultats d'efforts s'obtiennent après quelques secondes. Pour les méthodes de panneaux, selon la discrétisation utilisée, les calculs peuvent s'étendre jusqu'à la dizaine de seconde. Enfin pour les méthodes couplées plus complexes, le coût en temps de calcul peut atteindre la minute.

## Modèles CFD

Les méthodes CFD (Computational Fluid Dynamics) consistent à résoudre les équations de Navier-Stokes en chaque point d'un domaine fluide discrétisé par un maillage en tenant compte des conditions initiales temporelles et spatiales. Ces méthodes sont donc plus fidèles à la physique réelle que les méthodes détaillées précédemment. La dimension et la finesse du maillage déterminent le temps de calcul nécessaire. La gestion de la turbulence,

---

6. <http://www.xflr5.tech/xflr5.htm>

7. <https://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>

caractérisée par des fluctuations de vitesse chaotiques, est ce qui va différencier les modèles classiquement utilisés.

Le premier modèle, RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), consiste à résoudre un écoulement moyen (sans fluctuations) et à modéliser ces fluctuations de la turbulence par une viscosité turbulente. Le recours à des modèles de turbulence permet de réduire le nombre de mailles de la discrétisation spatiale et ainsi de réduire considérablement les temps de calcul (qui sont toutefois importants par rapport aux autres méthodes discutées précédemment). L'aspect fortement instationnaire de la dynamique dans les propulseurs à axe transverse est pris en compte avec une échelle temporelle supplémentaire (on parle alors de méthode URANS pour Unsteady RANS). Des travaux en collaboration avec le projet SHIVA ont été menés au Laboratoire de mécanique des fluides de Lille par FASSE et al. (2019) et sont menés actuellement à l'ENSTA-Bretagne (GORGUET (2021)) avec une formulation URANS du code FINE/Marine.

Le modèle LES (Large Eddy Simulation) consiste à simuler et à résoudre les grandes échelles spatiales de la turbulence (tourbillons larges) et à modéliser les petites échelles de turbulence (couche limite turbulente sur les parois). Cette méthode nécessite donc une discrétisation assez fine du domaine pour bien appréhender les grandes échelles de turbulence.

Enfin le dernier modèle, DNS (Direct Numerical Simulation), consiste à simuler l'écoulement et la turbulence dans tout le domaine fluide. Cette méthode nécessite donc un maillage suffisamment fin pour capturer l'écoulement jusqu'à la plus petite échelle de turbulence, et donc un temps de calcul proportionnellement long. Les travaux de thèse de LABASSE, EHRENSTEIN et MELIGA (2020) utilisent une formulation DNS pour étudier l'interaction fluide-structure sur des profils minces suivant un mouvement de pillonnement associé à du tangage. Il a également utilisé les résultats des mesures en bassin sur la plateforme SHIVA pour valider son modèle numérique. Une publication sur la comparaison des résultats est en cours d'acceptation (LABASSE et al. (2022)).

Dans le cadre de la propulsion cycloïdale, le recours à des maillages tournants pour la gestion des rotations des pales et de la rotation principale alourdit également les temps de calcul. Enfin, pour réduire ces temps de calcul, de nombreuses simulations sont réalisées sur une coupe 2D du domaine fluide, qui implique donc une hypothèse d'envergure infinie des pales et qui ne tient pas compte des effets de bord ou de surface libre (présente dans les mesures en bassin de ces travaux de thèse).

Le développement des puissances de calcul de ces dernières décennies a néanmoins pu



contribuer à l’initiative de nombreux papiers sur l’analyse des performances des propulseurs cycloïdaux en utilisant un code CFD (ESMAILIAN, GHASSEMI et HEIDARI (2014) ; HAUVILLE et al. (2018) ; HU, LI et GUO (2020)).

Le coût en temps de calcul de ces méthodes dépend fortement de la taille du maillage et de la puissance de calcul utilisée. À titre d’exemple, un calcul URANS bi-dimensionnel d’environ deux millions de mailles s’effectue sur une durée d’une demi-heure sur une dizaine de CPUs (cas des simulations de GORGUET (2021)). Une résolution par DNS est par contre de l’ordre de plusieurs jours : deux cents heures sur soixante CPUs pour les calculs de LABASSE (2022).

### 1.3 Contributions et organisation des travaux

Ce premier chapitre d’introduction a permis de contextualiser la propulsion cycloïdale à travers un état de l’art des systèmes existants et l’analyse des principes physiques rencontrés. Ce type de propulsion pourvu d’une cinématique de pale particulière reste encore peu étudié expérimentalement notamment dans le mode trochoïdal.

Cette classification des propulseurs suivant leur mode de fonctionnement pousse aussi à investiguer le moyen de passer d’un mode à l’autre afin de pouvoir profiter des avantages de chacun des deux modes. Comme la plupart des systèmes développés à ce jour utilisent un système mécanique de contrôle des pales, il était alors impensable de fonctionner dans les deux modes à la fois, car aucun système mécanique ne permet de reproduire à la fois la cinématique trochoïdale et la cinématique épicycloïdale.

Dans le but de résoudre ce problème et d’apporter une solution technique, une plateforme expérimentale a été développée à l’Institut de recherche de l’École navale. Cette plateforme permet de simuler le fonctionnement d’un propulseur à axe transverse à la fois dans le mode épicycloïdal et dans le mode trochoïdal en utilisant des servo-moteurs pour le contrôle indépendant de chaque pale. Cette technologie fait l’objet d’un brevet déposé par l’IRENav (DAMAY, HAUVILLE et ASTOLFI (2022)).

La deuxième caractéristique de cette plateforme est son instrumentation embarquée diversifiée dont l’installation est facilitée par la place disponible grâce à la taille de la plateforme. Cette instrumentation permet de faire des mesures fines en bassin d’essais des performances à partir de la mesure de l’effort hydrodynamique local généré sur les pales au cours du mouvement du propulseur.

Cette plateforme est présentée et détaillée au Chapitre 2, tant du point de vue de son

architecture mécanique que de son architecture de contrôle des pales électrique et de l'instrumentation utilisée. Des mesures de suivis de lois sur diverses lois de calage permettent de vérifier le bon mouvement des pales par rapport à la consigne imposée et spécifier les limites rencontrées avec la technologie du système de contrôle/commande utilisé.

L'étude du comportement propulsif de la plateforme fait l'objet du Chapitre 3. Des mesures en bassin obtenues pour des lois de calage sinusoïdales de diverses amplitudes en mode trochoïdal permettent d'analyser le comportement du système et de caractériser son efficacité. Les courbes de performances obtenues par un balayage du paramètre d'avance  $\lambda$  montrent le besoin d'adaptation de la loi de calage en fonction de l'objectif de navigation souhaité (forte poussée dans le cas de manœuvre portuaire ou meilleur rendement pour des phases de vitesse de croisière constante).

Enfin grâce à sa spécificité de pilotage électrique des pales et de son instrumentation embarquée, la plateforme permet d'optimiser expérimentalement les lois de calage des pales. L'idée est de définir une paramétrisation de loi permettant de dépasser les performances obtenues par les lois sinusoïdales. Le Chapitre 4 présente une méthode d'optimisation par méta-modèle permettant de substituer une fonction objectif définie au préalable (maximisation de la poussée ou du rendement par exemple) au fonctionnement physique du propulseur. Cette fonction objectif est évaluée dans ces travaux à partir des mesures en bassin de la plateforme SHIVA. L'enrichissement de ce méta-modèle est réalisé à partir d'un processus gaussien qui permet de tenir compte de la variance des mesures expérimentales et de diminuer le temps de convergence vers l'optimum par rapport à d'autres procédures d'optimisation comme les algorithmes génétiques par exemple. Les résultats de cette optimisation expérimentale permettent de déterminer un compromis poussée/rendement hydrodynamique supérieur à celui des mesures des lois de calage sinusoïdales.

Le manuscrit conclut sur une discussion sur les capacités de la plateforme et sur les résultats de performance obtenus à la fois avec les lois sinusoïdales et avec les lois issues de l'optimisation. Ces résultats incitent à étendre l'étude menée à de nouveaux points de fonctionnement et ouvrent le champs à de nouveaux objectifs d'optimisation. Des perspectives de développement de la plateforme sont également prévus dans le cadre de collaborations futures. A la fin du manuscrit, des annexes fournissent des détails qui complètent les développements menés dans ces travaux.



# DESCRIPTION DE LA PLATEFORME SHIVA ET DE SON ENVIRONNEMENT

---

Le projet SHIVA, qui a donné son nom à la plateforme expérimentale, a débuté autour des années 2010 avec les travaux de thèse de PAILLARD (2011) réalisés à l'IRENav sur l'optimisation d'une hydrolienne à axe transverse avec contrôle actif de l'angle de calage. Le projet a donc au départ une vocation à améliorer les systèmes de récupération d'énergie à axe transverse, alors en plein essor.

Les caractéristiques de la plateforme proviennent du besoin en modularité d'un système à axe transverse pour simuler différentes configurations de solidité, d'allongement, de profil de pale, etc. Ces caractéristiques sont présentées dans la prochaine section. La Figure 2.1 illustre le premier dimensionnement mécanique de SHIVA réalisé sous le logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO) Catia par PAILLARD (2011).

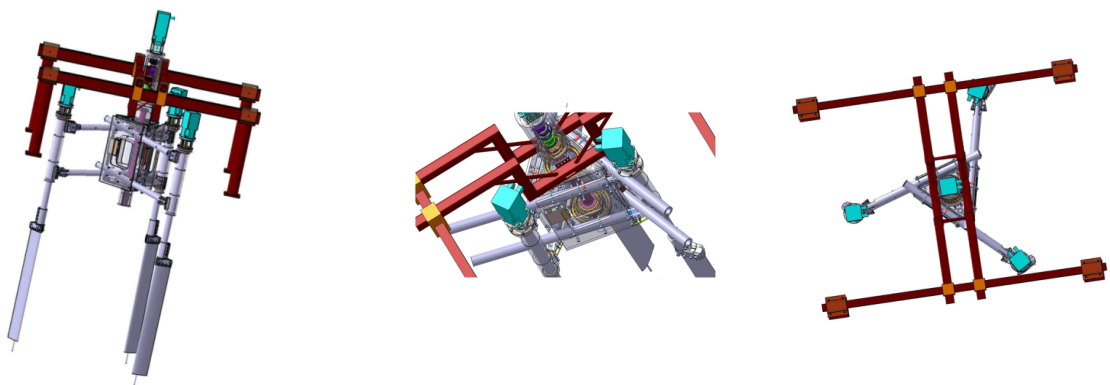


FIGURE 2.1 – Dessins CAO montrant les premiers plans de la plateforme SHIVA tirés de la thèse de PAILLARD (2011).

Le projet s'est prolongé avec les travaux de thèse de DELAFIN (2014) qui a analysé et simulé numériquement les écoulements transitionnels sur les hydrofoils d'hydroliennes à axe transverse avec contrôle actif de l'angle de calage. Parallèlement, les pièces de la

plateforme SHIVA ont commencé à être usinées à l'IRENav par le Service conception, études et fabrication pour l'enseignement et la recherche (SCEFER).

Une seconde utilisation de la plateforme SHIVA est le fonctionnement en mode propulseur. En effet, la flexibilité de ce système permet d'investiguer à la fois la récupération d'énergie et la propulsion à axe vertical. C'est ce mode qui est présenté dans ces travaux. Ce choix est motivé par un besoin de la Marine nationale en termes de propulsion navale et une forte expérience des équipes du laboratoire dans ce domaine. C'est dans ce cadre que la plateforme a été transportée en septembre 2018 au bassin à circulation de l'Ifremer à Boulogne-sur-Mer afin d'y réaliser les premiers essais en eau.

Ce chapitre présente dans un premier temps la plateforme académique SHIVA dans l'état initial en Septembre 2018 ainsi que les évolutions apportées pour son développement. Ces évolutions portent à la fois sur les aspects mécaniques et sur l'architecture électrotechnique de la plateforme. Les développements ont à la fois permis d'améliorer la précision de mesure des efforts hydrodynamiques tout en s'assurant d'une réponse des moteurs optimale dans le suivi des lois de calage par rapport à la consigne. Les résultats présentés dans ce chapitre concernent les mesures d'efforts durant les étapes de calibrage et d'étalonnage des capteurs ainsi que des suivis de lois lors de mesures en bassins. L'étude du fonctionnement en mode propulseur fait l'objet du chapitre suivant.

## **2.1 Présentation générale de la plateforme SHIVA et des moyens d'essais**

Comme cela a été rappelé en introduction, la plateforme SHIVA a d'abord été dimensionnée pour tester des configurations de solidité et des lois de calage en récupération d'énergie. Des modifications ont donc été apportées pour simuler le fonctionnement d'un propulseur à axe vertical et pour obtenir des mesures en bassin fiables.

De manière générale, il faut considérer le système SHIVA comme une plateforme académique et non comme un prototype de propulseur car ici les pales traversent la surface libre du bassin favorisant l'aspiration de l'air de surface le long des pales. Sur un propulseur, les pales ne traversent pas la surface libre, leur extrémité haute est tangente à la carène immergée. Le phénomène de ventilation y est donc absent.

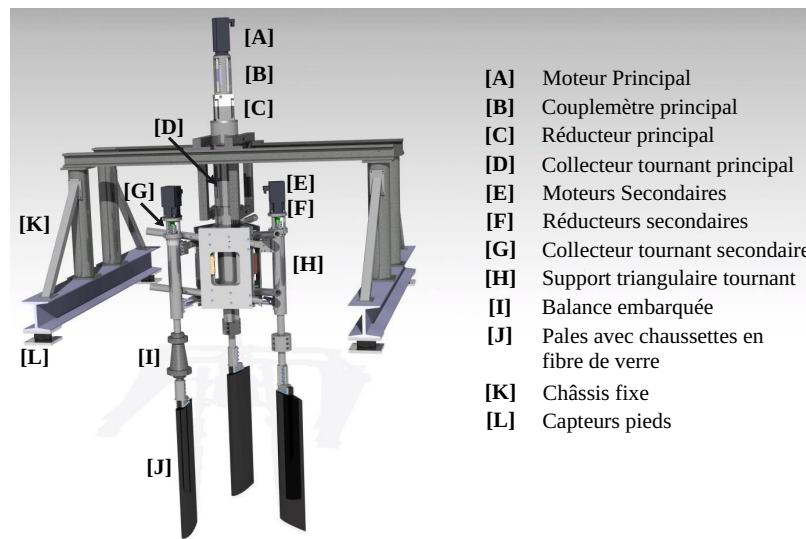


FIGURE 2.2 – CAO de la plateforme SHIVA.

### 2.1.1 Caractéristiques principales

Du point de vue mécanique, SHIVA est une plateforme de grande dimension permettant d'étudier différentes cinématiques de systèmes à axe transverse dans différentes conditions d'écoulements. Ces dimensions sont adaptées au bassin à circulation de l'Ifremer à Boulogne-sur-Mer. Le poids total de la plateforme SHIVA dépasse 1.2 tonnes avec près de 800 kg de masse embarquée sur la partie tournante.

La Figure 2.2 présente la maquette numérique de la plateforme créée à partir du fichier CAO de l'assemblage. La plateforme est constituée de deux parties distinctes : un châssis fixe [K] et un support triangulaire tournant [H] sur lequel sont montées les pales [J].

Le support fixe est constitué de deux poutres IPN sur lesquelles un assemblage de poutres en acier maintient le moyeu de la partie tournante au dessus du bassin. La liaison entre le support fixe et le moyeu de SHIVA représentant l'axe principal est réalisée par l'appui plan de deux profilés en acier de section carrée sur la colonne centrale. Cette liaison est détaillée sur la Figure 2.3. La colonne centrale (moyeu), fixe car liée au châssis, permet de guider en rotation à la fois l'arbre principal et le support triangulaire sur lequel sont montées les pales. Cet arbre principal est entraîné en rotation par le moteur principal (MP) [A] (référence SEM HRS115E6-130S). En sortie du MP est accouplé le couplemètre principal [B] qui permet une mesure directe du couple d'entraînement de l'axe principal en sortie du moteur (toutes les caractéristiques liées à la motorisation et

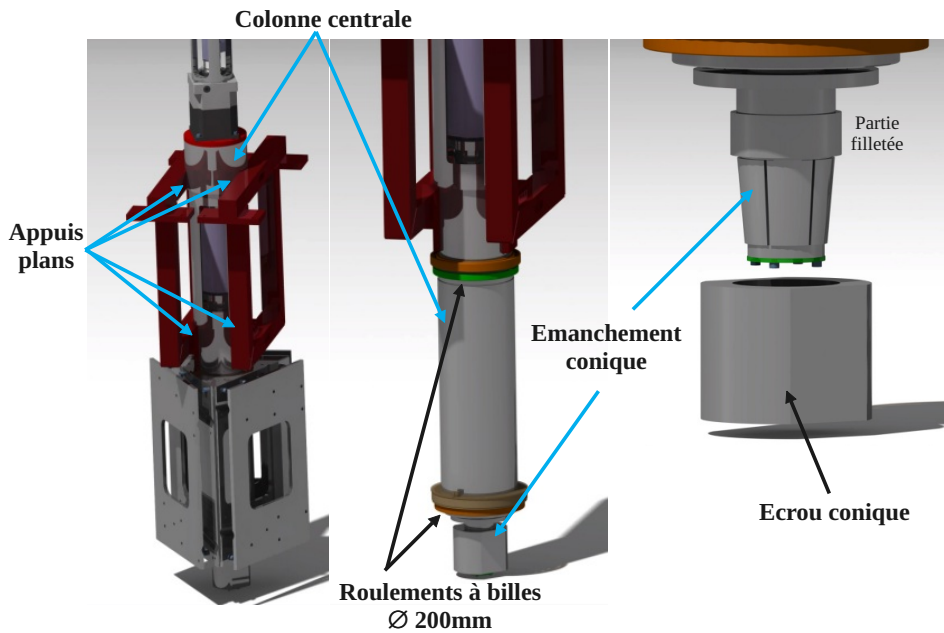


FIGURE 2.3 – Détails de l'axe principal et des liaisons entre la partie tournante et le châssis fixe.

l'instrumentation de la plateforme sont détaillées dans la section suivante). Un deuxième accouplement mécanique permet de lier le couplemètre à un réducteur de vitesse [C] de rapport 1/50ème (référence ZF Servoplan PG050-GAM050-1AA0). Ce réducteur permet d'adapter la vitesse de rotation du MP au paramètre d'avance  $\lambda$  souhaité. Un collecteur tournant [D] (référence SVTS C 05-x-A-12/24 Servotechnica), situé à l'intérieur de la colonne centrale, permet d'alimenter électriquement les éléments situés sur la partie tournante (moteurs, variateurs de vitesses, instrumentation). Les ordres de commande pour le système de contrôle/commande et les données d'acquisition de mesure (détaillés dans les sections suivantes) transitent également par le collecteur tournant (par liaison bus CAN et liaison Ethernet). La technologie de ce collecteur tournant repose sur une connexion électrique par contact entre un balais et un anneau conducteur (collecteur à bague rotatif). L'arbre principal est guidé par deux roulements à billes  $\varnothing_{ext}$  140 mm (référence SKF 6018) situés à l'intérieur de la colonne centrale. Cet arbre est creux afin de laisser passer les câbles sortant du collecteur vers la partie basse de l'axe principal.

Le support triangulaire est accouplé à l'extrémité de l'arbre principal par un emmanchement conique. Cette liaison conique permet de garantir un excellent centrage ainsi qu'un bon maintien en position par adhérence. Comme le montre la Figure 2.3, un écrou à empreinte

conique permet de maintenir la pression sur l'emmanchement conique. L'ensemble des efforts hydrodynamiques et des effets centrifuges de la masse embarquée passent par cette liaison conique. Il est primordial que cette liaison soit garantie sans glissement. Par conséquent, l'écrou conique est broché afin de réaliser une liaison totale sans risque de desserrage (pouvant apparaître lors des phases de décélération brusque). De manière générale, toutes les liaisons sur l'axe principal sont réalisées sans jeu pour garantir au mieux la transmission des efforts sur toute la plateforme.

La partie tournante est constituée d'un support triangulaire sur lequel sont montés à chaque extrémité trois moyeux qui assurent la rotation des trois pales. Le choix du nombre de pales,  $N=3$ , a été déterminé lors du design préliminaire de la plateforme selon un critère principal de coût. En effet, un système avec une seule pale aurait difficilement été stable en rotation, un système constitué de deux pales est peu reproducteur du fonctionnement d'un propulseur car les efforts sont trop répartis sur chaque pale, enfin trois pales permettent une bonne répartition des efforts hydrodynamiques tout en limitant l'achat de motorisation et de matériel de contrôle par rapport à un système à quatre ou cinq pales.

Le support triangulaire est guidé en rotation sur la colonne centrale fixe (liée au châssis) grâce à deux roulements à billes  $\emptyset_{ext}$  200 mm (référence SKF 61832) situés sur le haut et le bas de la partie triangulaire (voir Figure 2.3). Chaque moyeu des axes secondaires est lié à la partie triangulaire par une liaison glissière réalisée par deux barres parallèles inclinées à  $7^\circ$  qui peuvent glisser de manière à pouvoir augmenter le diamètre de la plateforme. Le rayon  $R$  de la plateforme est défini par la distance entre le centre de rotation d'un des axes secondaires et le centre de rotation de l'axe principal. L'inclinaison des liaisons glissières permet de pouvoir sortir et rentrer les bras librement sans se toucher. Comme l'illustre la Figure 2.4, le diamètre de SHIVA peut ainsi être multiplié par deux entre la position compacte  $D=0.8$  m et la position écartée  $D=1.6$  m. Pour les mesures réalisées lors de ces travaux de thèse, le diamètre est fixé à  $D=0.8$  m (maintenu par brochage) afin de réduire le couple d'entraînement de l'axe principal. Pour un propulseur le principe est d'obtenir la poussée maximale pour une puissance d'entraînement minimale (alors qu'en récupération d'énergie, on cherchera au contraire à augmenter le diamètre afin de maximiser le couple et donc la puissance récupérée sur l'axe principal).



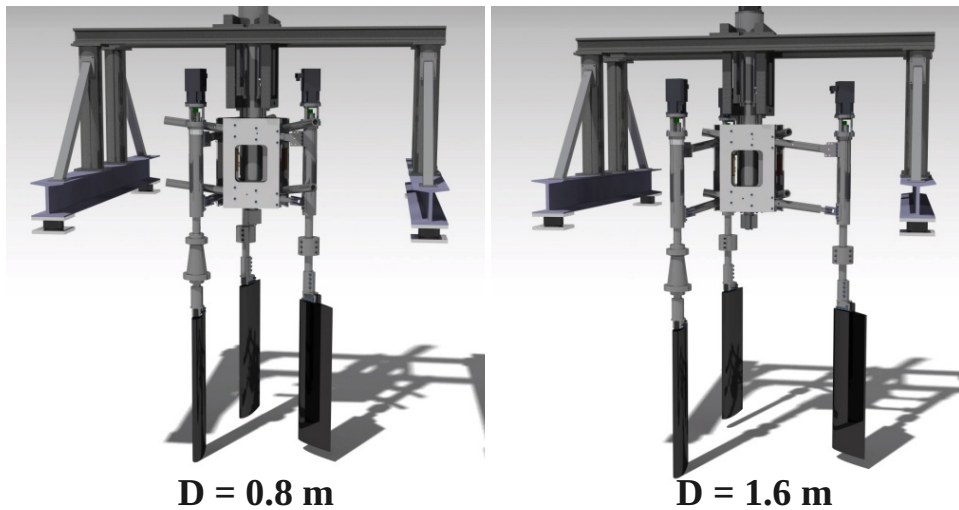


FIGURE 2.4 – Comparaison des configurations compactes et écartées pour lesquelles le diamètre de la plateforme varie du simple au double.

Chaque axe secondaire est constitué d'un moteur secondaire (MSi) [E] (référence SEM HDM105C10-54S) associé à un réducteur [F] de rapport 1/10ème (référence ZF Servoplan PG020-GAM020-1AA0). Ce couple moto-réducteur entraîne en rotation un arbre guidé par deux roulements à billes  $\varnothing_{ext}$  80 mm (référence SKF 61911) sur chaque axe. Enfin les pales [J] sont fixées à l'extrémité basse des arbres secondaires grâce à une pince cylindrique creuse serrée sur l'arbre. Les pales sont usinées dans un rond plein en acier inoxydable, avec pour envergure  $l=1$  m et pour corde  $c=0.15$  m. Le profil de pale utilisé est le profil NACA 0018. Le centre de rotation des pales est situé au quart de corde où se situe globalement le centre hydrodynamique du profil (au moins pour les angles d'incidence modérés), ce qui permet de réduire le couple d'entraînement. Au fil des campagnes d'essais réalisées en bassin, des coques de pale en fibre de verre et résine époxy ont été fabriquées afin d'agrandir la corde des pales en passant à  $c=0.35$  m et ainsi d'augmenter les efforts hydrodynamiques s'exerçant sur le système afin d'avoir un niveau de tension plus élevé sur les capteurs de mesures. Ces coques en fibres de verre sont ajustées au profil et sont liées aux pales existantes par adhérence. L'utilisation de ces coques permet également de comparer différents profils sans avoir à usiner de nouvelles pales (cet aspect n'a toutefois pas été investigué dans ces travaux). Comme on peut le voir sur la Figure 2.5, une peinture noire est appliquée sur les pales afin d'éviter les réflexions de la lumière et des faisceaux lasers lors de mesures par PIV (Vélocimétrie par image de particules).

Il faut préciser que les moteurs assurant la rotation du système (axe principal et



FIGURE 2.5 – Photos d'une pale et de sa coque en fibre de verre permettant d'augmenter la taille de la corde.

axes secondaires) ont été achetés suite au dimensionnement initial de la plateforme, soit pour un mode de fonctionnement en récupération d'énergie. Les caractéristiques de ces moteurs ont conduit à certaines limites en terme de couple transmissible et vitesse de rotation maximale pour certaines cinématiques de lois de calage.

Le moteur principal (MP) et les moteurs secondaires (MS<sub>i</sub>,  $i \in \llbracket 1; 3 \rrbracket$ ) sont des machines synchrones à aimants permanents (brushless). Pour la terminologie,  $\Omega$  est employé pour la vitesse angulaire de l'axe principal, tandis que  $\dot{\beta}_i$  est utilisé pour la vitesse angulaire des axes secondaires. La Figure 2.6 présente les courbes de performances pour le MP (à gauche) et les MS<sub>i</sub> (à droite) données par le constructeur pour une tension d'alimentation à 560V DC pour le MP et à 150V DC pour les MS<sub>i</sub>.

Toutefois, ces moteurs ne sont pas réellement alimentés par ces valeurs de tension car ils sont contrôlés par des variateurs de vitesse qui régulent la tension d'alimentation des moteurs en fonction de la consigne souhaitée (le système de contrôle/commande est détaillé dans la section 2.2 - Détail et développement de l'architecture électrotechnique). Le variateur de vitesse pour l'axe principal est alimenté par le réseau 380V AC correspondant

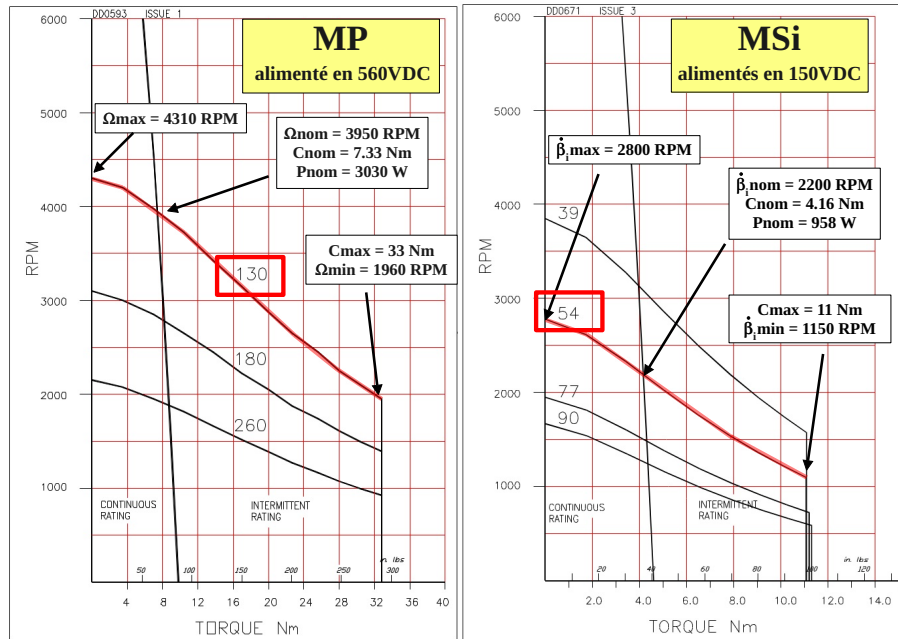


FIGURE 2.6 – Courbes de performance du Moteur Principal pour une alimentation de 560V DC (à gauche) et des Moteurs Secondaires alimentés en 150V DC (à droite).

à un bus de tension 520V DC en sortie du redresseur tandis que les variateurs secondaires sont alimentés par du 115V DC. La tension d'alimentation des moteurs dépend ensuite de l'ordre de commande des contrôleurs. Une régression linéaire permet, à partir des caractéristiques constructeur données pour des alimentations à 150V DC, 300V DC et 560V DC, de connaître les capacités réelles des moteurs utilisés avec leur alimentation. Le tableau 2.1 résume ces capacités réelles des moteurs.

En tenant compte des réducteurs de vitesses (de rapport 1/50ème sur l'axe principal et de rapport 1/10ème sur les axes secondaires), la vitesse de rotation maximale de l'axe

	MP alimenté en 520V DC	MSi alimentés en 115V DC
$C_{nom}$	7.67 Nm	4.19 Nm
$\Omega_{nom}/\dot{\beta}_{i_{nom}}$	3650 RPM	1866 RPM
$P_{nom}$	2932 W	819 W
$\Omega_{max}/\dot{\beta}_{i_{max}}$	4034 RPM	3312 RPM
$C_{max}$	33 Nm	11 Nm
$\Omega_{min}/\dot{\beta}_{i_{min}}$	1803 RPM	925 RPM

TABLE 2.1 – Caractéristiques des moteurs avec l'alimentation réelle recalculée par régression linéaire à partir des données constructeurs.

$\lambda$	0.8	1.2	1.6	0.8	1.2	1.6	0.8	1.2	1.6
$V$ [m/s]	0.8	0.8	0.8	1	1	1	1.2	1.2	1.2
$\Omega$ [RPM]	23.87	15.92	11.94	29.84	19.89	14.92	35.8	23.87	17.9

TABLE 2.2 – Vitesses de rotation principale  $\Omega$  à atteindre pour satisfaire les principales conditions d'essais :  $\lambda$  variant de 0.8 à 1.6 et  $V$  variant de 0.8 m/s à 1.2 m/s.

principal est de 80.7 RPM soit 8.44 rad/s et celle des axes secondaires est de 331.2 RPM soit 34.7 rad/s. Cette limite théorique est rarement atteinte car il faudrait que le moteur puisse tourner sans fournir de couple. Or, pour les axes secondaires, les phases pour lesquelles les moteurs ont besoin de tourner rapidement nécessitent également un besoin en couple important pour contrer la résistance de l'eau sur les pales. La vitesse des moteurs secondaires pour laquelle le couple demandé est maximal, appelée ici  $\dot{\beta}_{i_{min}}$ , vaut 925 RPM soit 9.69 rad/s après réduction. Donc pour les lois de calage qui nécessitent une vitesse de calage supérieure à 10 rad/s, les moteurs peuvent avoir des difficultés à suivre la consigne. Pour l'axe principal, avec le réducteur de rapport 1/50ème, la limite théorique  $\Omega_{max}$  est égale à 80.7 RPM, tandis que la vitesse nominale  $\Omega_{nom}$  est égale à 73 RPM. Ces vitesses de rotation sont plutôt bien adaptées aux consignes de vitesse de rotation données par les valeurs du paramètre d'avance ( $\lambda$ ) et des vitesses d'écoulement du bassin ( $V$ ). En effet, les paramètres expérimentaux des mesures en bassin impliquent des vitesses de rotation  $\Omega$  de l'ordre de 10 à 40 RPM (voir Tableau 2.2). Avec un réducteur 1/50ème, ces consignes de vitesse impliquent des vitesses sur l'arbre moteur de 500 à 2000 RPM qui sont proches des caractéristiques nominales du moteur principal.

Concernant la vitesse de rotation de l'axe principal, une limite de sécurité est fixée à 50 RPM lors des essais en bassin pour éviter tout incident en raison de la forte masse embarquée sur la partie tournante (près de 800 kg).

Pour les systèmes à axe transverse, un certain nombre de valeurs adimensionnées sont définies pour faciliter la comparaison des différents systèmes entre eux. Le rapport de solidité  $\sigma$ , défini par la relation (2.1), traduit le blocage de l'écoulement qui traverse la turbine dans une tranche bidimensionnelle. Le rapport d'aspect du système  $AR$  (pour "Aspect Ratio"), défini par la relation (2.2), caractérise l'allongement général du système à axe transverse. Enfin le rapport d'aspect de la pale  $CR$  (pour "Chord Ratio"), défini par la relation (2.3), caractérise l'allongement d'une pale isolée de l'ensemble du système.

$$\sigma = \frac{Nc}{D} \quad (2.1)$$

$$AR = \frac{l}{D} \quad (2.2)$$

$$CR = \frac{l}{c} \quad (2.3)$$

Le tableau 2.3 résume ces caractéristiques géométriques pour la plateforme SHIVA ainsi que les grandeurs adimensionnées associées. Les valeurs en gras indiquent la configuration utilisée pour les mesures en bassin dont les résultats sont présentés dans les chapitres suivants. Une des spécificités de la plateforme SHIVA réside dans sa modularité qui lui permet de simuler différentes configurations de solidité ou de rapport d'aspect afin de pouvoir faire également de la validation de modèles ou de la comparaison de résultats avec des prototypes existants.

$D$ [m]	$c$ [m]	$\sigma$	$AR$	$CR$
0.8	0.15	0.56	1.25	6.67
<b>0.8</b>	<b>0.35</b>	<b>1.31</b>	<b>1.25</b>	<b>2.86</b>
1.6	0.15	0.28	0.625	6.67
1.6	0.35	0.66	0.625	2.86

TABLE 2.3 – Évolution des grandeurs adimensionnées en fonction des différentes configurations de la plateforme SHIVA.

Références	$N$	$\sigma$	$AR$	$CR$	$c$ [m]
<b>SHIVA</b>	<b>3</b>	<b>1.31</b>	<b>1.25</b>	<b>2.86</b>	<b>0.35</b>
Roesler et al.	4	1.89	2.36	5	0.15
Van Manen et al.	4	0.72	0.6	3.33	0.036
Bose et al.	3	1.5	1	5	0.04
Dickerson et al.	6	1.062	0.5	2.82	0.0405
Taniguchi et al.	6	1.257	0.6	2.86	0.0419

TABLE 2.4 – Comparaison des grandeurs adimensionnées de SHIVA avec d'autres prototypes expérimentaux.

Le tableau 2.4 permet de comparer les valeurs adimensionnées de SHIVA avec celles de systèmes expérimentaux disponibles dans la littérature. Bien que la plateforme SHIVA présente des grandeurs adimensionnées similaires aux systèmes expérimentaux qui ont été testés en bassin, ses dimensions sont bien plus grandes, ce qui permet entre autre d'installer une instrumentation embarquée.

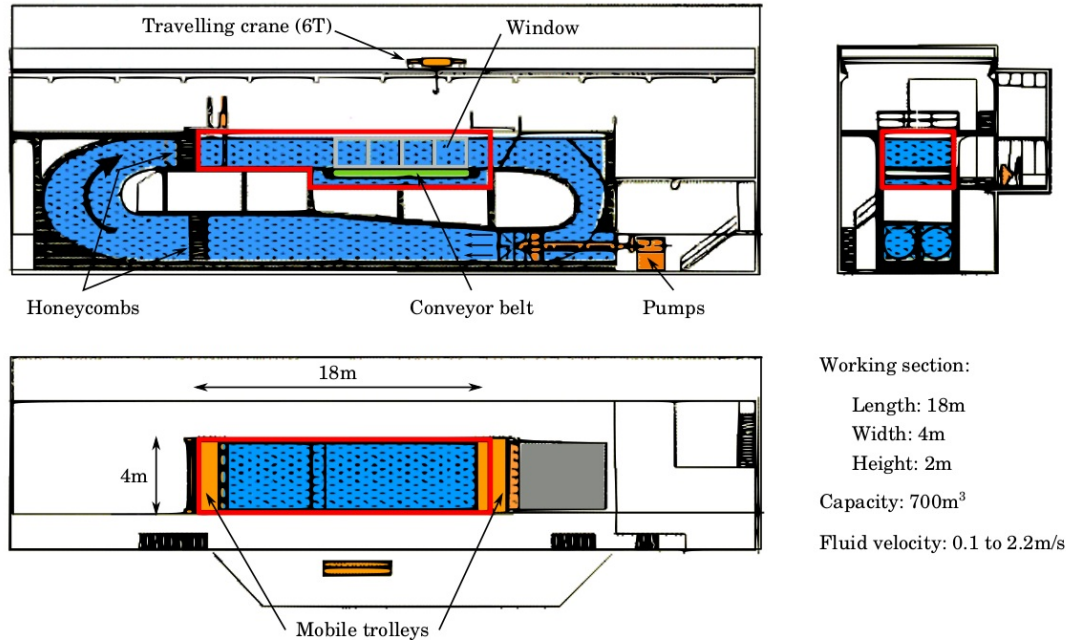


FIGURE 2.7 – Schéma du bassin d'essais du site Ifremer à Boulogne-sur-Mer.

### 2.1.2 Bassin à circulation de l'Ifremer

Le bassin d'essais de l'Ifremer à Boulogne-sur-Mer est un bassin à circulation mettant en mouvement 700 m<sup>3</sup> d'eau grâce à deux systèmes pompe/hélice d'une puissance totale de 500 kW. Ces pompes permettent de générer un courant d'une vitesse allant de 0.1 m/s à 2.2 m/s. Le bassin comporte une section utile de 18 m de long, 4 m de large et profonde de 2 m. Cette section est entourée en rouge sur la Figure 2.7. Quatre grandes vitres sont positionnées sur le côté du bassin et permettent une observation des écoulements ainsi que l'utilisation d'instruments optiques.

La génération du courant par les pompes induit de la turbulence dans l'écoulement. Cette turbulence est quantifiée par son intensité  $I_\infty$  mesurée par LDV (Vélocimétrie Doppler par Laser) à 1.5 % d'après GAURIER et al. (2018). Une description complète des équipements du bassin d'essais est détaillée dans les travaux de IKHENNICHEU et al. (2019) et GAURIER et al. (2020).

La vitesse du bassin est fixée (0.8 m/s ou 1.2 m/s selon les mesures) et considérée constante, au taux d'intensité turbulente près, après que l'écoulement est établi. La rotation du système SHIVA dans le bassin occasionne par contre une forte déformation de la surface libre surtout en aval du dispositif. Le phénomène est illustré sur la Figure 2.8. La vue immergée, photo de gauche, montre qu'un phénomène d'aspiration se produit

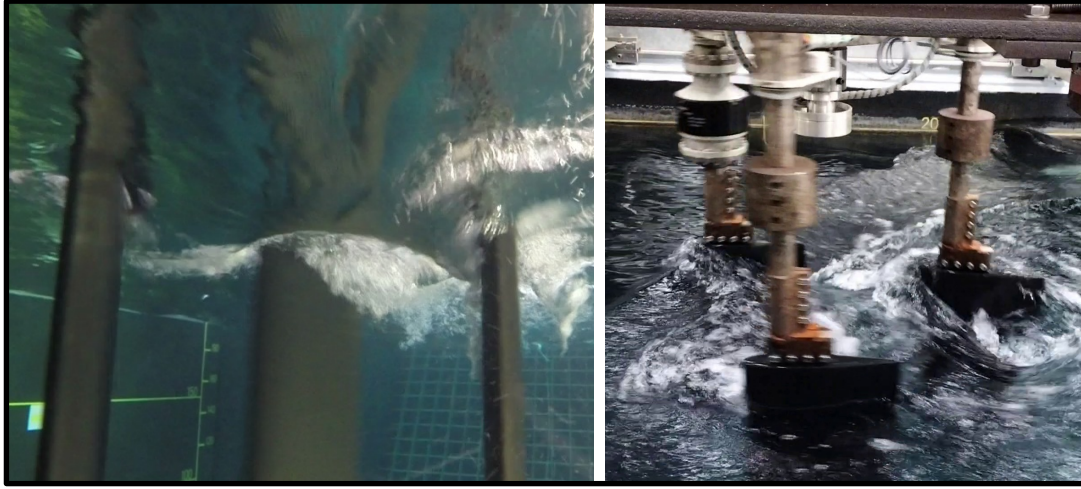


FIGURE 2.8 – Déformation de la surface libre à travers la plateforme SHIVA et phénomène d’aspiration de la surface libre.

sur certaines positions azimutales (sur la pale la plus à droite). Suivant la loi de calage jouée et la vitesse de rotation principale, le phénomène d’aspiration peut être important et avoir un impact sur les mesures d’efforts. Ces effets de surface libre impliquent que le parallèle entre les performances de la plateforme SHIVA et un propulseur réel n’est pas simple car ce dernier est confiné sous la coque du navire. Ces effets de surface libre peuvent aussi expliquer des différences entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus à partir des modèles théoriques ou numériques.

La plateforme SHIVA s’adapte parfaitement aux dimensions du bassin en largeur comme en profondeur. Le ratio de la surface frontale  $\mathcal{A}_{SHIVA}$  du propulseur sur la section du bassin  $\mathcal{A}_b$  permet de définir le taux de blocage hydrodynamique  $B_h$  (voir relation 2.4). Ce phénomène est largement étudié lors d’installations de fermes d’hydroliennes pour quantifier l’effet de proximité des turbines dans un milieu confiné sur les performances de puissance (NGUYEN et al. (2019) et ROC, CONLEY et GREAVES (2013)).

$$B_h = \frac{\mathcal{A}_{SHIVA}}{\mathcal{A}_b} = \frac{Dl}{L_b h_b} \quad (2.4)$$

Avec  $D$  le diamètre du propulseur SHIVA,  $l$  l’envergure des pales,  $L_b$  la largeur du bassin et  $h_b$  la profondeur du bassin. L’envergure trempée des pales réelle est mesurée à 0.92 m (une petite portion des pales est émergée au-dessus de la surface libre). Le taux de blocage hydrodynamique de la plateforme SHIVA vaut donc 9.2 %. Selon CONSUL, WILLDEN et MCINTOSH (2013) et DIRIEH et al. (2020), pour des taux de blocage dépassant 10 %,

les performances peuvent être affectées par le phénomène de blocage hydrodynamique. Le taux de blocage étant ici inférieur à cette limite, on pourrait considérer que cet effet n'influence pas ou peu les mesures hydrodynamiques. Cependant, la dynamique particulière du système induit une déformation non négligeable de la surface libre tout autour du système en rotation et dans son sillage qui se répercute sur les mesures de performances du propulseur.

### 2.1.3 Définitions et notations propres aux travaux

Il convient maintenant de définir les notations utilisées dans ces travaux de thèse. La Figure 2.9 représente une schématisation de la coupe radiale du propulseur dans laquelle les différents repères et angles utilisés sont définis.

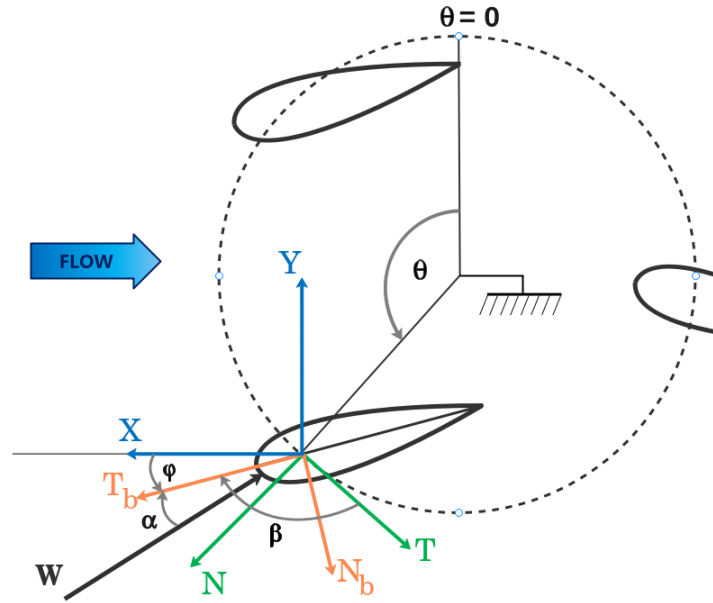


FIGURE 2.9 – Schématisation des différents angles et repères utilisés pour la modélisation 2D du propulseur à axe transverse et de l'écoulement.

#### Position azimutale

La position azimutale  $\theta$  est la position du centre de rotation d'une pale sur le cercle de rotation principale schématisé en pointillé noir. L'origine  $\theta=0^\circ$  (ou  $360^\circ$ ) est par convention placé au nord tandis que l'angle  $\theta=90^\circ$  est placé à l'ouest. Par convention, tous les angles sont positifs dans le sens trigonométrique. *Une exception est faite sur l'angle*



d'incidence  $\alpha$  qui est choisi positif dans le sens horaire afin de s'aligner sur la convention générale de représentation d'un profil dans un écoulement horizontal (voir schéma 3.1 dans le Chapitre 3).

Pour un instant  $t$  quelconque, étant donnée la vitesse de rotation principale  $\Omega$ , la position azimutale est donnée par la relation  $\theta = \Omega t$ .

Chaque pale ayant sa propre position azimutale, chaque angle sera différencié par son indice  $i$  :  $\theta_i$ , avec  $i \in \llbracket 1; 3 \rrbracket$  pour le propulseur décrit dans ces travaux.

## Calage

Le calage d'une pale est la rotation que cette pale fait autour de son axe propre au cours de la rotation principale. L'angle de calage est défini de deux manières équivalentes :

- Le calage  $\beta$  qui est l'angle orienté entre la tangente à la rotation principale et la corde de la pale.
- Le calage  $\varphi$  qui est l'angle orienté entre la direction d'avance (ou la direction du flux incident amont) et la corde de la pale.

Ces deux angles de calage sont reliés par la relation 2.5 :

$$\varphi = \theta + \beta \tag{2.5}$$

De même que pour la position azimutale, l'angle de calage de chaque pale est différencié par son indice  $i$  :  $\beta_i$  ou  $\varphi_i$ .

Ces deux définitions équivalentes ont l'intérêt de pouvoir représenter graphiquement de façon simple la loi de calage dans chacun des deux modes. En effet, dans le mode épicycloïdal pour lequel les pales suivent la tangente à la rotation, il est préférable de tracer l'angle  $\beta$  en fonction de la position azimutale afin d'avoir une courbe graphique qui oscille autour de zéro. De même pour le mode trochoïdal, il est préférable de tracer l'angle  $\varphi$  car les pales sont orientées dans la direction d'avance. Ces différentes notations sont illustrées dans la présentation des résultats de suivi de loi en mode trocho et mode épi (voir Chapitre 2, section 2-2).

La loi de calage joue un rôle fondamental dans les propulseurs cycloïdaux, car elle impose l'angle que fait la pale vis-à-vis de l'écoulement relatif que voit celle-ci. C'est en modifiant cette loi de calage que l'on peut directement intervenir sur la poussée et le rendement du propulseur.

Les propulseurs à axe transverse industriels développés jusqu'à maintenant ont une loi

de calage dépendante du système d'entraînement mécanique de la rotation des pales (bielle/manivelle, engrenages) contraignant les possibilités d'évolution des lois de calage. L'essor et l'amélioration de l'électronique de puissance permet aujourd'hui une nouvelle investigation de ces propulseurs en utilisant des lois de calage plus complexes et notamment la possibilité de passer d'un mode à l'autre afin de bénéficier des avantages des deux modes des propulseurs cycloïdaux.

## Référentiels

Trois référentiels différents sont utilisés dans ces travaux. Ils dépendent des différentes rotations utilisées pour les systèmes à axe transverse. Ces référentiels sont illustrés sur la Figure 2.9.

En partant du plus proche de la génération de l'effort hydrodynamique, on trouve le **repère pale**, noté  $(\mathbf{N}_b, \mathbf{T}_b)$  (l'indice 'b' est utilisé pour l'anglais 'blade') et représenté en orange sur le schéma 2.9. Ce repère est défini par l'axe normal à la pale  $\mathbf{N}_b$  et l'axe tangentiel au bord d'attaque  $\mathbf{T}_b$ . Ce repère permet d'exprimer l'effort hydrodynamique s'exerçant sur la pale. C'est dans ce repère que sont mesurés une partie des efforts de la plateforme instrumentée grâce à une balance d'effort embarquée sur une pale.

Vient ensuite le **repère tournant** à la vitesse de rotation principal  $\Omega$ , noté  $(\mathbf{T}, \mathbf{N})$  et coloré en vert sur le schéma 2.9. Ce repère est défini par les axes tangent  $\mathbf{T}$  et normal  $\mathbf{N}$  au disque de rotation principal balayé par l'angle  $\theta$ . Ce repère permet de mesurer une première partie des efforts totaux agissant sur l'ensemble des pales et le couple principal calculé à partir de l'effort tangentiel total.

Enfin le **repère global** est le repère fixe lié au référentiel du bassin. Il est noté  $(\mathbf{X}, \mathbf{Y})$  et représenté en bleu sur le schéma 2.9. Il est défini par l'axe  $\mathbf{X}$  orienté dans la direction de l'écoulement du bassin et de sens opposé à l'écoulement. Il s'agit de l'axe "propulsif". En effet, sur un navire équipé d'un propulseur cycloïdal, cette direction est parallèle à la direction d'avance du navire. Le deuxième axe,  $\mathbf{Y}$ , définit la direction orthogonale à l'avance du navire (ou à l'écoulement du bassin) et permet de mesurer "l'effort transverse". Ce repère permet d'exprimer les efforts globaux agissant sur l'ensemble du propulseur. La troisième direction  $\mathbf{Z}$ , commune aux trois repères, est définie dans le sens de l'envergure des pales qui est également la direction de la profondeur du bassin. Le sens de cet axe  $\mathbf{Z}$  est orienté de la surface libre vers le fond du bassin afin d'avoir des repères ortho-normés directs.

Ces repères sont liés entre eux par les rotations matricielles définies par les équations

2.7, 2.8 et 2.9, où  $\mathcal{R}$  est la matrice de rotation définie par l'équation 2.6.

$$\mathcal{R}(\theta) = \begin{pmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{pmatrix} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} T \\ N \end{pmatrix} &= \mathcal{R}\left(-\beta - \frac{\pi}{2}\right) \begin{pmatrix} N_b \\ T_b \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \cos\left(-\beta - \frac{\pi}{2}\right) & -\sin\left(-\beta - \frac{\pi}{2}\right) \\ \sin\left(-\beta - \frac{\pi}{2}\right) & \cos\left(-\beta - \frac{\pi}{2}\right) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_b \\ T_b \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} -\sin(\beta) & \cos(\beta) \\ -\cos(\beta) & -\sin(\beta) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_b \\ T_b \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix} &= \mathcal{R}\left(-\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \begin{pmatrix} N_b \\ T_b \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \cos\left(-\varphi - \frac{\pi}{2}\right) & -\sin\left(-\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \\ \sin\left(-\varphi - \frac{\pi}{2}\right) & \cos\left(-\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_b \\ T_b \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} -\sin(\varphi) & \cos(\varphi) \\ -\cos(\varphi) & -\sin(\varphi) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_b \\ T_b \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix} &= \mathcal{R}(-\theta) \begin{pmatrix} T \\ N \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \cos(-\theta) & -\sin(-\theta) \\ \sin(-\theta) & \cos(-\theta) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T \\ N \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T \\ N \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (2.9)$$

### Écoulement relatif

L'écoulement relatif est l'expression vectorielle de la vitesse de l'écoulement que voit une pale localement à son bord d'attaque. Il est symbolisé par la flèche noire sur la Figure 2.9 (sa norme et sa direction ne sont pas à l'échelle) et est dénommé  $W$ .

Cet écoulement relatif est complexe pour les systèmes à axe transverse car il résulte de

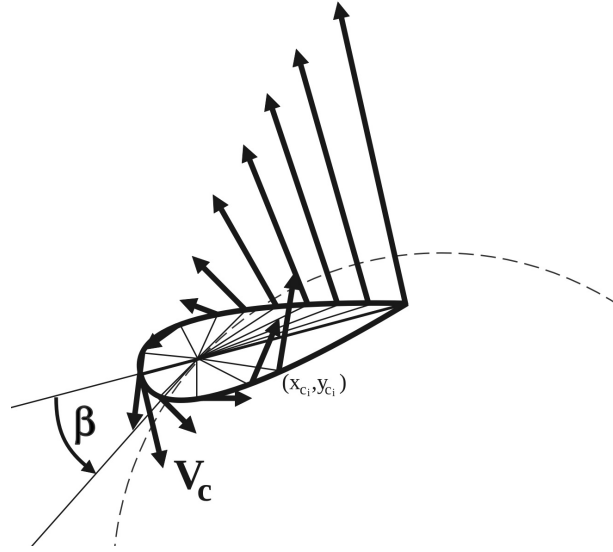


FIGURE 2.10 – Schématisation de la vitesse de calage  $V_C$  sur quelques points du profil aux coordonnées curvilignes  $(x_{c_i}, y_{c_i})$ .

la combinaison de plusieurs vitesses qui diffèrent en norme et direction selon la position azimutale de la pale sur le disque de rotation principal.

La composante prépondérante de la vitesse relative est sa **vitesse cinématique**. Cette vitesse est la combinaison de la vitesse d'avance du navire  $V_a$  (opposé en direction à la vitesse du bassin  $V$ ,  $V=-V_a$ ) et de la vitesse ortho-radiale des pales  $V_r$ . Cette vitesse dépend du paramètre d'avance  $\lambda$  ainsi que de la position azimutale  $\theta$ . Une description détaillée de cette vitesse cinématique est donnée en Annexe 1.

La deuxième composante de la vitesse relative est la **vitesse de calage**. La pale tournant autour de son axe propre, l'écoulement en bout de pale est modifié par la vitesse de calage. Cette vitesse de calage dépend du point de référence sur le profil de pale (donné par l'abscisse et l'ordonnée curvilignes  $(x_c, y_c)$ ) ainsi que de la loi de calage  $\beta(\theta)$  et de la vitesse de rotation principale  $\Omega$ . En considérant le point de rotation de la pale situé à son quart de corde, la vitesse de calage au bord d'attaque a pour norme  $V_C = \frac{\epsilon}{4}\dot{\beta}$  et pour direction la perpendiculaire à la corde (voir Figure 2.10).

La troisième composante est la **vitesse induite**. Cette vitesse provient de l'accélération du flux apportée par le propulseur qui modifie légèrement la vitesse en amont du propulseur. Cette vitesse induite dépend essentiellement de la position azimutale de la pale. Elle diffère en particulier entre le demi-disque amont et le demi-disque aval. La méthode tourbillonnaire DMST permet de déterminer cette composante de la vitesse relative.

Enfin, la dynamique de l'écoulement et les conditions expérimentales (vitesse bassin et vitesse de rotation  $\Omega$ ) entraînent la génération de tourbillons qui peuvent également modifier la vitesse relative surtout dans le demi-disque aval. Certains tourbillons générés dans le sillage d'une pale en partie amont sont convectés dans la partie aval et perturbent l'écoulement d'une autre pale. Ces régimes tourbillonnaires dépendent du nombre de Reynolds global  $Re$  ainsi que de la position azimutale et de la loi de calage considérée. Pour ces travaux de thèse, les pales du propulseur traversent également la surface libre créant un phénomène d'aspiration de la surface sur certaines portions du disque de rotation. Cette aspiration de la surface libre participe également à la modification de l'écoulement relatif local. Ce phénomène dépend principalement de la position azimutale, de la vitesse de rotation  $\Omega$  ainsi que de la loi de calage.

Connaissant cette vitesse relative  $W$ , l'angle d'incidence de l'écoulement, noté  $\alpha$ , est défini comme l'angle orienté entre la corde de la pale et  $W$  (voir Figure 2.9). Cet angle d'incidence est la source de la génération de l'effort hydrodynamique sur les pales du propulseur. L'effort hydrodynamique se divise en une composante de portance et une composante de traînée qui dépendent de l'angle d'incidence de l'écoulement par rapport au profil. Pour un profil simple en tangage pur, de nombreuses mesures expérimentales ont permis de déterminer ces efforts hydrodynamiques en fonction de l'angle d'incidence (DELAFIN, DENISET et ASTOLFI (2014); DUCOIN, ASTOLFI et SIGRIST (2012); ŌTOMO et al. (2021)). Pour les systèmes à axe transverse, cet angle d'incidence est compliqué à calculer ou à mesurer compte tenu de la complexité de la vitesse relative  $W$ .

Les grandeurs mécaniques et notations de la plateforme SHIVA ayant été détaillées, la prochaine section décrit l'architecture électrotechnique de la plateforme, qui en fait sa spécificité, ainsi que les développements qui y sont liés.

## 2.2 Détail et développement de l'architecture électrotechnique

La spécificité de la plateforme SHIVA étant l'utilisation de servo-moteurs pour assurer indépendamment la rotation de chaque pale, il convient de s'attarder sur cet aspect. Toutefois, n'étant pas la spécialité et la vocation principale du sujet de cette thèse, la description des composants électriques se veut non exhaustive.

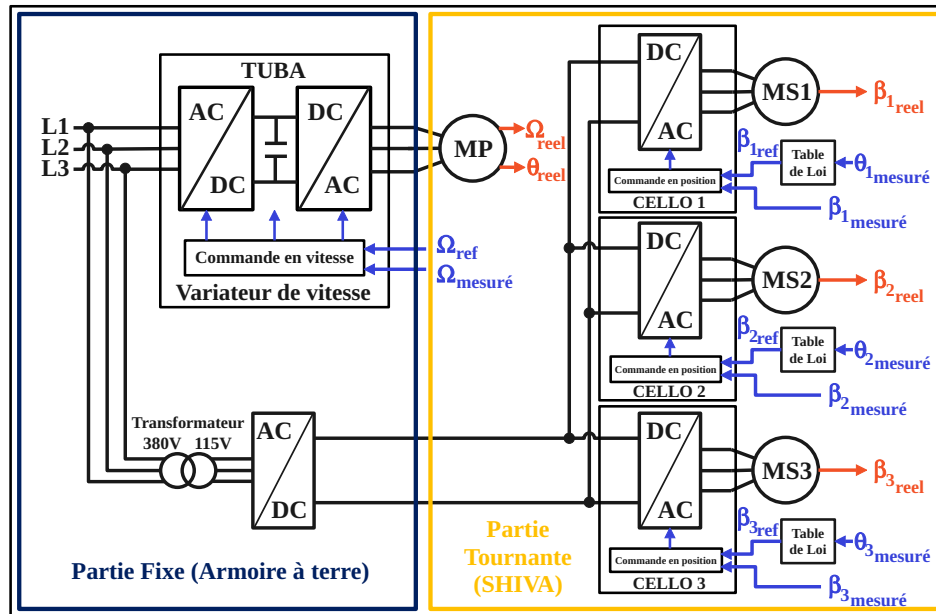


FIGURE 2.11 – Schéma électrique général de la plateforme SHIVA.

### 2.2.1 Architecture électrique générale initiale

L'organisation électrique générale de la plateforme SHIVA est schématisée sur la Figure 2.11. La plateforme est composée d'un axe principal et de trois axes secondaires.

L'axe principal et les axes secondaires sont chacun constitués d'une machine synchrone à aimants permanents (MP et MS<sub>i</sub>,  $i=1,2,3$ ) associée à un variateur de vitesse. Pour l'axe principal, le variateur de vitesse TUBA de la marque ELMO (TUBA12/460R<sup>1</sup>), contrôle le MP. Pour les axes secondaires, les variateurs de vitesse CELLO<sub>i</sub> (CEL-A15/200R<sup>2</sup>) contrôlent les MS<sub>i</sub>.

Le TUBA est alimenté en 380V AC par le réseau électrique de l'Ifremer lors des essais. Il est composé d'un redresseur à diodes et d'un onduleur MLI (Modulation de la largeur d'impulsion) qui alimente en tension le MP en fonction de la consigne en vitesse  $\Omega_{ref}$  souhaitée. Ce variateur est placé dans une armoire électrique à terre.

Les trois CELLO sont quant à eux fixés sur la partie tournante de la plateforme SHIVA (sur la partie triangulaire) pour alimenter en tension les MS<sub>i</sub> à travers un onduleur MLI également. Ces CELLO sont alimentés en 115V DC après que le réseau 380V AC est transformé puis redressé (le transformateur et le redresseur sont également stockés dans

1. <https://www.elmomc.com/product/tuba/>  
 2. <https://www.elmomc.com/product/cello/>

l'armoire électrique). Le collecteur tournant situé sur l'arbre principal de la plateforme SHIVA permet de transférer ces trois alimentations depuis la partie fixe de SHIVA à sa partie tournante.

Du point de vue de la commande des moteurs, des améliorations ont été apportées durant ces travaux et sont précisées dans la section suivante. Cette première section détaille le contrôle/commande initial. L'axe principal est régulé en vitesse grâce au TUBA tandis que les axes secondaires sont régulés en position par les CELLO. La régulation en vitesse du TUBA se fait à partir de la sortie résolveur en position  $\theta$  du MP qui est dérivée pour avoir la vitesse réelle  $\Omega$ . La consigne  $\Omega_{ref}$  est quant à elle donnée par l'utilisateur de la plateforme. La régulation en position des axes secondaires se fait par les sorties  $\beta_{i_{reel}}$  résolveurs des MSi et la sortie en position  $\theta_{reel}$  résolveur du MP (les positions  $\theta_2$  et  $\theta_3$  sont déduites par déphasage de  $2\pi/3$  de la position  $\theta_{reel}=\theta_1$ ). La consigne en position des axes secondaires  $\beta_{i_{ref}}$  est donnée par la lecture de la loi de calage en fonction de la position réelle  $\theta_i$  renvoyée par le TUBA au PC de commande (les lois de calage étant les expressions des fonctions  $\beta_i = f(\theta_i)$ ). Comme les moteurs secondaires sont montés sur la partie tournante, leur régulation en position se fait à partir de l'angle relatif entre leur position sur le disque rotor et la corde de la pale, soit l'angle  $\beta$  qui est défini orienté entre la tangente à la rotation et la corde de la pale (se reporter à la définition des angles de calage dans le Chapitre 1).

La Figure 2.12 présente le schéma de régulation des CELLO, le principe de régulation en courant et en vitesse étant le même pour l'axe principal et les axes secondaires.

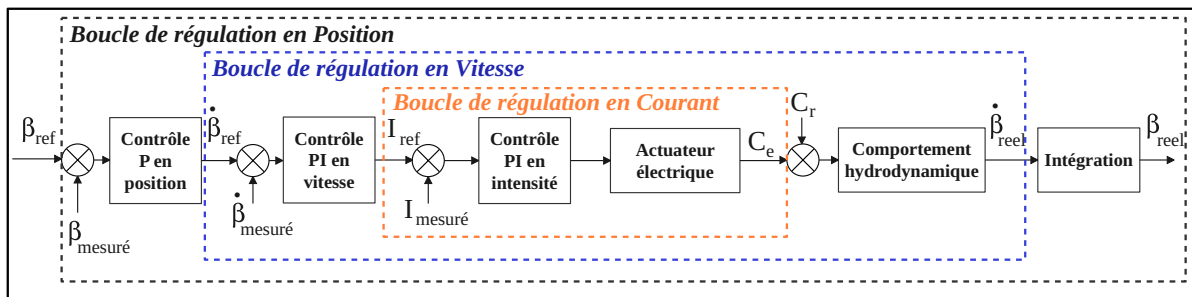


FIGURE 2.12 – Schéma de régulation en position pour les variateurs des axes secondaires.

La boucle de courant est celle qui agit directement sur le moteur en fournissant la tension de commande  $U_{com}$  en fonction de la consigne de courant  $I_{ref}$  et du comportement électrique du moteur. La consigne en courant est déterminée par la boucle en vitesse faisant intervenir le couple électro-magnétique machine  $C_e$  et le couple résistant sur l'arbre moteur

$C_r$  (couple résistant dû aux efforts hydrodynamiques et aux pertes). L'équation mécanique de chaque machine est déterminée par le principe fondamental de la dynamique :

$$\mathcal{J} \frac{d\dot{\beta}}{dt} = C_e - C_r \quad (2.10)$$

Avec  $\mathcal{J}$  le moment d'inertie et  $\dot{\beta}$  la vitesse angulaire de l'axe considéré (pour l'axe principal,  $\dot{\beta}$  est remplacé par  $\Omega$ , la vitesse de rotation principale). Cette équation permet de faire intervenir la vitesse angulaire régulée à partir de la consigne  $\dot{\beta}_{ref}$  dans la boucle en vitesse. Enfin cette consigne en vitesse est quant à elle obtenue par intégration de la position  $\beta$  régulée dans la boucle en position à partir de la consigne en position  $\beta_{ref}$ .

Les trois boucles de régulation imbriquées, position, vitesse et intensité, sont asservies par un contrôleur se trouvant à l'intérieur du variateur de vitesse avec une régulation de type proportionnel/intégral (PI) sur la boucle de courant et de vitesse et de type proportionnel (P) seul pour la boucle en position. Le principe d'un asservissement de type P est d'appliquer une correction proportionnelle à l'erreur corrigeant de manière instantanée tout écart par rapport à la consigne. Pour un asservissement de type PI, on ajoute un terme intégral qui diminue l'erreur statique et augmente la précision en régime permanent (LE LANN). C'est le type de contrôle/commande classiquement utilisé pour les applications industrielles utilisant des servo-moteurs. Les valeurs des correcteurs  $K_P$  et  $K_I$  pour chaque boucle sont déterminées ici par un réglage automatisé du logiciel fourni avec les variateurs. Ce réglage consiste à mettre en rotation individuellement chaque axe de la machine avec différentes rampes d'accélération pour déterminer les correcteurs qui assureront au mieux la régulation. Ces correcteurs dépendent donc fortement de la réponse mécanique de la plateforme et des moments d'inertie de chaque axe. Cette étape de réglage se fait lorsque la plateforme est hors du bassin pour éviter d'appliquer des efforts trop importants sur les pales pendant la rotation qui pourrait endommager les instruments de mesure (balance d'efforts embarquée et couplemètre).

### 2.2.2 Évolution de l'architecture de contrôle-commande

Au départ, l'organisation du contrôle-commande était pilotée par un ordinateur de contrôle situé à terre, sur le bord du bassin d'essais. Comme l'illustre la Figure 2.13, les ordres de commandes pour l'axe principal (la consigne en vitesse de rotation  $\Omega_{ref}$ ) et pour les axes secondaires (la consigne des lois de calage  $\beta_{ref}$ ) sont envoyés à partir de l'ordinateur de contrôle vers les variateurs de vitesse. Tandis que la consigne en vitesse



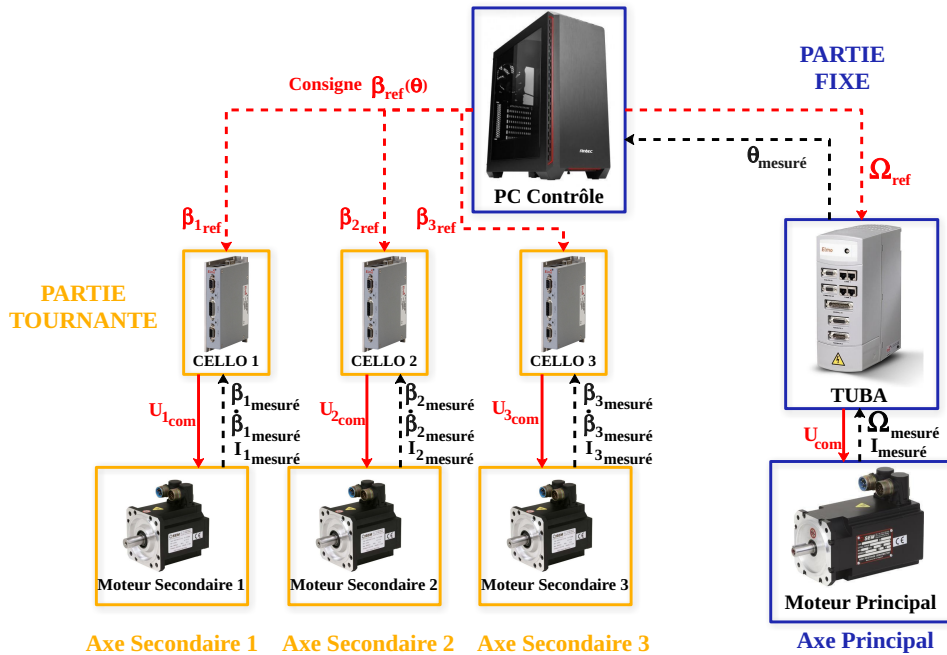


FIGURE 2.13 – Schéma fonctionnel initial de contrôle de la plateforme SHIVA.

pour l'axe principal est généralement fixe, les consignes en positions des axes secondaires varient au cours de la rotation selon la loi de calage  $\beta_{ref} = f(\theta)$  et dépendent donc de la position azimutale  $\theta_{mesure}$  donnée par le MP. Ces lois de calage consignes sont stockées sur le PC de contrôle. Les ordres de commandes  $\Omega_{ref}$  et  $\beta_{iref}$  sont communiqués depuis le PC aux variateurs à travers un bus CAN (Controller area network) compatible avec ces variateurs de vitesse. Le retour de la position azimutale  $\theta_{mesure}$ , pour le contrôle en vitesse de l'axe principal et le contrôle en position des axes secondaires, circule également à travers ce réseau bus CAN.

Le bus CAN est un moyen de communication série qui supporte des systèmes embarqués temps réel avec un haut niveau de fiabilité. Son concept de communication est celui de la diffusion d'information : chaque station connectée au réseau écoute les trames transmises par les stations émettrices. Ensuite chaque station interprète le message et décide s'il doit y répondre ou non, ou agir.

Le principal inconvénient est son faible temps d'échantillonnage : 25ms. Cela signifie que deux ordres de consigne pour un axe secondaire sont espacés de 25ms. Le tableau 2.5 donne les écarts angulaires (en degrés) entre deux points de régulation pour un temps d'échantillonnage à 25ms correspondant à la régulation par bus CAN. Les deux autres temps d'échantillonnage correspondent aux améliorations apportées (détaillées plus

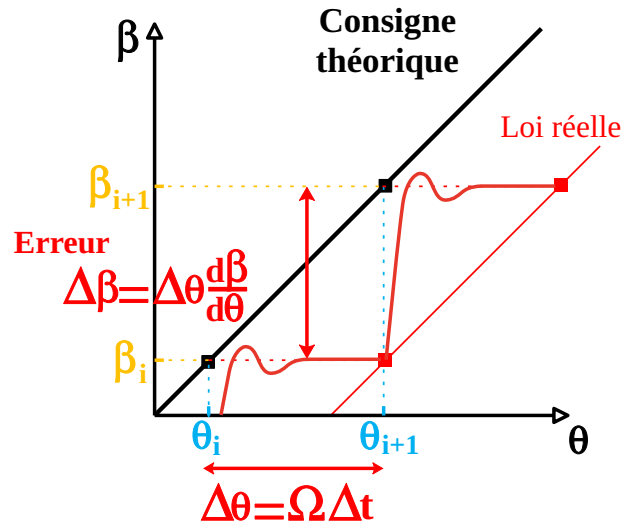


FIGURE 2.14 – Erreur systématique avec une boucle de régulation en PI pour une consigne variable

loin). Pour une vitesse de rotation de 10 RPM, la régulation se fait alors tous les 1.5 degrés. Lorsque la vitesse de rotation atteint 50 RPM (limite de vitesse maximale de la plateforme), cet écart devient préjudiciable pour avoir un suivi de loi efficace avec un déplacement angulaire de  $7.5^\circ$  entre deux ordres de régulation.

$\Delta t$	25ms			2ms			40μs		
$\Omega[RPM]$	10	20	50	10	20	50	10	20	50
$\Delta\theta[deg]$	1.5	3	7.5	0.12	0.24	0.6	0.0024	0.0048	0.012

TABLE 2.5 – Écart angulaire  $\Delta\theta$  en fonction de la vitesse de rotation entre deux boucles de régulation pour trois temps d'échantillonnage  $\Delta t$  différents.

Le temps d'échantillonnage a un impact non négligeable sur le suivi de loi car il permet de discrétiser la courbe de consigne en plus ou moins de points. En effet, en régulation en position, la consigne donnée au moteur est la position qu'il doit atteindre à un certain temps  $t_i$  correspondant à l'angle  $\theta_i$ . Cette consigne est conservée pendant l'exécution d'une boucle complète de régulation. Pour une loi de calage supposée continue, cela revient à la discrétiser par paliers constants de largeur  $\Delta\theta$ . Cette schématisation de loi est illustrée sur la Figure 2.14 dans le cas d'une consigne croissante à coefficient constant.

Les deux points de consignes sont représentés ici par les couples  $(\theta_i, \beta_i)$  et  $(\theta_{i+1}, \beta_{i+1})$ ,

la consigne étant la loi de calage  $\beta = f(\theta)$ . A l'instant  $i$ , le moteur cherche à atteindre la position  $\beta_i$ . Grâce au contrôleur PI, il y parvient en oscillant plus ou moins autour de la consigne (dépendant des correcteurs des boucles de position, vitesse et courant). Mais cette consigne est atteinte avec un certain retard (dû en partie à l'inertie du système et la résistance hydrodynamique exercée sur les pales). A l'instant  $i + 1$ , la nouvelle consigne  $\beta_{i+1}$  est donnée au moteur qui l'atteint avec là encore un certain retard. Du fait de cette commande par palier constant, une erreur systématique est mise en évidence sur la Figure 2.14. Cette erreur correspond à l'écart maximal entre la courbe rouge et la courbe noire et dépend de 3 paramètres :

- Le temps d'échantillonnage  $\Delta t$  entre deux boucles de régulations : plus ce temps d'échantillonnage est long, plus les consignes sont espacées et donc plus les paliers sont longs.
- La vitesse de rotation  $\Omega$  : de même, plus la vitesse de rotation est élevée, plus l'écart entre deux consigne est grand (pour un même temps d'échantillonnage).
- L'allure de la consigne  $d\beta/d\theta$  : plus la pente de la consigne est élevée, plus cette erreur systématique est grande.

Cette erreur est illustrée sur le schéma dans le cas d'une consigne croissante pour laquelle la pale est en retard par rapport à la consigne. Dans le cas d'une consigne décroissante, on retrouve la même erreur mais avec une avance sur la consigne. C'est le cas de la translation circulaire pour laquelle la consigne est  $\beta = -\theta$ , la pale a une avance constante sur la consigne. Lorsque la consigne devient constante, cette erreur systématique disparaît, il s'agit du seul cas où la stratégie de contrôle par PI est réellement adaptée (cas d'une consigne constante, comme pour l'axe principal).

Ce défaut de suivi de consigne dû à la stratégie de contrôle/commande est illustré par le suivi de loi durant les différents essais en bassin menés dans ces travaux de thèse. Les premiers essais ont été réalisés en septembre 2018. La Figure 2.15 présente le suivi de consigne des axes secondaires pour une loi sinusoïdale d'amplitude  $40^\circ$  en mode trochoïdal pour une vitesse bassin  $V=0.5$  m/s et une vitesse de rotation  $\Omega=7.46$  RPM (correspondant à un paramètre d'avance  $\lambda=1.6$ ). La corde des pales est ici fixée à  $c=0.15$  m. Les pales oscillant autour de la direction de l'écoulement du bassin, c'est l'angle  $\varphi$  qui est ici représenté. Le graphique 2.15-1 (bleu clair) représente le suivi pour la pale 1, tandis que les graphiques 2.15-2 et 2.15-3 correspondent respectivement aux suivis des pales 2 (bleu marine) et 3 (orange). La consigne est représentée en pointillés noirs tandis que la position

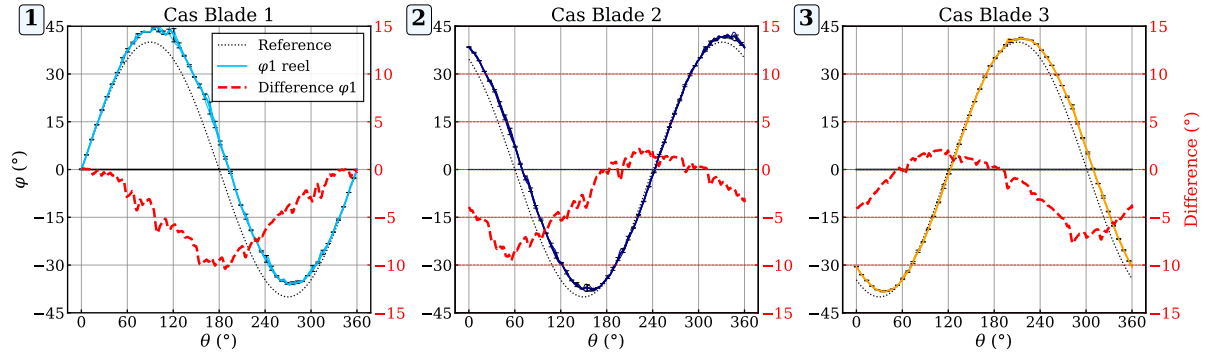


FIGURE 2.15 – Suivi de loi sur chaque pale pour une consigne sinusoïdale d'amplitude  $40^\circ$  dans les conditions expérimentales suivantes :  $V=0.5\text{m/s}$ ;  $\Omega=7.46\text{ RPM}$ ;  $\lambda=1.6$ ;  $c=0.15\text{m}$ . La différence entre la consigne (pointillé noir) et la position réelle (trait continu de couleur) est affichée en pointillé rouge et référencée sur l'axe de droite.

réelle est donnée en couleur. Il s'agit de la position réelle moyennée par tour sur la durée d'acquisition. Lors de ces premiers essais de septembre 2018, les enregistrements n'ont été réalisés que sur 3 tours. Les enregistrements des campagnes expérimentales suivantes ont ensuite été réalisés sur 30 tours. Les écarts-types (calculés sur 3 tours seulement ici) montrent une assez bonne régularité du suivi de loi. La différence entre la consigne et le suivi réel est tracée en pointillés rouges et référencée sur l'axe de droite. Pour la pale 1, cette erreur augmente progressivement en valeur absolue sur le tour jusqu'à atteindre son maximum de  $10^\circ$  à la position  $\theta=180^\circ$  qui correspond au changement d'incidence. En effet, pour une loi sinusoïdale, l'écoulement arrivant sur la pale change de côté à mi-rotation (l'intrados devient l'extrados et vice versa). Le chargement hydrodynamique impose une inversion du couple sur la pale, ce qui provoque une difficulté supplémentaire pour le suivi de loi. Comme attendu, le suivi de loi est similaire sur les pales 2 et 3 avec un déphasage de  $120^\circ$ .

D'autres lois plus compliquées (illustrées sur la Figure 2.16) sont jouées durant ces essais. Avec des dynamiques de rotation plus importantes, le suivi de loi devient encore plus mauvais avec une erreur maximale atteignant ici  $20^\circ$  en valeur absolue. Ces lois proviennent du modèle SANDIA (modélisation cinématique de l'écoulement détaillée dans le Chapitre 1) avec lequel le calage produisant l'effort propulsif maximal est recherché pour chaque position azimutale. Ce processus est détaillé en Annexe.

Ce suivi de loi n'étant pas satisfaisant pour des mesures en bassin, des modifications majeures ont été apportées au niveau du contrôle/commande de la plateforme SHIVA. L'utilisation du bus CAN a notamment été remise en cause pour son temps d'échantillonnage

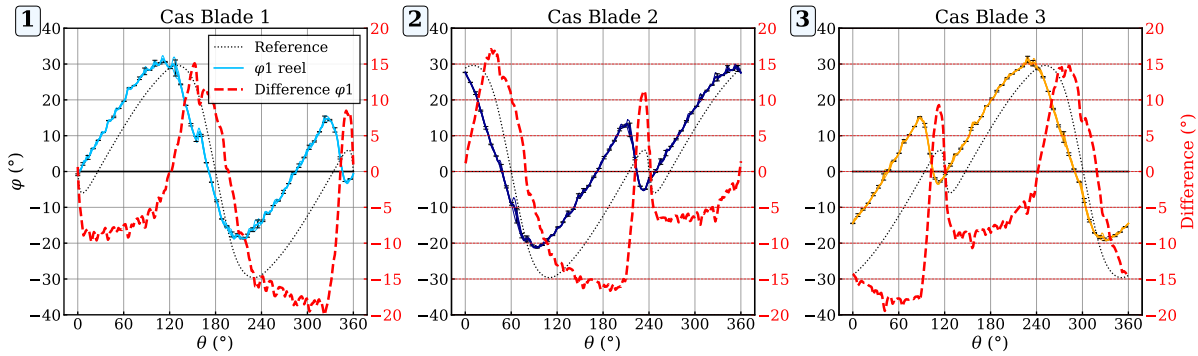


FIGURE 2.16 – Suivi de loi sur chaque pale pour une consigne de loi optimisée à l'ordre 0 ('lois 0') durant les essais de Septembre 2018 pour les conditions expérimentales suivantes :  $V=0.5\text{m/s}$ ;  $\Omega=7.46\text{ RPM}$ ;  $\lambda=1.6$ ;  $c=0.15\text{m}$ .

relativement lent qui ne permet dans le meilleur des cas d'effectuer une boucle de régulation que tous les degrés (en tournant à moins de 10 RPM, voir tableau 2.5). Outre le temps d'échantillonnage trop lent, certaines informations du bus CAN sont aussi parfois tronquées et n'arrivent pas à destination, ce qui semble dû à l'environnement électro-magnétique qui peut générer des perturbations.

En parallèle, un modèle électrotechnique numérique de SHIVA a été développé sous Matlab Simulink pour revoir l'organisation du contrôle/commande des axes secondaires et réduire l'erreur de suivi de loi par la diminution du temps de boucle de régulation (DELAIRE (2019)).

La principale nouveauté, illustrée sur la Figure 2.17, est l'installation d'un micro-contrôleur, CompactRIO<sup>3</sup> (cRIO) de chez National Instruments, sur la partie tournante pour gérer la régulation des pales et ainsi s'affranchir du passage par l'ordinateur de commande et du réseau bus CAN. Ce micro-contrôleur cRIO est constitué d'un châssis doté d'un FPGA re-programmable (de l'anglais Field-Programmable Gate Array)<sup>4</sup> et d'un contrôleur intelligent temps réel (partie Real Time ou 'RT')<sup>5</sup>. Une des particularités de ce cRIO est de permettre une programmation sur plusieurs niveaux : FPGA, Real-Time et PC (avec lequel il communique), les programmes sur chaque niveau pouvant être exécutés indépendamment. Chaque niveau présente des avantages et des inconvénients.

Le FPGA est le plus bas niveau de programmation, il s'agit d'une programmation matérielle et non logicielle. Programmer un FPGA consiste à définir le circuit intégré lui-même

3. <https://www.ni.com/fr-fr/shop/compactrio.html>

4. NI cRIO-9114

5. NI cRIO-9024

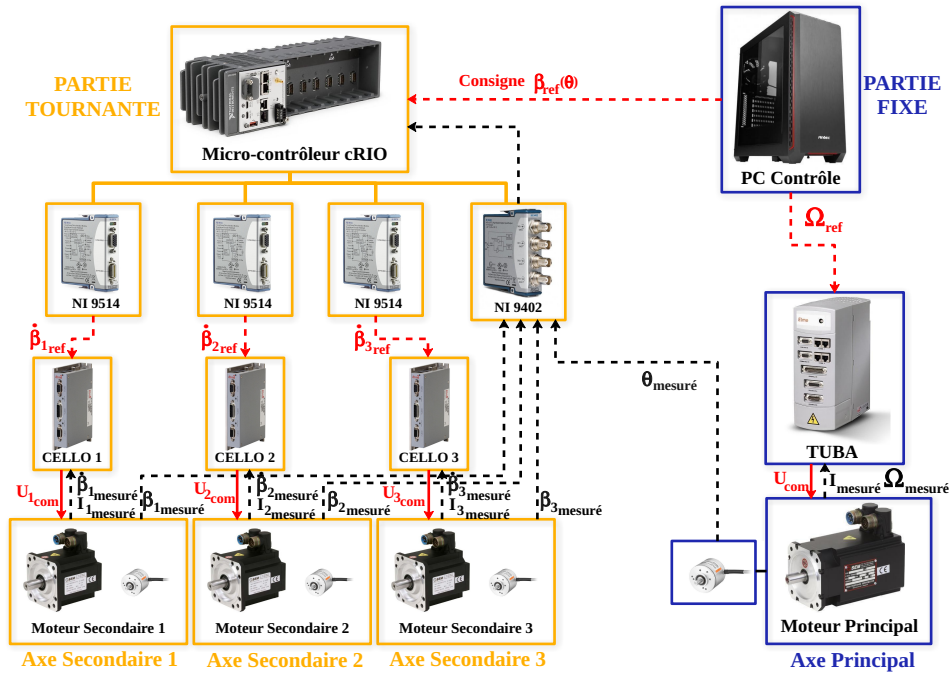


FIGURE 2.17 – Schéma fonctionnel de contrôle final de la plateforme SHIVA

(portes logiques) pour implémenter la fonctionnalité souhaitée au lieu d'exécuter une application logicielle. Son principal avantage est sa grande rapidité d'exécution, et la possibilité de maîtriser parfaitement les synchronisations, à l'impulsion d'horloge de processeur près. Le temps d'exécution d'une boucle FPGA est d'environ  $40\mu s$ . La taille d'un programme est en revanche limitée par les ressources physiques disponibles (nombre de circuits intégrés du FPGA) et ne permet pas forcément de stocker des variables volumineuses.

Le niveau Real-Time est le niveau de programmation intermédiaire du contrôleur. Il peut communiquer avec les deux autres niveaux. C'est une programmation logicielle qui est exécutée par un processeur dédié sur le contrôleur. La bibliothèque qui lui est associée dispose de nombreuses fonctions d'un plus haut niveau que celles disponibles pour le FPGA. Bien que les compilations soient rapides, le temps d'exécution des programmes est beaucoup plus important qu'avec le FPGA et n'est pas constant, aux alentours de 2ms ici. La mémoire disponible permet par contre de stocker un grand nombre de variables, même volumineuses.

Le niveau PC est le plus haut niveau et ne peut communiquer qu'avec le niveau RT, avec une certaine latence. Comme son nom l'indique, ce niveau de programmation n'est pas déployé sur le contrôleur mais sur le PC en interaction avec celui-ci. En raison de sa

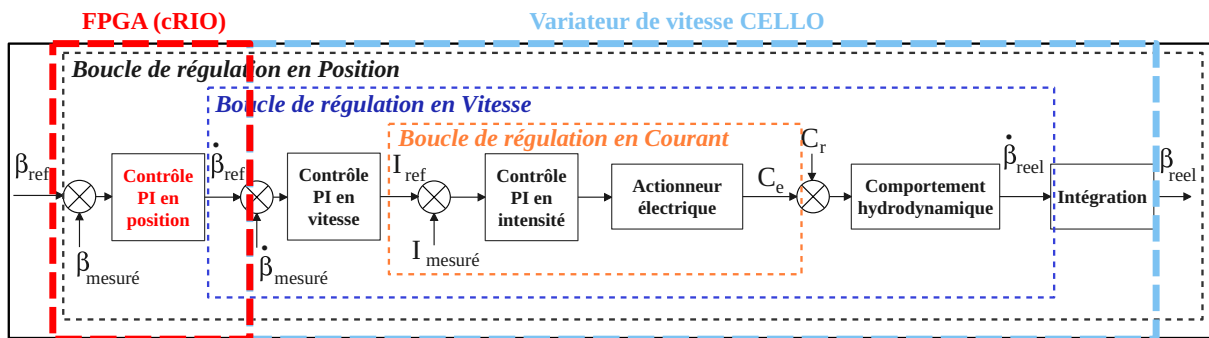


FIGURE 2.18 – Nouvelle répartition des boucles de régulation des axes secondaires avec l’ajout du CompactRIO embarqué.

lenteur d’exécution, son principal intérêt est la supervision.

Le châssis comporte également des emplacements permettant de connecter différents modules entrée/sortie de hautes performances en termes de cadencement, déclenchement et synchronisation. Trois cartes NI-9514 branchées au cRIO servent d’interface de discussion entre les CELLO et le cRIO pour la régulation des axes secondaires.

L’installation de ce micro-contrôleur embarqué permet donc de déplacer la régulation en position des axes secondaires depuis le PC de contrôle à terre vers ce cRIO embarqué et ainsi s’affranchir du bus CAN. Les CELLO ne s’occupent plus que de la régulation en vitesse et en intensité (voir Figure 2.18). Le passage de la boucle de régulation dans le FPGA du cRIO permet également d’ajouter un correcteur intégrateur (I) sur la boucle en position pour améliorer le suivi de loi (dans le CELLO, seul un correcteur proportionnel (P) était disponible dans la boucle de position). Le modèle numérique Matlab SIMULINK a permis d’émuler cette nouvelle régulation avant de l’installer sur la plateforme physique et de vérifier le bon fonctionnement de l’ensemble.

Avec cette nouvelle architecture de commande, en s’affranchissant du bus CAN et du PC de commande, la mesure de la position azimutale  $\theta_{reel}$  n’a pu être maintenue. Un codeur incrémental (spécifications données dans la section 2.1.2 Motorisations et instrumentations utilisées) est donc installé pour mesurer cette position  $\theta_{reel}$  de l’axe principal, transmise directement au cRIO via une carte d’entrées/sorties numériques NI-9402. Un problème de bruitage de la sortie codeur des CELLO a également nécessité l’installation de codeurs incrémentaux sur les axes secondaires pour avoir un retour des positions  $\beta_{i_{reel}}$  sans passer par les variateurs de vitesses. Ces retours de positions sont renvoyés au FPGA à travers les cartes NI-9514. Le montage de ces différents codeurs sur

la partie tournante de la plateforme ainsi que leur précision est décrit dans la section précédente (voir Figure 2.25).

Grâce à cette nouvelle architecture de commande, le PC de commande ne sert plus qu'à envoyer la consigne en vitesse du MP au TUBA qui transite toujours via le bus CAN. Le contrôle des axes secondaires est maintenant géré par le cRIO embarqué qui a un temps d'échantillonnage de 2ms pour la partie RT et  $40\mu\text{s}$  pour la partie FPGA qui réalise le contrôle en position. Les tables de lois ont été dans un premier temps envoyées depuis l'ordinateur de commande vers la partie RT du cRIO qui est prévue à cet effet (espace de mémoire consécutif). Dans un second temps, correspondant à la version finale, ces tables de lois sont stockées directement dans le FPGA dans un espace mémoire dédié (mémoire FIFO de l'anglais 'First In First Out'). Ces tables de loi peuvent être chargées "à la volée" pour permettre aux utilisateurs de pouvoir modifier la loi de calage pendant la rotation de la plateforme. Chaque axe peut également suivre une loi différente pour avoir un mouvement propre sur chaque pale. Enfin, un mode de rotation "simulée" permet de jouer des lois de calage pour avoir un mouvement d'une ou des trois pales sans rotation principale (mise en incidence statique ou dynamique de la pale instrumentée par exemple).

Cette nouvelle architecture de commande des pales a grandement amélioré le suivi de loi. Les résultats qui vont suivre montrent le suivi de consigne avec cette nouvelle régulation pour différentes lois de calage. Pour plus de simplicité, seul le suivi de la pale 1 est affiché. Les mesures sont réalisées en bassin pour différentes vitesses d'écoulement et vitesse de rotation. Le suivi de loi est enregistré après que l'écoulement est stabilisé et pour une durée d'acquisition correspondant à 30 tours de rotation de la plateforme. Pour faciliter la visualisation des courbes, l'angle de calage  $\varphi$  sera représenté pour les lois jouées en mode trochoïdal tandis que l'angle de calage  $\beta$  sera représenté en mode épicycloïdal. La majorité des mesures ont toutefois été réalisées en mode trochoïdal.

La Figure 2.19 présente la comparaison du suivi de loi dans le cas d'une même consigne (loi sinusoïdale d'amplitude  $40^\circ$ ) pour les trois versions développées. Le graphique 2.19-1 correspond à l'architecture de commande initiale (bus CAN) pour laquelle l'erreur maximale était aux alentours de  $10^\circ$  (en valeur absolue). Les graphiques 2.19-2 et 2.19-3 correspondent aux mesures pour lesquelles la régulation est opérée par le micro-contrôleur embarqué, avec les tables de lois stockées dans la partie RT ( $\Delta t=25\text{ms}$ ) ou dans la partie FPGA ( $\Delta t=40\mu\text{s}$ ). Du fait de l'espacement dans le temps entre les campagnes de ces mesures, les mêmes conditions expérimentales non pas été répétées car plusieurs évolutions de la plateforme se sont succédées poussant à modifier la vitesse bassin ou



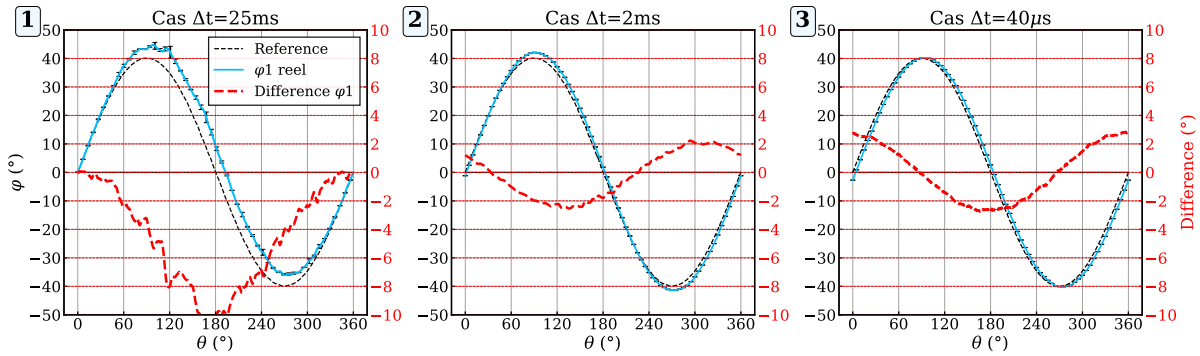


FIGURE 2.19 – Comparaison du suivi de loi dans le cas d’une même consigne, loi sinusoïdale d’amplitude  $40^\circ$  en mode trochoïdal, pour différents temps d’échantillonnage  $\Delta t$  : ① ancienne architecture de commande  $\Delta t=25\text{ms}$  ( $V=0.5\text{ m/s}$ ,  $\Omega=7.46\text{ RPM}$ ,  $c=0.15\text{ m}$ ,  $\lambda=1.6$ ); ② nouvelle architecture et lois stockées dans la partie RT  $\Delta t=2\text{ms}$  ( $V=1\text{ m/s}$ ,  $\Omega=14.9\text{ RPM}$ ,  $c=0.35\text{ m}$ ,  $\lambda=1.6$ ); ③ avec la nouvelle architecture et lois stockées dans la partie FPGA  $\Delta t=40\mu\text{s}$  ( $V=0.8\text{ m/s}$ ,  $\Omega=15.92\text{ RPM}$ ,  $c=0.35\text{ m}$ ,  $\lambda=1.2$ )

encore augmenter la corde des pales. Pour la Figure 2.19-1, les pales avaient une corde de  $0.15\text{m}$ , la vitesse bassin était de  $0.5\text{ m/s}$  et la vitesse de rotation principale  $\Omega$  était de  $7.46\text{ RPM}$ . Pour la Figure 2.19-2, la vitesse bassin est établie à  $1\text{ m/s}$ , la vitesse de rotation  $\Omega$  à  $14.9\text{ RPM}$  et la corde des pales est fixée à  $0.35\text{m}$  (avec l’ajout des chaussettes en fibre de verre) tout comme pour le cas de la Figure 2.19-3 où la vitesse bassin est par contre fixée à  $0.8\text{ m/s}$  et la vitesse de rotation à  $15.92\text{ RPM}$ . Une large diminution de l’erreur du suivi de loi est constatée avec l’ajout du micro-contrôleur pour la régulation des axes secondaires. Avec la diminution du temps de régulation en passant les lois de consigne de la partie RT à la partie FPGA, l’erreur de suivi de loi n’est pas réellement diminuée comme on aurait pu s’y attendre même si pour le cas 2.19-3 la vitesse de rotation est un peu plus élevée que pour le cas 2.19-2 (donc l’erreur devrait être aussi théoriquement plus importante pour un même temps d’échantillonnage). Par contre, avec la régulation à  $\Delta t=2\text{ms}$ , on constate que l’erreur maximale est située aux alentours de  $\theta=120^\circ$ . Or pour une grande majorité des lois trochoïdales, il s’agit du secteur angulaire où l’effort hydrodynamique généré est maximal (c’est d’ailleurs la raison pour laquelle la pale suit difficilement la consigne). La minimisation de l’erreur de suivi de loi dans ce secteur angulaire est donc recherchée dans le processus d’optimisation de la loi de calage qui maximise l’effort propulsif. Dans le cas de la régulation à  $\Delta t=40\mu\text{s}$ , l’erreur maximale se trouve décalée autour de  $\theta=180^\circ$  qui correspond au changement d’incidence où l’effort hydrodynamique généré est souvent plus faible. Cet écart maximal s’explique ici par le secteur angulaire où la dérivée de la loi est

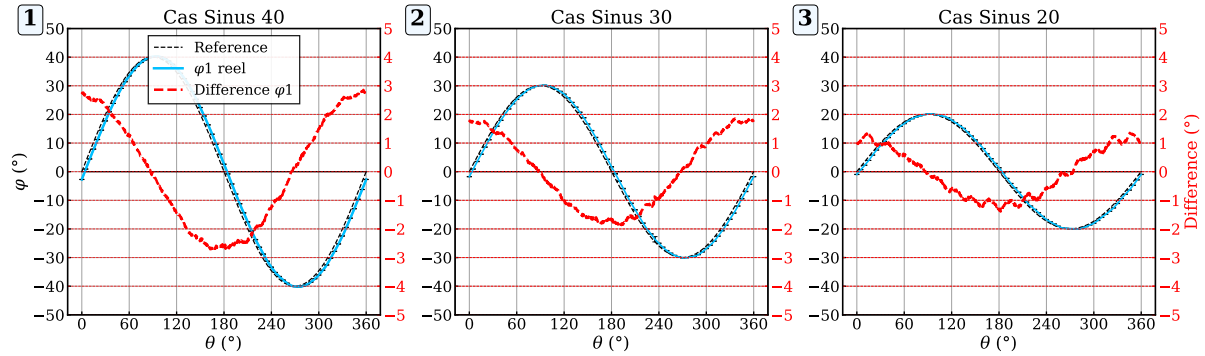


FIGURE 2.20 – Comparaison de l'effet de l'amplitude sur une loi de calage dans les conditions expérimentale suivantes :  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ ,  $c=0.35$  m,  $\Delta t=40$   $\mu$ s. Les lois de calage jouées sont ① Loi d'amplitude maximale  $40^\circ$  ② Loi d'amplitude maximale  $30^\circ$  ③ Loi d'amplitude maximale  $20^\circ$ .

la plus grande donc l'erreur systématique résultante est plus élevée (voir Figure 2.14).

Pour illustrer l'effet de l'amplitude de la loi et donc de la dérivée  $d\beta/d\theta$ , la Figure 2.20 donne le suivi de la pale 1 dans le cas où  $\Delta t=40\mu$ s et où seule l'amplitude de la loi est modifiée : amplitude maximale de  $40^\circ$  pour le cas 2.20-1,  $30^\circ$  pour le cas 2.20-2 et  $20^\circ$  pour le cas 2.20. Ces 3 cas, et dorénavant pour tous les autres résultats de suivis de loi présentés, ont été enregistrés pour une vitesse bassin  $V=0.8$ m/s et une vitesse de rotation  $\Omega=15.92$  RPM avec les pales équipées des chaussettes en fibre de verre ( $c=0.35$ m).

En diminuant l'amplitude de la loi, l'écart à la consigne est directement influencé. Pour des conditions expérimentales identiques, la diminution de l'écart est sensiblement linéaire avec la diminution de l'amplitude. On retrouve bien pour chaque loi sinusoïdale le secteur angulaire où l'erreur est maximale situé autour de  $\theta=0^\circ$  et  $\theta=180^\circ$  correspondant à la dérivée maximale ( $d\beta/d\theta(\theta = 180) \equiv \cos(\theta = 180)=1$ ).

Le dernier paramètre agissant sur l'erreur systématique est la vitesse de rotation principale  $\Omega$ . L'effet de cette vitesse sur le suivi de loi est illustré sur la Figure 2.21 qui donne cette fois-ci les résultats de suivi pour la même consigne (loi sinusoïdale d'amplitude maximale  $40^\circ$ ) mais pour des vitesses de rotation différentes (Graphe 2.21-1 :  $\Omega=15.92$  RPM, Graphe 2.21-2 :  $\Omega=19.1$  RPM, Graphe 2.21-3 :  $\Omega=25.46$  RPM).

Comme pour l'effet de l'amplitude de la loi de consigne, l'écart varie de façon linéaire avec la vitesse de rotation  $\Omega$ . Par contre l'augmentation de la vitesse de rotation va avoir un fort impact sur l'angle d'incidence vu par les pales au cours de la rotation car elle va modifier la direction de la vitesse apparente de façon significative. Donc même pour une loi de calage similaire, l'écoulement vu par les pales sera fortement modifié en

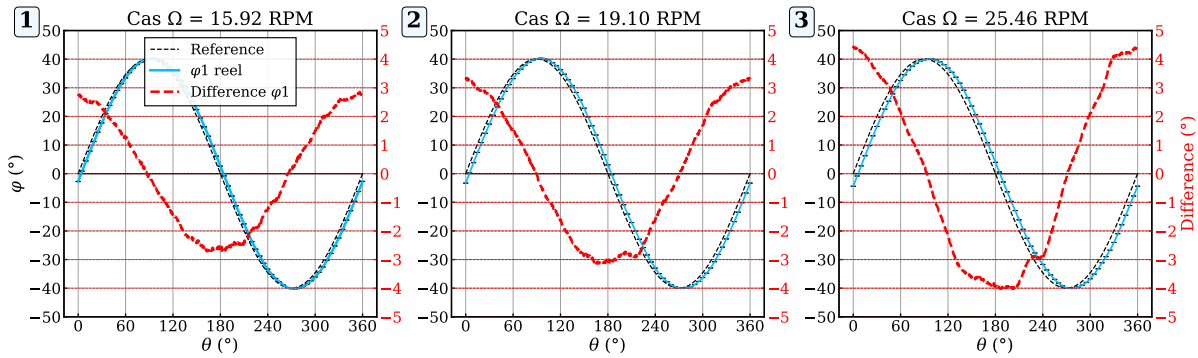


FIGURE 2.21 – Comparaison de l’effet de la vitesse de rotation  $\Omega$  pour une même loi de calage sinusoïdale d’amplitude  $40^\circ$ . Conditions expérimentales : ①  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ ,  $c=0.35$ ; ②  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=19.1$  RPM,  $\lambda=1.$ ,  $c=0.35$ ; ③  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=25.46$  RPM,  $\lambda=0.75$ ,  $c=0.35$ .

fonction de la vitesse de rotation (plus la vitesse de rotation est élevée et plus la vitesse apparente sera alignée à la tangente à la rotation). Certains phénomènes liés à la physique de l’écoulement (décrochage, lâchés tourbillonnaires etc...) peuvent donc apparaître pour une même loi de calage à des vitesses de rotation différentes. L’augmentation de la vitesse de rotation a aussi un effet Reynolds sur l’écoulement. En effet, par définition la norme de la vitesse apparente dépend de la vitesse de rotation, donc le nombre de Reynolds moyen est directement affecté par  $\Omega$ . Toutefois cet effet Reynolds n’a pas fait l’objet d’une étude approfondie lors de ces travaux de thèse. Ces trois dernières figures mettent en évidence l’effet du temps d’échantillonnage  $\Delta t$ , de la vitesse de rotation  $\Omega$  et de la pente de la loi de consigne  $d\beta/d\theta$  sur le suivi de loi et de l’erreur systématique rencontrée avec le type de contrôle/commande utilisé sur la plateforme SHIVA. Cependant, ces résultats de suivi de loi sont présentés pour des lois de calage plutôt "simples" où les accélérations provoquées par la forme de la consigne sont douces d’un point de vue de la dynamique imposée aux moteurs.

La Figure 2.22 présente les résultats de suivi de loi dans le cas de 3 consignes particulières en mode trochoïdal ( $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ ,  $c=0.35$ m). Le graphique 2.22-1 montre le suivi dans le cas de la translation circulaire pour laquelle la loi de calage est  $\varphi=0$  sur toute la rotation, le bord d’attaque des pales fait toujours face à l’écoulement amont pendant la rotation principale. La consigne affichée ici sur le graphique vaut donc 0, alors que la consigne réellement donnée aux moteurs est  $\beta=-\theta$ . Il s’agit du cas illustré sur la Figure 2.14 schématisant l’erreur systématique pour une boucle de régulation en PI (en valeur absolue). L’écart à la consigne est relativement constant autour de  $0.25^\circ$ . Les

oscillations observées sur le suivi de loi sont essentiellement dues aux efforts importants générés par les pales qui travaillent en traînée pratiquement pure pour cette loi de calage (comme dans le cas du mouvement de la rame qui va pousser l'eau). Cette cinématique est très souvent accompagnée de détachements tourbillonnaires importants ainsi que d'une vague d'étrave significative. Contrairement aux figures précédentes, les écarts-types sont significativement visibles ici compte tenu de l'échelle de consigne de très faible amplitude.

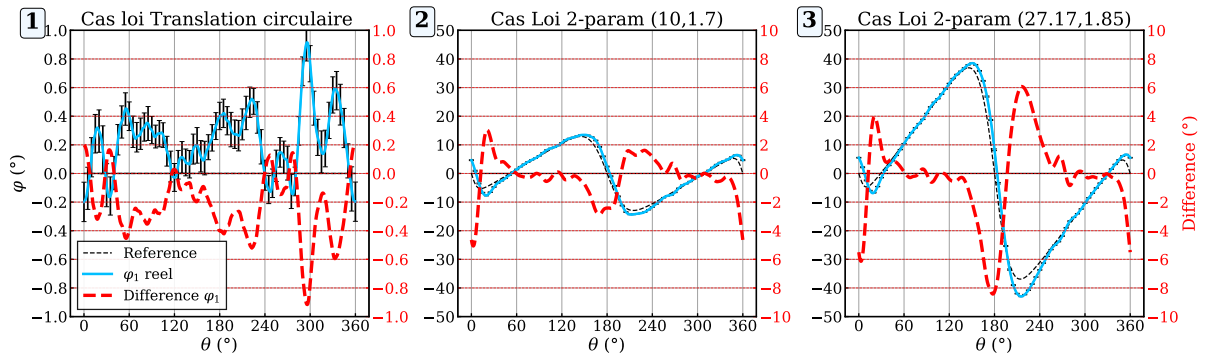


FIGURE 2.22 – Suivis de lois pour 3 consignes différentes en mode trochoïdal : ① Loi translation circulaire, ② Loi paramétrée à 2 paramètres ( $A=10$ ;  $\tau=1.7$ ), ③ Loi paramétrée à 2 paramètres ( $A=27.17$ ;  $\tau=1.85$ ). Les conditions expérimentales sont les suivantes :  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ ,  $c=0.35$  m.

Les graphiques 2.22-2 et 2.22-3 font référence à des consignes de loi paramétrées ayant servi au processus d'optimisation détaillé dans le Chapitre 4. Le processus de paramétrisation, mène à une expression mathématique de la loi de la forme d'un produit d'un cosinus et d'une exponentielle décroissante dans laquelle apparaissent deux paramètres  $A$  et  $\tau$ . La loi consigne du graphique 2.22-2 est générée avec les valeurs  $A=10$  et  $\tau=1.7$  tandis que celle du graphique 2.22-3 est générée avec les valeurs  $A=27.17$  et  $\tau=1.85$ . Ces lois ont la particularité d'avoir un début et une fin de forme sinusoidale de faible amplitude (dans le secteur angulaire  $\theta \in [-30; +30]$  degrés) qui implique un mouvement brusque à  $\theta=0^\circ$  où la pale change d'incidence. Cette impulsion a du mal à être suivie par les moteurs comme l'indique l'écart avoisinant les  $6^\circ$  pour les deux cas. La portion de loi centrale pour laquelle la pente est significative induit également une rotation du profil importante lors du changement d'incidence à  $\theta=180^\circ$ . Dans le cas du graphique 2.22-2, ce changement d'incidence est assez bien suivi avec une erreur maximale de  $2^\circ$ . Mais pour le cas du graphique 2.22-3, l'erreur par rapport à la consigne atteint  $8^\circ$  à  $\theta=180^\circ$ . Cette erreur est toutefois à relativiser car, comme pour le cas des lois sinusoidales, l'effort généré est maximal autour de  $\theta \in [90; 120]$  degrés, là où le suivi de loi est pratiquement parfait.

Pour compléter les résultats de suivi de lois, la Figure 2.23 présente des mesures en mode épicycloïdal. L'angle représenté ici est l'angle  $\beta$  qui est la rotation du profil par rapport à la tangente à la rotation (et non plus  $\varphi$ ). Toutes les mesures sont réalisées avec une vitesse du bassin fixée à  $V=0.8$  m/s, et avec les pales de 0.35 m de corde. Les vitesses de rotation sont pour ces mesures toutes supérieures à celles observées lors des résultats en mode trochoïdal. On s'attend donc à avoir un écart moyen supérieur aux résultats des lois trochoïdales dû à l'erreur systématique.

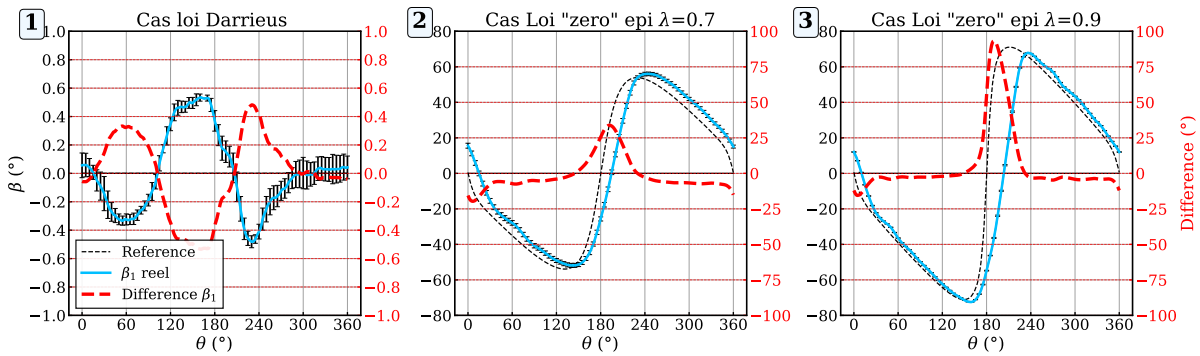


FIGURE 2.23 – Suivis de lois pour 3 consignes différentes en mode épicycloïdal : ① Loi dite "Darrieus" ( $\beta=0$ ),  $\Omega=19.1$  RPM,  $V=0.8$  m/s,  $\lambda=1$ , ② Loi déterminée par le raisonnement à "l'ordre zéro" à  $\lambda=0.7$ ,  $\Omega=27.3$  RPM ③ Loi déterminée par le raisonnement à "l'ordre zéro" à  $\lambda=0.9$ ,  $\Omega=21.2$  RPM

Le graphique 2.23-1 présente le suivi pour la loi nommée ici "Darrieus" pour laquelle les pales restent tangentes à la rotation, i.e. la loi de calage est  $\beta=0^\circ$  pour tout  $\theta$ . Ici  $\Omega$  est fixée à 19.1 RPM ce qui correspond à la valeur  $\lambda=1$ . Contrairement au cas de la translation circulaire du mode trochoïdal pour lequel l'erreur moyenne était aux alentours de  $0.25^\circ$ , ici l'erreur oscille autour de  $0^\circ$ . Comme la consigne est constante, l'erreur devrait tendre vers 0 au cours du temps. Or pour cette cinématique, les angles d'incidence rencontrés par la pale atteignent des valeurs importantes (près de  $40^\circ$  pour l'angle cinématique). Les pales sont donc souvent soumises au décrochage de l'écoulement au cours de la rotation, ce qui explique les fortes oscillations de la position réelle autour de  $\theta=60, 150$  et  $230^\circ$ . Les graphiques 2.23-2 et 2.23-3 font quant à eux référence aux "lois 0" déterminées à partir du modèle SANDIA en mode épicycloïdal. Le cas 2.23-2 présente la loi 0 pour  $\lambda=0.7$  correspondant à une vitesse de rotation  $\Omega=27.3$  RPM tandis que le cas 2.23-3 correspond à la loi 0  $\lambda=0.9$  pour laquelle  $\Omega=21.2$  RPM. Comme pour le cas des lois trochoïdales paramétrées (Figure 2.22-2 et 2.22-3), la consigne est plutôt bien suivie sur l'ensemble de la rotation. Par contre, à mi-rotation un retournement de pale est provoqué

par la consigne avec un saut de près de  $100^\circ$  pour le cas 2.23-2 et de plus de  $160^\circ$  pour le cas 2.23-3. Cette dynamique de calage est trop importante pour les moteurs qui n'arrivent pas à suivre la consigne.

La Figure 2.24 présente les vitesses de calage pour ces trois mêmes consignes en mode épicycloïdal. La vitesse est calculée par différence finie progressive des positions (pour la consigne comme pour la vitesse réelle).

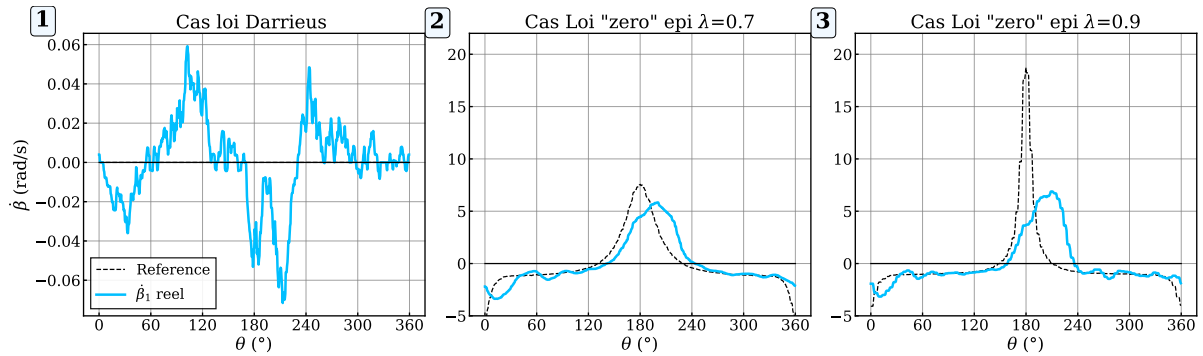


FIGURE 2.24 – Suivis des vitesses de calage pour les 3 consignes de loi en mode épicycloïdal.

Les graphiques 2.24-2 et 2.24-3 montrent que pour ces lois 0, le pic de vitesse à  $\theta=180^\circ$  peine à être suivi par les moteurs secondaires entraînant un retard important. Pour la loi 0 à  $\lambda=0.9$  (graphique 2.24), la consigne monte même au delà de 10 rad/s qui est la limite en vitesse des moteurs secondaires estimée précédemment (pour une alimentation en 115V). Les limites en vitesse et accélération des motorisations secondaires de la plateforme sont donc atteintes pour ce type de lois en mode épicycloïdal.

## 2.3 Instrumentation de la plateforme et traitement des données

Outre son architecture de contrôle des pales électrique qui lui permet d'avoir un suivi de loi efficace et adaptable, la plateforme SHIVA, par ses dimensions, est dotée d'une instrumentation performante permettant l'acquisition de nombreuses mesures expérimentales dans le cas d'un fonctionnement en mode propulseur.

Les données d'acquisition sont centralisées sur deux systèmes d'acquisition, Compact DAQ (National Instruments), situés sur la partie tournante pour les mesures des capteurs embarqués ('cDaq embarqué') et à terre pour les mesures des capteurs fixes ('cDaq terre').

Une Interface Homme-Machine (IHM) d'acquisition sur un PC à terre collecte toutes ces mesures qui sont synchronisées et échantillonnées à 2000 Hz. Cette IHM permet à la fois la visualisation en direct des tensions des capteurs ainsi que de lancer l'ordre d'acquisition. Une autre IHM de commande des moteurs permet d'envoyer les ordres de contrôle pour les moteurs secondaires et pour le moteur principal depuis le bord du bassin. Cette deuxième IHM de commande, reliée au cRIO par câble Ethernet, permet aussi de visualiser les positions des différents axes et de régler les valeurs des correcteurs du contrôle en position des axes secondaires. Les données de positions sont aussi enregistrées et synchronisées avec les mesures des capteurs d'efforts.

### 2.3.1 Caractéristiques des instruments de mesure

#### Codeurs de position

Quatre capteurs de positions, des codeurs incrémentaux de marque Kübler (référence 8.KIS40.1362.1024), sont installés sur chaque bras et sur l'axe principal et permettent de mesurer chaque position angulaire ( $\theta$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  et  $\beta_3$ ) pour le suivi en position (voir Figure 2.25). Ces capteurs de position ont été installés au cours des essais en bassin afin d'avoir une mesure "externalisée" des angles de position qui étaient à l'origine mesurés uniquement par les capteurs internes des moteurs (résolveur). Les variateurs de vitesses exploitent le résolveur pour le contrôle en vitesse ou position et proposent une sortie "codeur" pour une exploitation externe. Il s'est avéré que dans l'environnement d'essais en bassin, des perturbations électromagnétiques rendent cette sortie codeur inexploitable, d'où la mise en place de codeurs externes.

Comme le montre la Figure 2.25, chaque codeur est monté sur un support en alliage d'aluminium et est relié à l'axe dont il mesure la position par un système d'entraînement par poulie dentée et courroie crantée.

Pour les axes secondaires, le support du codeur est fixé sur la partie fixe des bras (liée à la partie triangulaire) tandis que la couronne dentée, usinée dans un alliage d'aluminium également, est montée serrée sur chaque arbre secondaire. Le montage de la courroie crantée se fait facilement en retirant les pales, et le réglage de la tension de courroie est effectué en ajustant la position du codeur sur son support à l'aide de trous oblongs. Les courroies utilisées sont en polyuréthane avec un câble interne en acier garantissant la rigidité de la transmission et limitant le jeu par la tension de courroie.

Pour l'axe principal, le support du codeur est fixé sur la partie triangulaire tournante

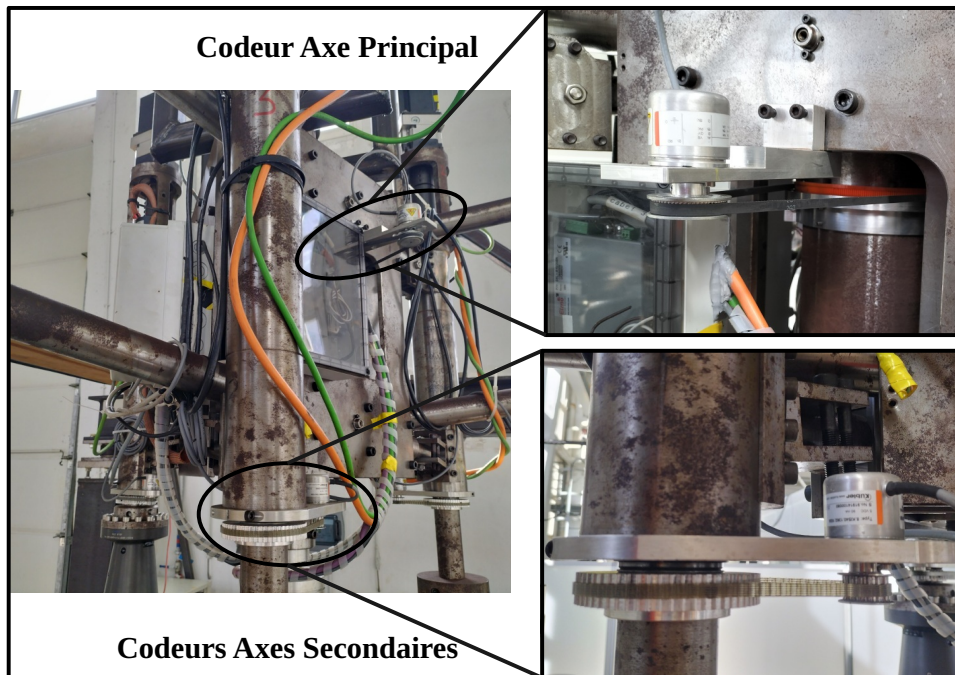


FIGURE 2.25 – Montage des codeurs incrémentaux sur la plateforme SHIVA pour mesurer les positions  $\theta$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  et  $\beta_3$ . Chaque codeur est associé à son système d'entraînement par poulie/courroie.

tandis qu'une couronne dentée (en orange sur la photo en haut à droite de la Figure 2.25) est montée sur la colonne centrale liée au châssis fixe. Cette couronne dentée, imprimée en PLA (Acide polylactique), est guidée dans un support rainuré qui la maintient sur la colonne centrale. Un léger faux-rond de cette couronne centrale a été constaté et entraîne une légère tension irrégulière de la courroie crantée du codeur principal. Des vis de pression sur le support rainuré de la couronne dentée permettent de régler au mieux la concentricité de la couronne. De plus, du fait du montage compliqué de la courroie principale sur la colonne centrale, celle-ci doit forcément être coupée puis recollée pour son montage. Cette courroie crantée centrale est en caoutchouc. Son collage induit également une discontinuité dans la rigidité de la courroie. Ainsi, une incertitude de mesure de  $0.2^\circ$  sur la position  $\theta$  a été déterminée après des tests de tensions de la courroie. Cette imprécision est toutefois atténuée par le fait que la plateforme tourne toujours dans le même sens, le brin tendu est donc toujours le même.

Les codeurs ont une discrétisation de 1024 impulsions par tour. Les rapports du nombre de dents des systèmes de poulie/courroie déterminent la précision réelle de la position  $\theta$  de l'axe principal et  $\beta_i$  des axes secondaires. Ainsi pour l'axe principal, avec un rapport



d'entraînement de 1/5ème (60 dents sur la poulie côté codeur et 300 dents sur la couronne centrale) la précision est de 5120 impulsions par tour soit  $0.0703^\circ$ . Pour les axes secondaires, le rapport d'entraînement est de 1/4 (15 dents sur la poulie du codeur et 60 dents sur la couronne) impliquant une précision de 4096 impulsions par tours soit  $0.0879^\circ$ .

Ces capteurs de position permettent donc de faire l'enregistrement des positions angulaires au cours du temps mais servent également d'information retour pour la régulation des axes secondaires (détaillée dans la section 2.2 Présentation Électrotechnique).

Le micro-contrôleur ('cRIO'), embarqué sur la partie triangulaire, permet de faire l'acquisition des positions angulaires des axes secondaires  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  et de l'axe principal  $\theta$ .

### Couplemètre principal

Pour les mesures d'effort, un couplemètre (référence Kistler 4503B020LP000KA2<sup>6</sup>) installé entre le moteur principal et le réducteur (voir Figure 2.2) permet de mesurer le couple d'entraînement  $C_{princ}$  sur l'axe principal jusqu'à 20 Nm. Le couplemètre étant placé avant le réducteur de rapport 1/50ème, le couple réel mesuré sur la partie tournante est de l'ordre de 200-300 Nm. Une étape de calibrage est réalisée pour déterminer la loi d'étalonnage correspondant au mieux à la façon dont le couplemètre est sollicité sur la plateforme SHIVA (voir Figure 2.26). Cette relation permet de déterminer le couple exercé sur l'axe principal à partir de la mesure de la tension de sortie du couplemètre. Cette loi d'étalonnage est directement entrée dans la tâche d'acquisition, la mesure obtenue sur le système d'acquisition est ainsi exprimée en Nm. La procédure de calibrage est détaillée en Annexe.

### Balance d'effort embarquée

Un des bras secondaires est équipé d'une balance embarquée qui permet de mesurer en temps réel les efforts hydrodynamiques s'appliquant sur une pale (dénommée pale 1). Cette balance a été confectionnée sur mesure par le fabricant Sixaxes<sup>7</sup>. La balance est située juste au dessus de la pale, à 30 cm de l'extrémité haute de la pale. Un caisson étanche permet de protéger l'électronique embarquée des projections d'eau. Sur ce bras instrumenté est également monté un collecteur tournant secondaire pour transmettre les signaux de mesures de la partie tournante du repère pale à la partie tournante triangulaire.

---

6. <https://www.kistler.com/en/product/type-4503b/>

7. <http://www.sixaxes.com/>

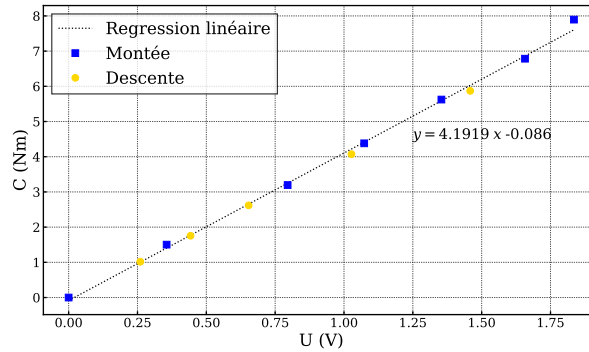


FIGURE 2.26 – Courbe d'étalonnage du couplemètre principal obtenue par une procédure de calibrage.

Une masselotte est ajoutée sur les deux autres bras afin d'équilibrer l'ensemble tournant pour éviter tout phénomène de balourd lors de la rotation principale.

La technologie du capteur est basée sur l'utilisation de ponts de jauge qui mesurent la déformation d'un élément sensible pour en déduire l'effort appliqué sur la balance. Cinq tensions de sortie ( $P_1$ ,  $P_{1_{prim}}$ ,  $P_2$ ,  $P_{2_{prim}}$  et  $U_{C_b}$ ) mesurent les sollicitations des ponts de jauges. Ces tensions permettent de remonter aux efforts appliqués sur l'élément sensible avec notamment la composante normale notée  $F_{N_b}$  et tangentielle notée  $F_{T_b}$  à la pale ainsi que les moments associés  $MF_{N_b}$  et  $MF_{T_b}$ . Une rosette permet aussi la mesure du couple sur l'axe de rotation de la pale noté  $C_b$ . Les étendues de mesure associées sont exprimées sur la Figure 2.27.

Un calibrage de la balance embarquée est réalisé dans la configuration dans laquelle la pale est sollicitée (balance montée sur le bras de l'axe 1). Ce calibrage permet de déterminer la matrice de passage tensions/efforts reliant les tensions en sortie de la balance et l'effort appliqué. Cette matrice de passage est donnée dans la table 2.6. La procédure de calibrage est détaillée en Annexe. Ce calibrage montre une erreur de mesure inférieure à 5% de l'étendue de mesure sur l'effort  $F_{T_b}$  (et son moment associé), inférieure à 0.6% sur l'effort  $F_{N_b}$  (et son moment associé) et inférieure à 2% sur la mesure du couple secondaire. Ces erreurs de mesures correspondent respectivement à 10 N, 5.4 N et 1.2 Nm pour l'effort  $F_{T_b}$ , l'effort  $F_{N_b}$  et le couple.

Les signaux de mesure de la balance embarquée sont conditionnés en interne dans la balance et ressortent entre 0V et 10V sur le cDaq embarqué sur la partie tournante.

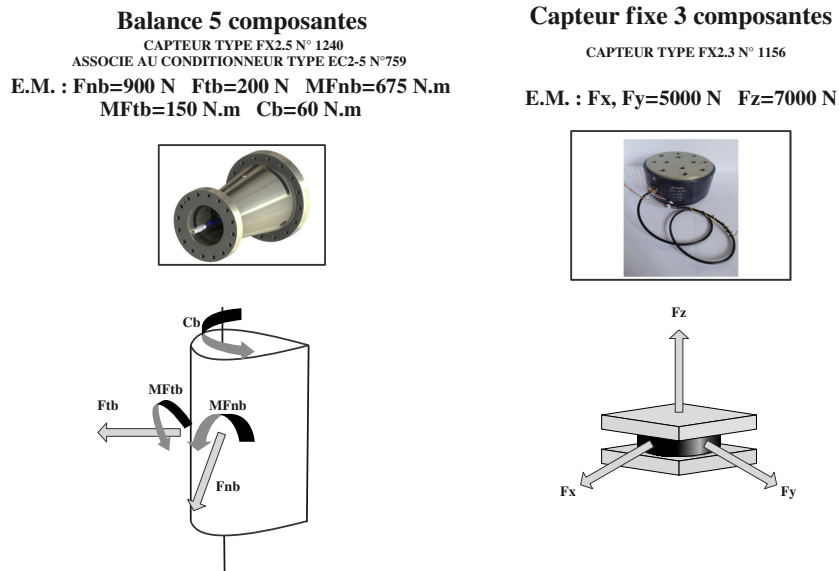


FIGURE 2.27 – Capteurs d’effort installés sur la plateforme (balance embarquée à gauche et capteurs pieds à droite). Les schémas présentent les directions de mesure ainsi que les étendues de mesure associées.

	$P_1$	$P_{1_{prim}}$	$P_2$	$P_{2_{prim}}$	$U_{Cb}$	$ P_1 $	$ P_{1_{prim}} $	$ P_2 $	$ P_{2_{prim}} $	$ U_{Cb} $
$F_{N_b}$	107.4	4.50	-1.14	0.304	-0.721	-0.736	0.742	0.033	0.049	-0.35
$F_{T_b}$	0.940	-0.015	28.00	-4.182	-0.206	0.401	-0.446	-0.655	0.366	-0.52
$MF_{N_b}$	-10.48	85.82	0.317	0.232	-0.055	-0.517	0.301	-0.176	0.158	-0.20
$MF_{T_b}$	-0.029	-0.506	2.58	19.13	-0.090	-0.359	0.339	0.586	-0.336	0.33
$C_b$	-0.099	0.100	-0.045	-0.002	-8.103	-0.138	0.066	0.101	-0.068	0.01

TABLE 2.6 – Matrice de passage tension/effort de la balance 5 composantes obtenue suite au calibrage.

### Capteurs d'effort fixes

Enfin, quatre capteurs fixes, appelés 'capteurs pieds', permettent de mesurer les sollicitations globales de la plateforme dans les trois directions du repère fixe (X,Y,Z). Ces capteurs sont installés aux quatre coins de la plateforme entre les IPN du support fixe et les IPN du bassin Ifremer (voir Figure 2.28).

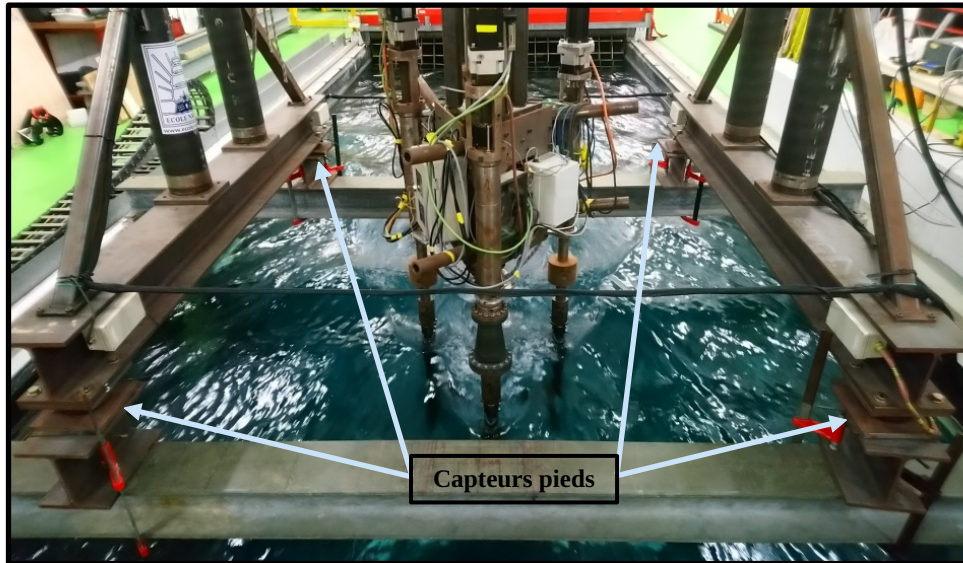


FIGURE 2.28 – Photo du positionnement de la plateforme SHIVA dans le bassin Ifremer. Les capteurs pieds sont positionnés à chaque coin de la plateforme entre les IPN de l'Ifremer et les IPN de la plateforme.

Ces capteurs sont de type pont de jauge également. Le conditionnement des voies est ici effectué sur le système d'acquisition à terre, cDaq terre. Les tensions enregistrées pour les capteurs pieds sont entre 0V et 10V. Le cDaq terre enregistre également la mesure du couplemètre principal.

Les capteurs pieds sont sollicités en bassin dans les mêmes conditions que sur le banc d'étalonnage du constructeur Sixaxes (effort pur sur l'axe X, effort pur sur l'axe Y, effort pur sur l'axe Z). Aucune procédure d'étalonnage individuel n'est donc réalisée sur la plateforme (celle du constructeur est jugée suffisante). Les étendues de mesure, résumées sur la Figure 2.27, sont nettement plus élevées que pour la balance embarquée : 5000 N dans les directions X et Y et 7000 N dans la direction Z. Les matrices de passage tensions/efforts de chaque capteurs pieds sont données en Annexe. Les sensibilités et écarts de non-linéarité, calculés par Sixaxes, sont résumés pour chaque capteur en Annexe également.

### 2.3.2 Traitement des données d'acquisition

Le traitement des différentes mesures des tensions brutes des capteurs vers la grandeur physique à déduire n'est pas simple sur ce type de plateforme expérimentale. C'est ce qui fait l'objet de cette section.

Pour illustrer le traitement des données, les résultats présentés dans cette section proviennent des mesures brutes des différents capteurs de la plateforme SHIVA. Le processus de traitement détaillé ici fait l'objet d'un code automatisé qui permet d'exprimer les grandeurs fonctionnelles du propulseurs : efforts de portance/trainée, efforts propulsif/transverse, couple principal/secondaire, rendement hydrodynamique etc...

On rappelle que les mesures brutes qui proviennent des différentes instrumentations sont centralisées sur trois systèmes d'acquisition :

- Le cDac embarqué recueille les tensions de la balance embarquée.
- Le cRIO embarqué recueille les positions angulaires des axes secondaires  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  et de l'axe principal  $\theta$ .
- Le cDac terre reçoit les tensions des quatre capteurs pieds ainsi que la mesure du couplemètre principal.

#### Corrections centrifuges

Diverses mesures préalables vont corriger les mesures en bassin qui sont communément appelées "mesures en charge". C'est le cas des efforts centrifuges générés par la masse en rotation de la partie tournante. Ces efforts sont ressentis de manière différente entre la balance embarquée et les capteurs pieds. En effet, en supposant que la liaison entre la partie triangulaire et le support fixe soit parfaitement verticale et que la masse embarquée soit équilibrée sur le centre de rotation, les efforts centrifuges ne sont pas censés être perçus par les capteurs pieds. La balance embarquée montée sur bras est quant à elle soumise à l'effort centrifuge d'un des bras. Cet effort est donc soustrait aux mesures en charge pour avoir la meilleure corrélation entre les mesures de la balance embarquée et les mesures des capteurs pieds.

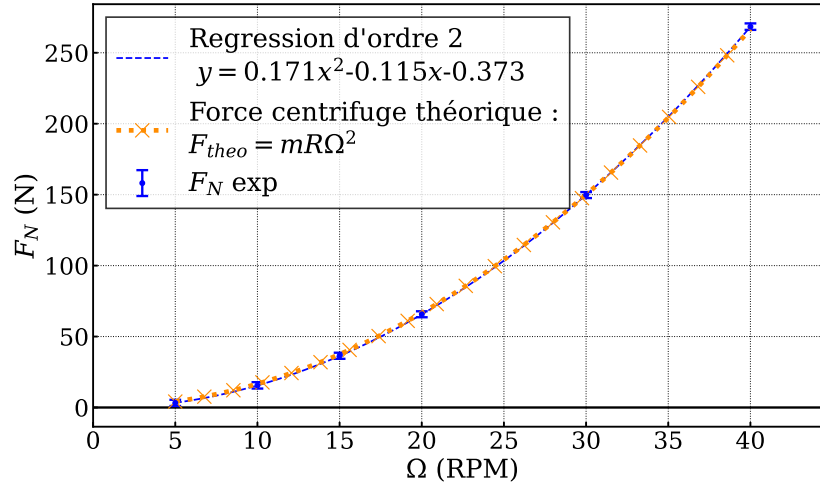


FIGURE 2.29 – Effort centrifuge  $F_N$  mesuré sur la balance embarquée lors d’essais de rotation en air de la plateforme. Comparaison avec l’effort centrifuge théorique pour une masse  $m=38$  kg éloignée d’une distance  $R=0.4$  m du centre de rotation.

Les efforts centrifuges sont mesurés par des essais de rotation en air de la plateforme. Les mesures expérimentales, symbolisées par les points bleus sur la Figure 2.29, sont moyennées sur une durée d’acquisition correspondant à 10 tours de rotation. Les écarts-types sur le signal moyenné sont ici très faibles compte tenu de la charge appliquée. Les mesures en rotation sont soustraites par une mesure à vide sans rotation. Les résultats montrent que les mesures expérimentales sont bien proportionnelles au carré de la vitesse de rotation. L’effort centrifuge théorique,  $F_{theo} = mR\Omega^2$ , avec  $m$  la masse d’une pale de 38 kg éloignée d’une distance  $R=0.4$  m du centre de rotation est affiché en orange. Une régression à l’ordre 2 (équation 2.11) réalisée sur les mesures expérimentales permet d’approcher l’expression théorique.

$$F_N = 0.171\Omega^2 - 0.115\Omega - 0.373 \quad (2.11)$$

L’effort centrifuge calculé à partir de la régression est ensuite soustrait de l’effort normal  $F_N$  mesuré lors des essais en bassin en fonction de la vitesse de rotation  $\Omega$  de la plateforme. Les vitesses de rotation des mesures en bassin sont de l’ordre de 10 à 25 RPM, correspondant à un effort centrifuge inférieur à 100 N.

Ces essais en air permettent également de mesurer les frottements secs sur l’axe principal, situés surtout dans les paliers du guidage en rotation et le réducteur principal. Ces frottements sont mesurés par le couplemètre principal et représentés sur la Figure 2.30

par les points rouges. Les écarts-type sont ici plus importants car les mesures de couple sont faibles. La loi de régression linéaire à l'ordre 1 (équation 2.12) permet également de corriger la mesure du couple lors des essais en bassin. Les mesures de couples sont enregistrées en Nm dans les fichiers d'acquisition grâce à la loi d'étalonnage donnée sur la Figure 2.26.

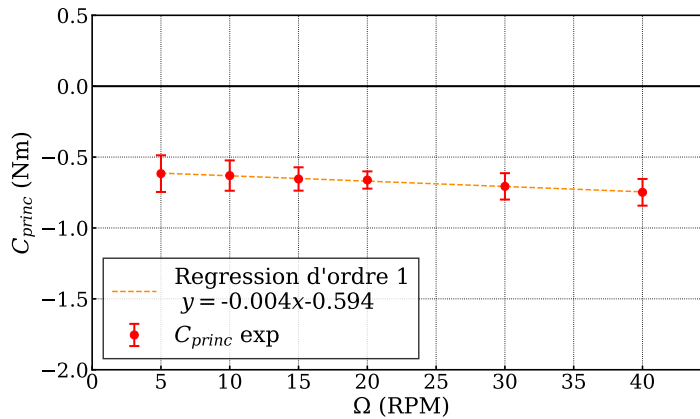


FIGURE 2.30 – Couple mesuré sur le couplemètre principal lors d'essais de rotation en air.

$$C_{princ} = -4.21 \cdot 10^{-3} \Omega - 0.594 \quad (2.12)$$

### Positionnement de la plateforme dans le bassin et essais à vide

Le placement de la plateforme SHIVA sur les IPN du bassin d'essais est vérifié au télémètre laser par rapport à une référence fixe du bassin. Ainsi l'axe de l'écoulement est parfaitement aligné avec l'axe longitudinal du support fixe (voir Figure 2.28). La partie tournante triangulaire est ajustée en position par rapport au support fixe au moyen d'un réglage mécanique. Un profilé en acier de la largeur du châssis est maintenu en appui sur deux des axes secondaires et encastré sur le support fixe dans deux empreintes en U (voir Figure 2.31). Ce réglage permet également d'indiquer au moteur principal sa position de référence initiale. Le deuxième réglage concerne le positionnement des axes secondaires par rapport au support triangulaire. Celui-ci est réalisé par le passage d'un axe traversant la cage de l'accouplement situé sous le réducteur secondaire et qui s'emboîte dans le perçage réalisé dans l'accouplement de l'axe considéré (voir Figure 2.31). Comme pour l'axe principal, ce réglage sur chaque bras permet d'initialiser la position de référence pour

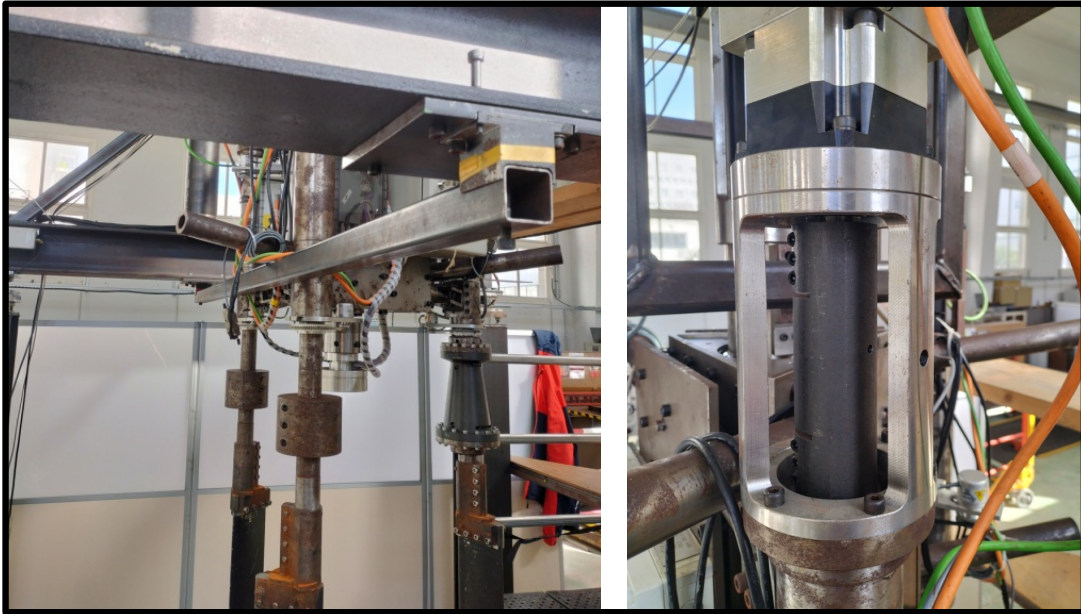


FIGURE 2.31 – Photos illustrant le réglage du positionnement de la partie triangulaire par rapport au châssis (à gauche) et d'un des axes secondaires par rapport à la partie triangulaire (à droite).

chaque moteur secondaire. Ces références des positions angulaires sont primordiales pour une mesure précise des angles. Ces différents réglages de positionnement sont réalisés tous les jours avant chaque essai en bassin.

Ensuite, des mesures des différents capteurs (balance embarquée, capteurs pieds et couplemètre) sont également effectuées lorsque la plateforme SHIVA repose dans le bassin sans écoulement. Ces mesures, appelées "Mesures à vide" (MaV), permettent de déduire des mesures en charge (avec écoulement et rotation de la plateforme) les efforts de précontrainte sur les capteurs ainsi que le poids de la plateforme et la poussée d'Archimède s'exerçant sur les pales. Ces mesures sont réalisées matin et soir car elles dépendent des évolutions de la pression atmosphérique, de la température, et de l'évaporation pouvant évoluer au cours de la journée.

Ces mesures consistent à faire un enregistrement de 30 secondes des tensions des différents capteurs. Afin d'évaluer l'influence du positionnement des pales dans le bassin par rapport à la réponse des différents capteurs, des mesures à vide sont réalisées avec un balayage en  $\theta$  de  $0^\circ$  à  $360^\circ$  par pas de  $30^\circ$  et un balayage en  $\beta$  par pas de  $45^\circ$  (ce qui donne un total de  $12 \times 9 = 108$  mesures). Ces MaV sont illustrées sur la Figure 2.32 pour la tension  $P_1$  de la balance embarquée (les figures des MaV des autres voies sont données en Annexe).



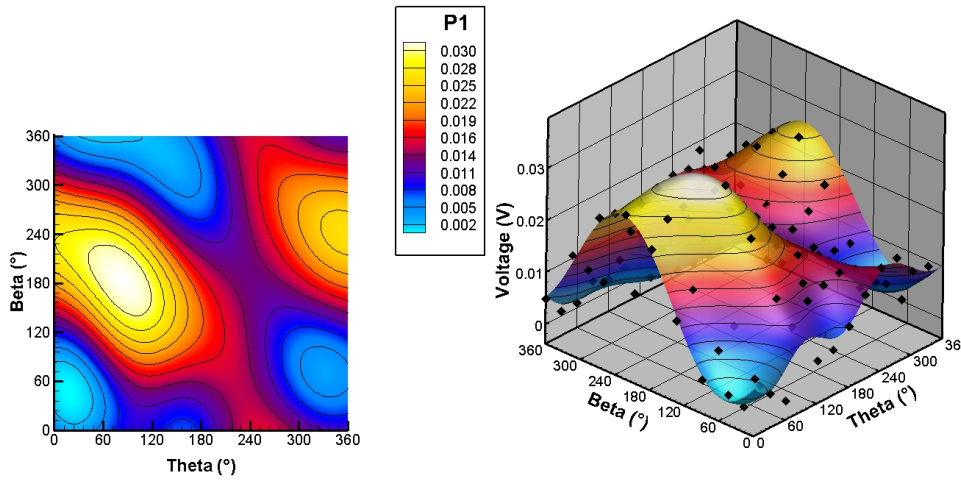


FIGURE 2.32 – Interpolation 3D des MaV (en V) sur les positions  $\theta$  et  $\beta$  pour la tension  $P_1$  de la balance embarquée.

Les losanges noirs représentent les mesures (moyenne sur les 30 secondes d'enregistrement) pour chaque couple  $(\theta, \beta)$ , tandis que la surface colorée est une représentation de l'interpolation tri-dimensionnelle réalisée à partir des mesures expérimentales. La sous-figure de gauche représente les iso-contours dans le plan  $(\theta, \beta)$  colorés en fonction de la valeur de tension interpolée. Comme on peut le constater, la variation des mesures à vide sur  $\theta$  et  $\beta$  n'est pas significative : 0.28% de l'étendue de mesure (égale à 10V) pour la tension  $P_1$ . Alors que la durée de la procédure de mesure des MaV est importante (au moins 1h pour l'ensemble des points). Un choix a donc été pris de ne réaliser les MaV que sur les positions  $\theta$  (par pas de 30°) car les MaV sur les capteurs pieds ont une variation plus grande sur  $\theta$  que sur  $\beta$  (voir Figure 4.22 en Annexe) et ainsi de diminuer le temps de mesure de ces MaV par 9. Ce gain de temps permet également de procéder à des MaV plus fréquemment durant les journées d'essais et ainsi de tenir compte des conditions expérimentales du bassin sur les mesures (évaporation du bassin, échauffement des jauges de mesure, etc...).

La Figure 2.33 présente ces mesures de tension à vide pour l'ensemble des instruments de mesure en fonction de la position azimutale  $\theta$  de 0° à 360° échantillonnée par pas de 30°. Certaines tensions ont une dépendance à  $\theta$  plus forte comme celle du couple principal ainsi que des tensions  $P_2$  et  $P_{2_{prim}}$  car leurs étendues de mesure sont plus faibles que les autres capteurs (200 N pour les ponts  $P_2$  et  $P_{2_{prim}}$  contre 900 N pour les ponts  $P_1$  et  $P_{1_{prim}}$ , 20 Nm pour le couplemètre principal, voir Figure 2.27).

Ces mesures à vide sont donc ensuite soustraites aux mesures en charges. Comme certaines tensions dépendent de la position azimutale, il est logique de prendre en compte

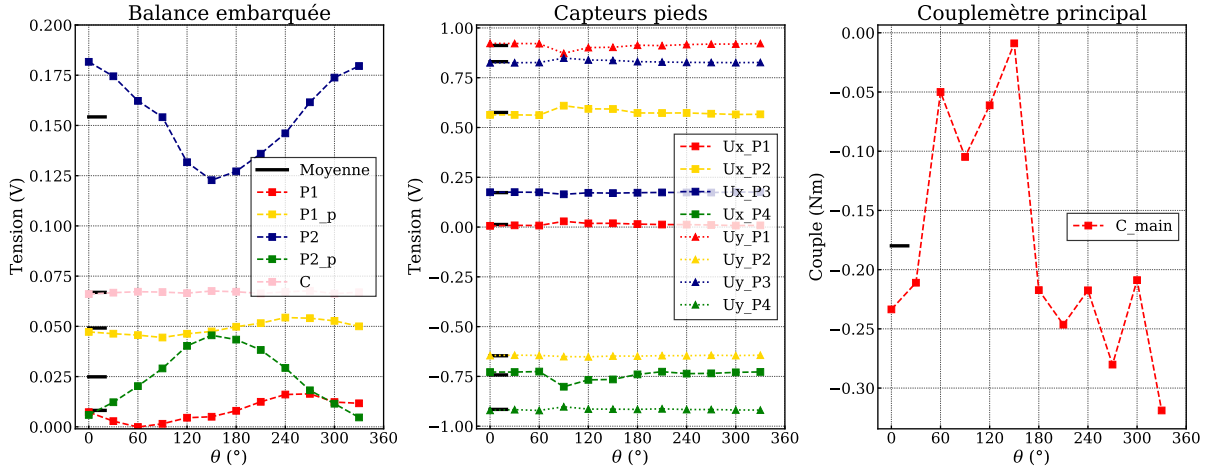


FIGURE 2.33 – Tensions à vide en fonction de la position azimutale  $\theta$  mesurée sur l'instrumentation d'effort (balance embarquée à gauche, et capteurs pieds au milieu et couplemètre principal à droite).

cette variation de la mesure à vide dans la soustraction à la mesure en charge. Néanmoins cela nécessite d'interpoler la MaV sur l'ensemble des positions azimutales de l'enregistrement des mesures en charge et répéter l'opération pour chaque tension des capteurs. Une étude de cette interpolation (linéaire), donnée sur la Figure 2.34, montre que le résultat de cette soustraction par la MaV interpolée (en pointillé de couleur) se rapproche fortement au cas où la mesure en charge est soustraite par la MaV moyennée (en trait continu noir). Les signaux de tensions et de couple sont tracés sur un tour arbitraire d'une acquisition d'une mesure en bassin. L'écart (tracé en rouge), calculé comme la différence entre les deux courbes, est très faible : 0.625 % pour la tension  $P_1$ , 1.2 % pour la tension  $P_2$  et 3.5 % sur la mesure du couple principal (ces pourcentages sont calculés comme le rapport de l'écart maximal sur la valeur de la mesure en charge maximale). Or le temps de post-traitement passe de l'ordre de la seconde dans le cas de la soustraction par la MaV moyenne à la minute dans le cas de l'interpolation de la MaV sur  $\theta$ . Le choix de la soustraction par la MaV moyenne a donc été validé dans le processus de post-traitement.

Ces mesures à vide sont donc moyennées sur l'angle  $\theta$  pour avoir une valeur unique à retrancher aux valeurs en charge. Ces valeurs moyennes des tensions à vides correspondent à un niveau d'effort récapitulé dans le tableau 2.7 (calculées en fonction des étendues de mesures de chaque capteurs et de la gamme de tension d'enregistrement). Pour le couple principal, la mesure est directement enregistrée en Nm, le couple donné sur la deuxième ligne prend en compte le rapport de réduction 1/50ème. Ces valeurs moyennes des mesures

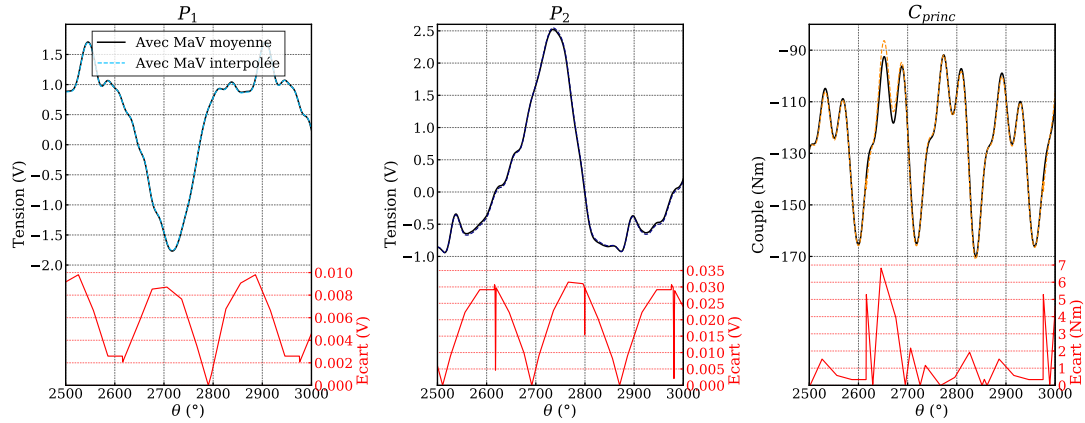


FIGURE 2.34 – Comparaison du traitement de la Mesure à vide moyennée ou interpolée sur les tensions  $P_1$  et  $P_2$  de la balance embarquée ainsi que sur la mesure du couplemètre principal (en Nm) pour un cas d’une mesure en bassin (Loi sinus 20,  $\lambda=1.6$ ,  $\Omega=15.92$  RPM).

Balance (voies)	$P_1$	$P_{1_{prim}}$	$P_2$	$P_{2_{prim}}$	$C_b$				
Tension (V)	0.0079	0.0493	0.154	0.0252	0.0663				
Effort/Couple (N/Nm)	0.711	4.44	3.08	0.504	0.398				
Capteurs pieds	$U_{XP1}$	$U_{XP2}$	$U_{XP3}$	$U_{XP4}$	$U_{YP1}$	$U_{YP2}$	$U_{YP3}$	$U_{YP4}$	$C_{princ}$
Tension (V)	0.015	0.573	0.174	-0.737	0.911	-0.654	0.831	-0.916	-0.180
Effort/Couple (N/Nm)	7.50	286	87.0	-368	455	-327	415.5	-458	-9

TABLE 2.7 – Correspondance entre la MaV moyenne d’un capteur et sa valeur en effort ou couple.

à vide ne représente que 1 à 2 % des valeurs en charge pour la balance embarquée (un exemple de mesure en charge est donné sur la Figure 2.34). Pour les capteurs pieds, une légère non-planéité de la surface de contact entre la plateforme SHIVA et les IPN de l'Ifremer explique le niveau de tension à vide atteignant presque 1 V sur certains pieds (effort de précontrainte). Ces efforts de précontraintes sont donc ensuite retranchés aux mesures en bassin afin de ne mesurer que les sollicitations sur le châssis dues aux lois de calage testées en écoulement.

### Filtrage du bruit électro-magnétique ambiant

Le système SHIVA est soumis à des perturbations électro-magnétiques dues notamment à l'électronique de puissance utilisée (variateurs de vitesses associés à leur moteurs respectifs). En effet, la modulation de largeur d'impulsion (MLI) employée par les variateurs de vitesse induit des perturbations haute fréquence dues aux harmoniques du rapport cyclique (BALAN et al. (2009)). La simple mise en tension des moteurs entraîne l'apparition d'un bruit perturbant les mesures de l'ensemble des instruments (balance embarquée, capteurs pieds et couplemètre principal). La Figure 2.35 illustre ce niveau de bruit à l'allumage des moteurs de SHIVA à 1.4 s de l'enregistrement sur le signal de la balance embarquée  $P_1$ , d'un des capteurs pieds  $U_{XP2}$  et du couplemètre principal  $C_{princ}$ .

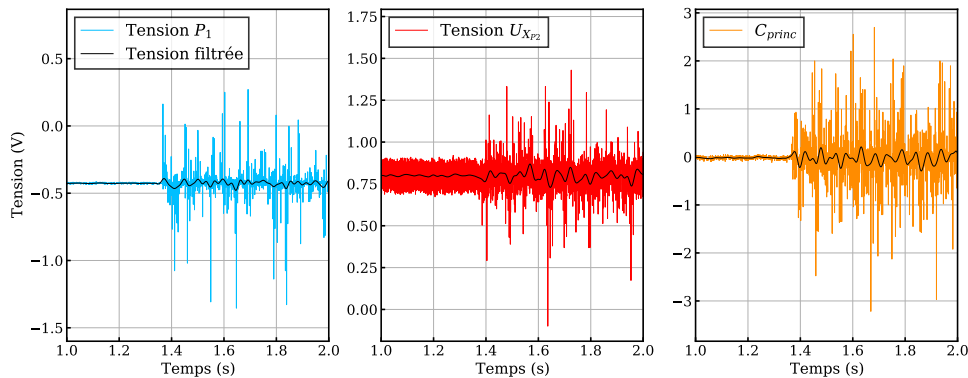


FIGURE 2.35 – Illustration des perturbations électro-magnétiques sur les capteurs. Ces mesures sont réalisées en air sans rotation des axes.

Un filtre passe-bas est donc appliqué sur les mesures pour éliminer ces perturbations. Le filtre utilisé est un filtre à réponse impulsionnelle finie (RIF) se comportant comme un filtre passe-bas avec une fréquence de coupure fixée à 35 Hz (qui permet d'obtenir le

meilleur rapport signal/bruit) et calculé sur 100 points. Ce filtrage est illustré en trait continu noir sur chaque tension de la Figure 2.35.

### Processus de post-traitement

Lorsque tous les signaux de tensions ont été filtrés, ils sont d'abord interpolés sur la position azimutale  $\theta$ . En effet, tous les signaux de mesure sont enregistrés en fonction du temps à une fréquence de 2000 Hz correspondant à un intervalle de temps de 0.005 s entre deux mesures. Les tensions de la balance embarquée sont mesurées dans le référentiel de la pale 1 ( $N_b, T_b$ ). Pour exprimer les efforts correspondant à ces tensions dans le repère global ( $X, Y$ ), une étape de projection est nécessaire. Or les mesures d'angles ne sont pas enregistrées à intervalle angulaire constant car les vitesses de rotation principale et secondaires ne sont pas tout à fait constantes. Et pour effectuer un moyennage de phase (décrit plus tard) sur plusieurs tours d'enregistrement, il est plus simple d'avoir des signaux de mesures interpolés avec un pas angulaire constant plutôt qu'un pas temporel constant. C'est pourquoi la première étape du post-traitement est d'interpoler les mesures temporelles sur la position azimutale  $\theta$ . Le pas angulaire est fixé à 0.5 degrés qui est un bon compromis entre la conservation du signal d'origine et une taille de fichier de résultats raisonnable. Après cette étape, les signaux de mesure sont donc échantillonnés avec un pas angulaire régulier sur la durée d'enregistrement. Cela facilite également la manipulation des données par tour qui ont maintenant toutes le même nombre d'éléments sur un tour.

Ces signaux de tensions sont ensuite transformés en efforts grâce aux matrices de passage tension/effort (voir la table 2.6 pour la balance embarquée et les tables en Annexe pour les capteurs pieds). Puis les mesures de la balance embarquée (données dans le repère pale ( $N_b, T_b$ )) sont exprimées dans le repère tournant ( $N, T$ ) et dans le repère global ( $X, Y$ ). Les projections utilisées sont données par les relations déterminées dans le Chapitre 2 (voir relations 2.7 et 2.9).

L'effet centrifuge est supprimé à cette étape sur l'effort normal à la rotation  $F_N$  à partir de la relation 2.11 et de la vitesse de rotation instantanée (calculée par la dérivée, différence finie progressive, de la position azimutale).

Les mesures des capteurs pieds sont directement exprimées dans le repère global ( $X, Y$ ). La mesure du couplemètre principal est corrigée en soustrayant les effets des frottements internes en fonction de la vitesse de rotation instantanée (voir équation 2.12).

L'étape suivante consiste à isoler les signaux d'efforts et d'angles sur un seul tour, les acquisitions étant enregistrées sur  $n_{\text{tours}}=30$  tours afin d'avoir une répétabilité des

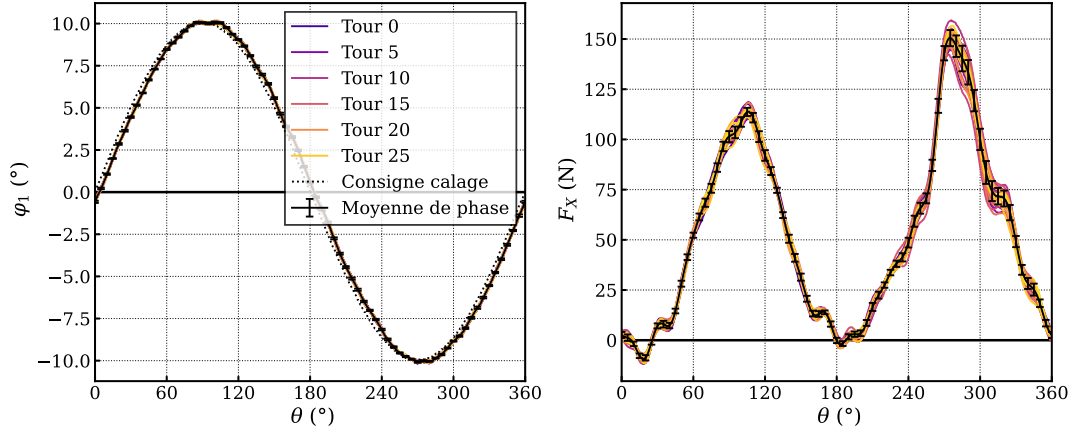


FIGURE 2.36 – Moyennage de phase réalisé sur la position  $\varphi_1$  (à gauche) et sur l’effort  $F_X$  mesuré sur la balance embarquée (à droite). Pour l’angle  $\varphi_1$ , la consigne est tracée en pointillé noir.

mesures par tour. Pour ce faire, un moyennage de phase des différents efforts est réalisé sur tous les tours correspondants à la durée d’enregistrement des signaux. Une routine repère automatiquement le début et la fin de chaque tour en scrutant le passage à zéro de la position azimutale  $\theta$ . Les mesures étant échantillonnées avec un pas angulaire constant, les signaux sont moyennés points par points (correspondants à chaque position azimutale  $\theta_i$ ) sur les  $n_{tours}$ . Si besoin l’utilisateur peut choisir le premier tour  $n_{init}$  et le dernier tour  $n_{final}$  sur lesquels est réalisé le moyennage de phase (en cas d’incident aléatoire durant l’enregistrement). Pour un effort  $F$  quelconque, l’effort moyenné à la position azimutale  $\theta_i$ , noté  $\langle F_{\theta_i} \rangle$  et son écart-type, notée  $\sigma_{F_{\theta_i}}$ , sont donnés par la relation 2.13.

$$\text{Pour } i \in [0; 360] : \quad \langle F_{\theta_i} \rangle = \frac{\sum_{j=n_{init}}^{n_{final}} F_{\theta_i,j}}{(n_{final} - n_{init})} \quad ; \quad \sigma_{F_{\theta_i}} = \sqrt{\frac{\sum_{j=n_{init}}^{n_{final}} (\langle F_{\theta_i} \rangle - F_{\theta_i,j})^2}{(n_{final} - n_{init})}} \quad (2.13)$$

La Figure 2.36 illustre le résultat du moyennage de phase sur la mesure de la position angulaire  $\varphi_1$  et de la mesure de l’effort propulsif sur la balance embarquée  $F_X$ . Les mesures ont été enregistrées sur 30 tours pour les conditions expérimentales suivantes : loi sinus 10,  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM et  $\lambda=1.2$ .

La dernière étape du post-traitement consiste à calculer les valeurs globales en moyennant sur 1 tour les efforts obtenus après moyennage de phase. Les efforts sur chaque capteur

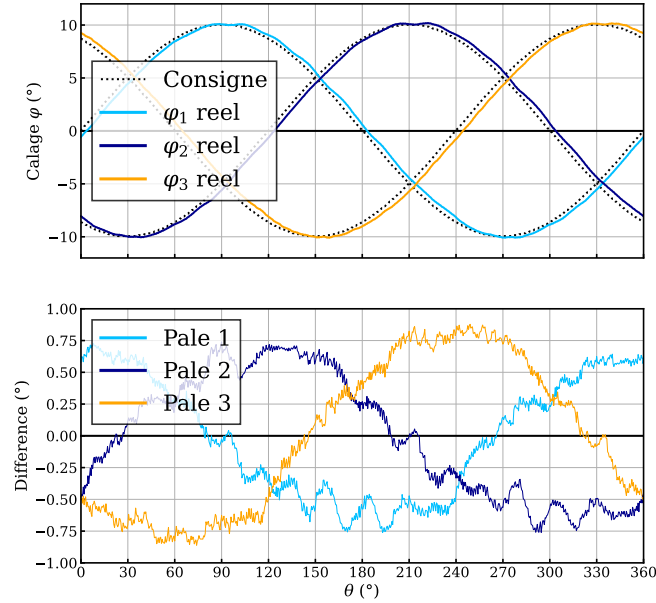


FIGURE 2.37 – Comparaison du suivis des positions des axes secondaires dans le cas d’une loi sinus 10 dans les conditions expérimentales :  $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ .

ped sont additionnés pour déterminer l’effort total appliqué sur le châssis. Cet effort total est noté  $F_{X_{pieds}}$  dans le cas de l’effort propulsif.

Les efforts sur la pale instrumentée sont déphasés de  $2\pi/3$  et  $4\pi/3$  puis sommés pour déterminer l’effort total appliqué sur les trois pales. Cet effort total est quant à lui noté  $F_{X_{pales}}$  pour l’effort propulsif. En faisant ainsi, on fait l’hypothèse que les efforts exercés sur la pale 2 et 3 sont identiques à ceux exercés sur la pale 1. Cette hypothèse est soutenue par le fait que le suivi de loi sur chaque pale est quasiment identique comme le montre la Figure 2.37 dans le cas de la loi sinus 10 dans les mêmes conditions expérimentales que celles évoquées précédemment. Avec un examen approfondi, on remarque toutefois que le suivi de la pale 3 est légèrement différent des pales 1 et 2. Cela est expliqué par le remplacement du moteur 3, endommagé lors d’un essai, et remplacé par un nouveau moteur avec des caractéristiques voisines en vitesse et couple (référence SEM HDM105C10-77S).

En ce qui concerne le couple principal, la mesure du couplemètre principal  $C_{princ}$  est comparée à celle des efforts de la balance embarquée. En effet, en calculant l’effort tangentiel à la rotation principal s’appliquant sur les 3 pales,  $F_{T_{pales}}$ , on peut remonter au couple exercé par l’écoulement sur la plateforme, alors noté :  $C_{rec}=F_{T_{pales}}R$ .

Le couple secondaire mesuré par la balance embarquée  $C_b$  est également déphasé et sommé pour déterminer le couple secondaire résultant des trois pales  $C_{b_{tot}}$ .

Toutes ces mesures sont dépendantes de la position azimutale  $\theta$ . Les valeurs moyennées sur le tour, symbolisées par  $\overline{\quad}$ , permettent d'avoir la valeur moyenne de chaque performance pour comparer différents points de fonctionnement. Avec cette notation, on perd par contre l'effet de la variation de la grandeur physique.

Enfin ces valeurs moyennes sont adimensionnées par les formules (2.14) pour les efforts sur une pale, (2.15) pour les efforts totaux, (2.16) pour le couple sur une pale et (2.17) pour les couples totaux.

$$\overline{C_{F_{pale}}} = \frac{\overline{F}}{0.5\rho clV^2} \quad (2.14)$$

$$\overline{C_{F_{tot}}} = \frac{\overline{F}}{0.5\rho DV^2} \quad (2.15)$$

$$\overline{C_{C_b}} = \frac{\overline{C}}{0.5\rho c^2 lV^2} \quad (2.16)$$

$$\overline{C_{C_{tot}}} = \frac{\overline{C}}{0.5\rho D^2 lV^2} \quad (2.17)$$

Le rendement hydrodynamique,  $\eta$  (relation 2.18), du propulseur est exprimé comme le rapport entre le produit de la force propulsive moyenne par la vitesse d'avance du navire (égale en norme à la vitesse bassin  $V$ ) et le produit de la vitesse de rotation  $\Omega$  et du couple principal moyen.

$$\eta = \frac{\overline{F_{X_{tot}}} V}{\overline{C_{princ}} \Omega} \quad (2.18)$$

Dans la littérature, notamment sur les hélices classiques, d'autres notations équivalentes sont utilisées. La relation 2.19 définit un paramètre d'avance équivalent noté  $J$ , les relations 2.20 et 2.21 définissent les coefficients de poussée et de couple avec  $n$  la vitesse de rotation en tr/s. Enfin la relation 2.22 définit le rendement hydrodynamique.

$$J = \frac{V\pi}{\Omega R} \quad (2.19)$$

$$K_T = \frac{\overline{F_{X_{tot}}}}{\rho n^2 l D^3} \quad (2.20)$$

$$K_Q = \frac{\overline{C_{princ}}}{\rho n^2 l D^4} \quad (2.21)$$



$$\eta = \frac{K_T J}{K_Q 2\pi} \quad (2.22)$$

## 2.4 Conclusion et Perspectives

Dans ce chapitre, l'architecture de la plateforme expérimentale SHIVA est détaillée tant du point de vue mécanique que du point de vue électrotechnique. Les développements apportés au cours des essais en bassin permettent de valider son comportement mécanique. Selon les vitesses de rotation de la plateforme et les lois de calage jouées, les effets de surface libre et d'aspiration peuvent influencer les mesures d'effort de la plateforme. Sans être quantifiés, ces effets doivent être pris en compte dans l'interprétation des mesures en bassin. De ce fait le comportement de la plateforme SHIVA est différent d'un propulseur qui serait installé sous la coque d'un navire.

L'architecture de contrôle/commande de la plateforme SHIVA a évolué de manière significative durant ces travaux de thèse. L'ajout du micro-contrôleur embarqué permet d'obtenir une régulation des axes secondaires beaucoup plus réactive en envoyant directement les ordres de commandes aux variateurs de vitesses secondaires et ainsi s'affranchir du passage par le PC de commande à terre et le bus CAN.

Cette modification améliore grandement le suivi de loi en réduisant d'un facteur dix l'erreur à la consigne. Cependant une erreur systématique subsiste. Elle est inhérente à la méthode de contrôle/commande utilisée ici : contrôleur PI pour les boucles de position, vitesse et intensité. Comme cela est illustré avec les résultats de suivis de loi, cette erreur dépend de trois facteurs :

- La vitesse de rotation principale  $\Omega$  : cette vitesse est fixée en fonction de la valeur du paramètre d'avance  $\lambda$  et de la vitesse bassin (limitée à 1.5 m/s) que l'on veut atteindre.
- La dérivée de la consigne  $d\beta/d\theta$  : ce facteur est intrinsèque à la loi étudiée, on peut donc difficilement agir dessus.
- Le temps d'échantillonnage  $\Delta t$  : ce paramètre est grandement réduit avec l'ajout du micro-contrôleur embarqué.

Pour revenir sur ce dernier paramètre  $\Delta t$ , peu d'amélioration sur le suivi de loi est observée entre le cas  $\Delta t=2$  ms (configuration pour laquelle les lois sont stockées dans la partie RT) et  $\Delta t=40$   $\mu$ s (lois stockées dans la partie FPGA). Cela est dû au fait que les boucles de régulation en vitesse et intensité internes aux CELLO, donc celles qui envoient directement

les ordres de commandes aux moteurs, sont échantillonnées respectivement à  $200 \mu\text{s}$  et  $400 \mu\text{s}$  (d'après la documentation technique). Donc pour un ordre envoyé aux moteurs, le FPGA envoie cinq ordres aux CELLO. Or, afin d'avoir une régulation optimale, il est nécessaire d'avoir une boucle en position plus lente que la boucle en intensité (structure en cascade, voir HRASKO et al. (2008)). Ce "sur-échantillonnage" de la boucle en position pose notamment quelques problèmes de vibrations des pales. Une étude approfondie de cet échantillonnage peut permettre d'atténuer ces vibrations.

La méthode de contrôle par PI employée ici par les variateurs industriels CELLO utilisés sur la plateforme conduit donc à cette erreur systématique. Une première solution pour diminuer cette erreur serait d'implémenter un correcteur de type dérivatif (D) au moins dans la partie du code FPGA pour la boucle en position (car ce type de correcteur n'est pas disponible avec les variateurs CELLO actuellement utilisés). Une autre solution serait de passer les trois boucles de régulations dans le micro-contrôleur embarqué avec un contrôle PID pour chaque boucle, mais cela nécessite de changer ce micro-contrôleur pour un modèle plus puissant.

Pour s'affranchir complètement de cette erreur systématique, il faudrait recourir à l'achat de variateurs de vitesse plus sophistiqués ayant une autre stratégie de contrôle-commande (contrôle-commande non linéaire comme utilisé par KENDOUL, YU et NONAMI (2010)). Une autre technologie de variateurs permet aux utilisateurs de coder intégralement la commande envoyée aux moteurs ("Hardware-in-the-Loop") et d'avoir accès en temps réel aux variables moteurs et de régulation (c'est le cas de la nouvelle version de variateurs de vitesse de la marque Elmo<sup>8</sup>). Cette solution donne la possibilité de simuler complètement l'architecture de la plateforme afin de réaliser des tests au préalable sur un modèle numérique.

D'autre part, le fait de coder la boucle de régulation en position dans la partie FPGA du micro-contrôleur permet d'avoir accès aux valeurs des contrôleurs  $K_I$  et  $K_P$  en temps réel et ainsi d'adapter "visuellement" ces correcteurs en fonction de la dynamique de loi de consigne pour réduire au maximum l'erreur à la consigne. Cependant ce réglage est constant sur un tour. Il est nécessaire d'adapter ces contrôleurs en fonction de la forme de la loi consigne et donc de la position azimutale  $\theta$ . Le recours à des méthodes d'apprentissage, largement utilisées de nos jours, peut être une perspective bien adaptée pour cette application. C'est notamment le cas de travaux réalisés par ABDALRAHMAN et al. (2021) au Canada sur une éolienne à axe vertical à calage variable pour lesquels le

---

8. <https://elmo.a2v.fr/gamme-variateur-platinum/>

contrôle des pales est réalisé par une régulation par PID classique couplée à un réseau de neurone artificiel de type perceptron multicouche (MultiLayer Perceptron Artificial Neural Network).

Les limites en vitesse et accélération des moteurs sont atteintes pour les lois avec de fortes dynamiques de rotation de pale ( $d\beta/d\theta$  élevé). C'est pour cette raison que la plupart des mesures réalisées en bassin dans ces travaux sont des lois du mode trochoïdal pour lesquelles la dynamique des pales est moins violente en comparaison avec le mode épicycloïdal pour lequel il y a un retournement de pale. Pour un suivi performant de ces lois épicycloïdales, il faut envisager l'achat de moteurs plus puissants.

Néanmoins l'enregistrement des positions de chaque axe permet d'avoir la position réelle des pales durant l'acquisition des efforts. Ainsi, même en ayant un suivi de loi non optimal, les positions angulaires de chaque axe sont connues avec précision au cours des enregistrements.

# PERFORMANCES D'UN PROPULSEUR AVEC LOIS DE CALAGE SINUSOÏDALES

---

Ce chapitre présente les résultats des mesures effectuées au bassin d'essais d'Ifremer. La première partie de ce chapitre présente les essais réalisés sur des cas statiques (mise en incidence d'une pale dans l'écoulement du bassin) afin de valider l'ensemble de la chaîne de mesure de l'effort hydrodynamique local sur une pale en la comparant à d'autres résultats expérimentaux et numériques.

L'étude des lois sinusoïdales est présentée dans une deuxième partie. La procédure de post-traitement y est d'abord détaillée pour un cas de mesure arbitraire d'une loi sinusoïdale. L'ensemble des résultats globaux permet ensuite de déterminer les performances pour des lois sinusoïdales et de valider le comportement propulsif de la plateforme SHIVA en mode trochoïdal pour des lois de calage sinusoïdales.

## 3.1 Étude du comportement de la plateforme sur des cas statiques

Cette partie vise à valider les mesures des efforts hydrodynamiques sur un cas simple largement étudié, la mise en incidence statique d'un profil NACA 0018. Pour cela, les mesures expérimentales obtenues avec la plateforme SHIVA sont comparées à des résultats théoriques, expérimentaux et numériques.

Les mesures sur la plateforme SHIVA ont été réalisées dans le bassin d'Ifremer avec une vitesse de l'écoulement fixée à  $V=0.8$  m/s correspondant à un Reynolds local de  $Re_c=2.8 \cdot 10^5$ . La pale 1 instrumentée est placée à  $\theta=90^\circ$  qui correspond à la position azimutale extrême amont sur le cercle de rotation du point de vue du sens de l'écoulement. La Figure 3.1 illustre le montage expérimental de la plateforme SHIVA lors de ces essais. L'axe principal est maintenu dans cette position en donnant une consigne de vitesse nulle

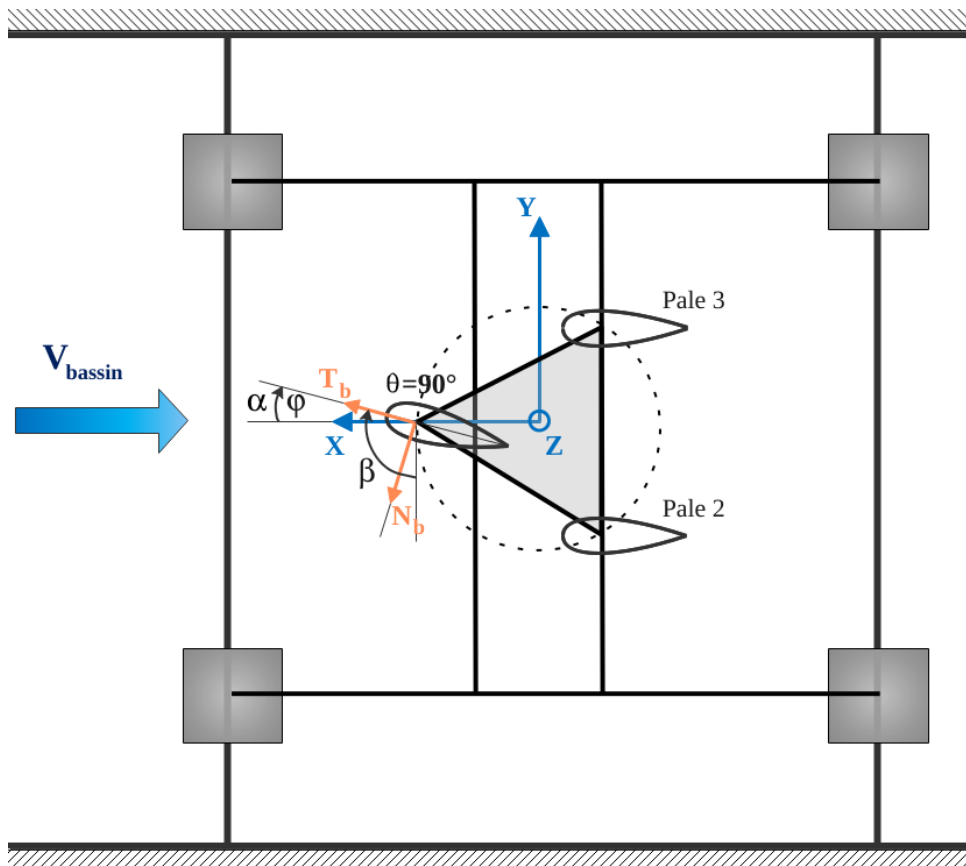


FIGURE 3.1 – Schéma du montage expérimental de la mise en incidence de la pale instrumentée.

sur le moteur principal (un enregistrement de la position  $\theta$  durant les acquisitions permet de s'assurer que la position azimutale de la pale instrumentée n'a pas déviée). Les pales 2 et 3 sont laissées libres dans le sillage. Enfin la mise en incidence de la pale 1 est réalisée par son moteur secondaire à travers un ordre de commande fixe  $\beta_{1_{ref}}$  envoyé pour chaque angle d'incidence. Le balayage en incidence se fait sur l'intervalle  $\alpha = [-20; +20]$  degrés avec un pas constant  $\Delta\alpha = 2.5^\circ$ . L'angle d'incidence  $\alpha$  est compté positivement dans le sens horaire, tandis que tous les autres angles sont positifs dans le sens trigonométrique. Cette convention est appliquée afin d'avoir une représentation usuelle d'un profil portant en incidence dans un écoulement avec une force de portance  $F_L$  positive vers le haut, soit dans la direction  $Y$  ( $F_L = F_Y$ ). La force de traînée  $F_D$  est positive dans la direction  $-X$  ( $F_D = -F_X$ ). L'angle de consigne donné au moteur secondaire vaut  $\beta_{1_{ref}} = -90 - \alpha$ .

Pour chaque angle d'incidence, une mesure à vide (sans écoulement) est réalisée au préalable et soustraite à la mesure en charge. Une partie du processus de post-traitement

est appliquée sur les mesures (filtrage, soustraction par la mesure à vide, passage tensions-efforts, projections, adimensionnement). Les mesures sont enregistrées sur une durée d'acquisition de 30 secondes après avoir attendu que le sillage est parfaitement établi. Les efforts de portance et de traînée sont ici adimensionnalisés par :

$$C_L = \frac{F_L}{0.5\rho clV^2} \quad ; \quad C_D = \frac{F_D}{0.5\rho clV^2} \quad (3.1)$$

L'envergure  $l$  est la longueur de la pale mouillée mesurée à 0.92 m. A forte incidence, la déformation de la surface libre fait varier cette envergure de pale mouillée (vague d'étrave sur l'intrados, creux dépressionnaire sur l'extrados). Toutefois, cette variation n'est pas prise en compte dans l'adimensionnement des résultats expérimentaux car elle reste faible par rapport à la longueur de pale mouillée (moins de 5%).

L'évolution des coefficients de portance et de traînée est présentée sur la Figure 3.2 en fonction de l'angle d'incidence de pale. Les mesures en bassin sont comparées à des mesures effectuées dans le tunnel de cavitation de l'IRENav symbolisés par la courbe orange. Ces mesures sont réalisées avec un profil NACA 0018 de corde  $c=0.1$  m et d'envergure  $l=0.191$  m. Ces essais en tunnel sont réalisés pour une vitesse d'écoulement de 2.8 m/s correspondant au même Reynolds local que pour les essais en bassin. Les travaux de thèses de DUCOIN (2008) et MOHAMMED ARAB (2020) donnent des informations supplémentaires sur les installations du tunnel de cavitation de l'IRENav ainsi que sur la méthode de post-traitement utilisée pour les mesures.

Des mesures expérimentales réalisées par le laboratoire américain SANDIA (SHELDAHL et KLIMAS (1981)) sur des profils aérodynamiques (dont le NACA 0018) en soufflerie apportent une base de comparaison supplémentaire. Les conditions expérimentales consistent à placer les profils entre deux parois verticales placées au centre de la veine et qui agissent comme des séparateurs de l'écoulement. Le profil, de corde  $c=0.152$  m et d'envergure  $l=0.91$  m, est encastré entre ces deux parois. Ce montage permet de faire l'approximation d'un écoulement bidimensionnel entre les deux parois. Le profil est mis en incidence de  $0^\circ$  à  $180^\circ$  et les mesures sont réalisées pour différentes vitesses d'écoulement correspondant à différents Reynolds. Une interpolation linéaire sur le Reynolds permet de déterminer les valeurs des coefficients de portance et de traînée au Reynolds désiré ( $Re_c=2.8.10^5$ ). Plus de précisions sur le protocole expérimental sont données dans le rapport de SHELDAHL et KLIMAS (1981).

Enfin deux modèles numériques sont utilisés pour comparer ces résultats d'incidence

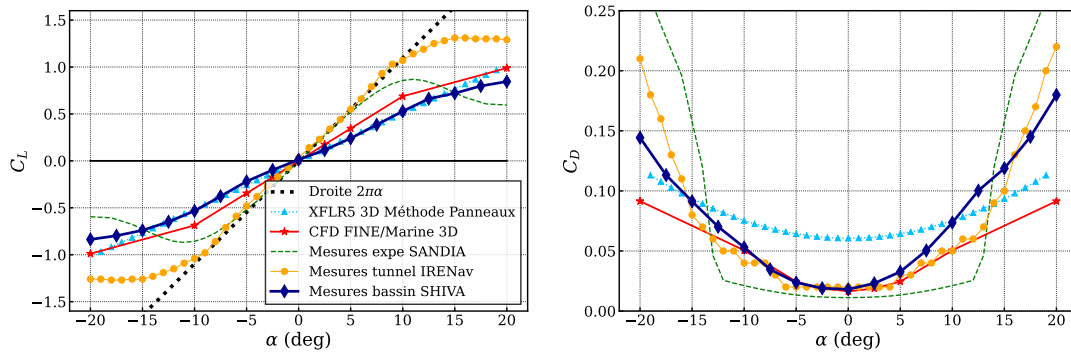


FIGURE 3.2 – Évolution du coefficient de portance (à gauche) et de traînée (à droite) en fonction de l'angle d'incidence, obtenus expérimentalement et numériquement.

statique. Le premier est le code potentiel 3D XFLR5 dans lequel la pale est modélisée par une aile de profil NACA 0018 de 0.35m de corde et 0.92m d'envergure. La méthode des panneaux est utilisée pour la détermination des coefficients de portance et de traînée de forme et traînée induite. Une correction de la traînée visqueuse est apportée par la modélisation de la turbulence sur une tranche 2D du profil grâce au module XFOIL disponible dans XFLR5. Le deuxième modèle numérique est le code CFD FINE/Marine qui utilise une résolution RANS de l'écoulement. Un maillage tridimensionnel est utilisé ici modélisant l'ensemble de la veine du bassin Ifremer ainsi que les trois pales plongeant dans l'eau. Cependant la surface libre n'est pas modélisée, une condition de glissement est utilisée sur la partie supérieure du maillage correspondant à l'interface air/eau.

Comme l'on pouvait s'y attendre, les mesures en tunnel concordent avec la théorie des profils minces pour laquelle la portance suit une loi linéaire de pente  $2\pi\alpha$  pour un profil symétrique pour des angles d'incidence modérés (entre  $-10^\circ$  et  $+10^\circ$ ) puis l'écoulement décroche avec une perte de portance pour des incidences plus grandes. Les mesures SANDIA suivent également cette pente avec un décrochage un peu plus prématuré que pour les mesures en tunnel hydrodynamique. Les mesures en bassin sur la plateforme SHIVA présentent par contre une portance qui suit une loi linéaire de pente plus faible. Cette différence est expliquée par le fait que dans le cas des mesures en tunnel, les bords du profil sont tangents aux parois de la veine, l'envergure du profil correspond à la largeur de la veine. Il n'y a donc que peu d'effets de bord sur le profil et l'écoulement peut être considéré comme bidimensionnel. Sur les mesures en bassin, l'écoulement est fortement 3D avec le développement d'un tourbillon marginal en bout de pale (dû au contournement du bord du profil pour satisfaire la condition d'égalité des pressions en bout de pale). Cet

effet se retrouve dans le calcul XFLR5 3D pour lequel les tourbillons marginaux sont bien pris en compte. Le calcul FINE/Marine 3D reproduit également ce comportement tridimensionnel au bout des pales. Sur la traînée, un écart important est remarqué entre les mesures en bassin, le modèle CFD et le modèle XFLR5. Cet écart provient des conditions à l'interface eau/air qui sont différentes pour ces 3 cas. Le calcul FINE/Marine intègre une condition de glissement à l'interface supérieure (pas de surface libre) pour laquelle les frottements sont négligés. On obtient donc une sous-estimation du coefficient de traînée (et donc une sur-estimation du coefficient de portance), surtout pour les fortes incidences. Pour les mesures en bassin, l'écoulement est fortement modifié du fait de la présence de la surface libre. Enfin, le calcul potentiel XFLR5 modélise une aile d'envergure finie où les deux extrémités émettent un tourbillon marginal, ce qui sur-estime la traînée par rapport aux mesures en bassin, surtout à faible incidence.

Ces mesures en bassin sur un cas simple de mise en incidence statique d'une des pales du propulseur permettent de valider la mesure d'effort avec la balance embarquée ainsi qu'une partie du processus de post-traitement. La bonne corrélation avec les différents modèles permet de s'assurer de la validité des mesures qui seront ensuite effectuées en rotation.

Ces mesures ont aussi permis de relever quelques différences avec les modèles numériques notamment avec les effets 3D et la présence de la surface libre qui est complexe à modéliser en calcul numérique.

## 3.2 Comportement dynamique pour des lois de calage sinusoidales

Après avoir vérifié la fidélité des mesures d'efforts sur le cas simple de mise en incidence statique des pales, le comportement propulsif de la plateforme SHIVA peut être étudié et validé sur des lois de calage sinusoidales. Compte tenu des limitations électriques des moteurs secondaires, seules les mesures en mode trochoïdal (profil face à l'écoulement amont) sont traitées dans ces travaux. Pour ce mode, les lois de calage sinusoidales ont montré un comportement propulsif efficace et largement étudié dans la communauté scientifique (VAN MANEN (1966), BOS (2010), ROESLER et al. (2016)). Les mesures en rotation pour des lois de calage sinusoidales vont donc permettre de valider le comportement propulsif de la plateforme SHIVA.



$\lambda$	0.62	0.65	0.7	0.75	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2	2.2	2.4
$\Omega$ (RPM)	23.1	22.1	20.5	25.5	24	21	19	17.4	15.9	14.7	13.6	12.7	11.9	11.2	10.6	10.1	9.5	8.7	7.9
$V$ (m/s)	0.6	0.6	0.6	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
Sinus10																			
Sinus20																			
Sinus30																			
Sinus40																			

TABLE 3.1 – Tableau récapitulatif des points de fonctionnement ( $\lambda$ ) mesurés pour les différentes lois sinusoïdales et des conditions de vitesses correspondantes.

### 3.2.1 Paramètres expérimentaux et suivis de lois

Les mesures présentées ici ont été réalisées pour une vitesse bassin fixée à  $V=0.8$  m/s. Quatre lois sinusoïdales ont été testées : amplitude maximale de  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  et  $40^\circ$ . Pour chaque loi, la vitesse de rotation  $\Omega$  est modifiée à chaque mesure afin de balayer en valeur de  $\lambda$  les points de mesures. Les campagnes de mesure pour chaque loi sont réalisées en partant de la valeur du paramètre d'avance la plus grande correspondant à la plus petite vitesse de rotation puis en augmentant cette vitesse de rotation. Cela permet de surveiller le niveau de tension sur les instruments avec l'augmentation des efforts et éviter tout endommagement des moyens de mesure. Les plages des valeurs de  $\lambda$  sont déterminées autour des maximum de rendement obtenus lors de campagnes de mesures en bassin préliminaires (voir tableau 3.1). Pour la loi sinus 40, les trois mesures pour  $\lambda=0.62$ ,  $0.65$  et  $0.7$  ont été réalisées en baissant la vitesse du bassin à  $V=0.6$  m/s afin de pouvoir baisser la vitesse de rotation  $\Omega$  pour avoir un suivi de loi satisfaisant et une vitesse de rotation  $\Omega$  stabilisée compte tenu des contraintes sur le couple principal dues aux efforts hydrodynamiques.

Les gains  $K_P$  et  $K_I$  des correcteurs de la régulation en position sont ajustés sur l'IHM de contrôle en fonction de la vitesse de rotation afin de limiter l'écart à la consigne. Les Figures 3.3 à 3.6 illustrent cet écart, différence consigne-position réelle en degrés, pour toutes les mesures expérimentales de ces lois sinusoïdales. L'écart est tracé sur un tour de rotation après avoir été moyenné sur les 30 tours d'acquisition. Les couleurs correspondent aux différentes mesures pour une valeurs de  $\lambda$  donnée. Le graphique tri-dimensionnel de gauche donne un aperçu de l'augmentation de l'écart avec l'augmentation de la vitesse de rotation  $\Omega$  (donc la diminution du paramètre d'avance  $\lambda$ ). Sur le graphique de droite, sont affichés les écarts par rapport à la consigne de la pale 1 instrumentée en trait continu,

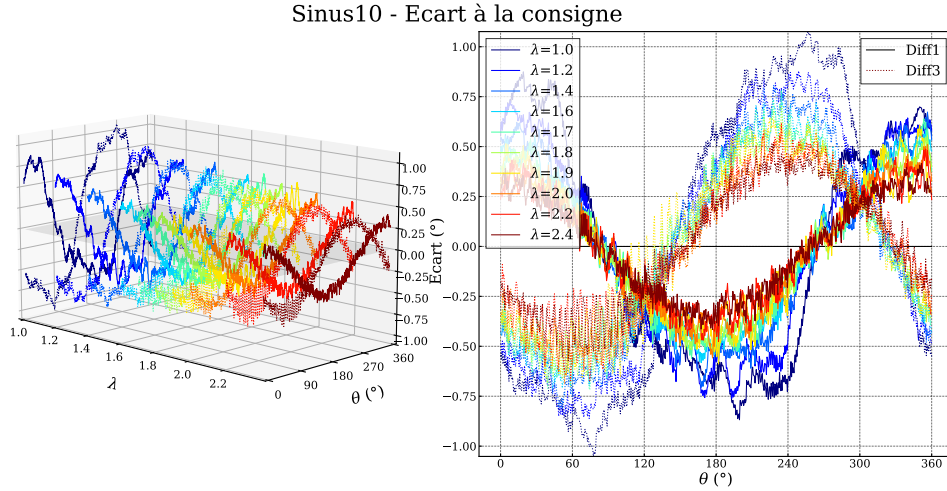


FIGURE 3.3 – Écarts à la consigne moyennés sur la durée d’acquisition en fonction du paramètre d’avance  $\lambda$  pour les mesures expérimentales concernant la loi sinus 10. Sur la figure de droite, les tracés en trait continu correspondent à l’écart pour la pale 1 tandis que les tracés en pointillés correspondent à la pale 3.

nommés "Diff1", et de la pale 3 en trait pointillé, nommés "Diff3". Le remplacement du moteur de l’axe 3 explique la légère différence dans le suivi de loi. Les gains des correcteurs sont donc aussi légèrement différents pour l’axe 3 afin de limiter au maximum la différence de comportement des axes 1 et 2 avec l’axe 3.

Comme attendu par l’expression de l’erreur systématique rencontrée avec le système de contrôle/commande utilisé, l’écart du suivi de loi augmente avec la vitesse de rotation  $\Omega$ . Toutefois cette erreur reste inférieure à  $1^\circ$  en valeur absolue. De fortes oscillations apparaissent sur la pale 3 pour les cas à faible vitesse de rotation ( $\lambda=2$ ,  $\lambda=2.2$  et  $\lambda=2.4$ ). Ces vibrations sont dues à l’échantillonnage du contrôle en position réalisé par le FPGA abaissé à  $40\mu s$  qui est un peu rapide lorsque la vitesse de rotation est faible. De plus, pour les vitesses de rotation plus élevées correspondant à un  $\lambda$  faible, les efforts hydrodynamiques étant plus importants, ces vibrations sont lissées par le chargement hydrodynamique sur les pales et donc sur le moteur.

Pour les lois sinusoidales d’amplitude maximale de  $20^\circ$ , l’écart à la consigne est légèrement supérieur à celui des lois d’amplitude  $10^\circ$  car le rapport  $d\beta/d\theta$  caractérisant l’erreur systématique est plus élevé. Les vibrations observées sur la pale 3 sont encore présentes sur le cas  $\lambda=2.0$  et  $\lambda=1.9$  et expliquées par les mêmes raisons que pour le sinus 10.

Les mesures pour la loi sinus 30 présentent un écart à la consigne atteignant les  $3^\circ$  en

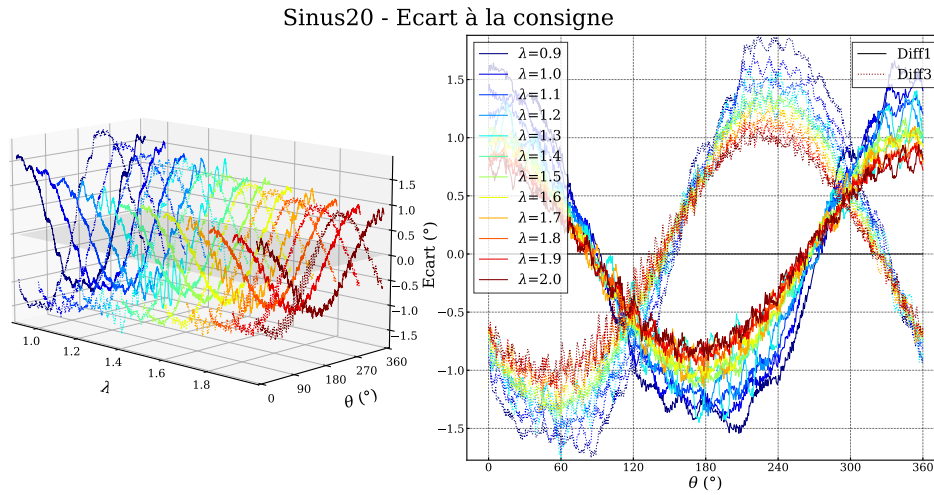


FIGURE 3.4 – Écarts à la consigne moyennés sur la durée d'acquisition en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  pour les mesures expérimentales concernant la loi sinus 20.

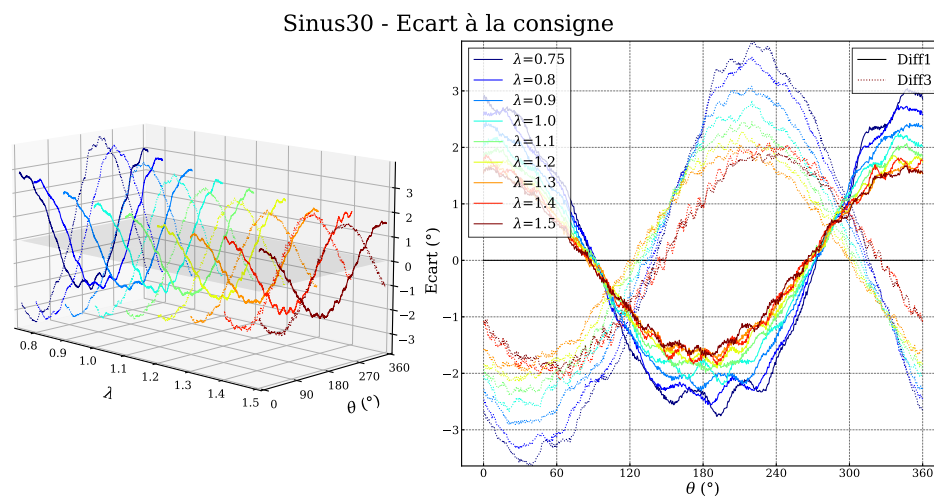


FIGURE 3.5 – Écarts à la consigne moyennés sur la durée d'acquisition en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  pour les mesures expérimentales concernant la loi sinus 30.

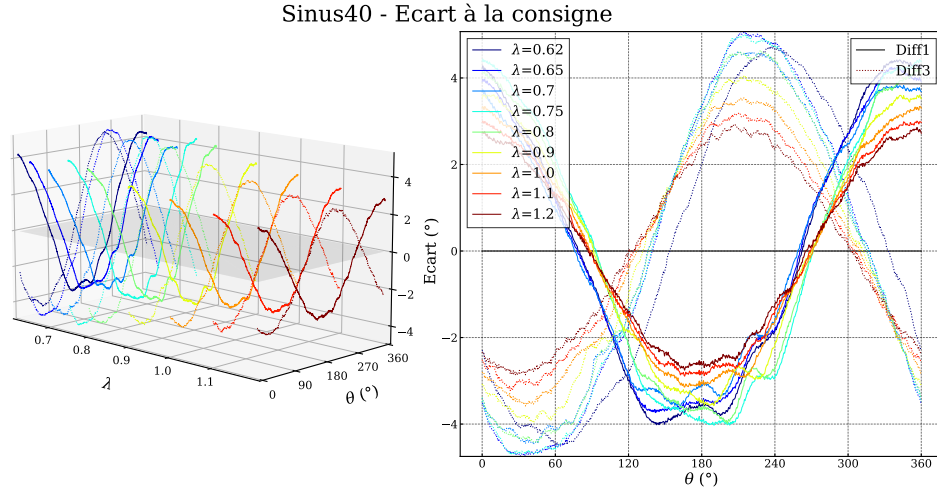


FIGURE 3.6 – Écarts à la consigne moyennés sur la durée d’acquisition en fonction du paramètre d’avance  $\lambda$  pour les mesures expérimentales concernant la loi sinus 40.

pic malgré l’adaptation des gains  $K_P$  et  $K_I$ .

Enfin pour la loi sinus 40, l’écart dépasse les  $4^\circ$  pour les grandes vitesses de rotations. L’écart à la consigne pour les cas  $\lambda=0.62$ ,  $0.65$  et  $0.7$  est plus faible ou du même ordre de grandeur que pour le cas  $\lambda=0.75$  car la vitesse de rotation a été abaissée en raison de la diminution de la vitesse bassin à  $V=0.6$  m/s.

Malgré cet écart de suivi qui devient important à forte amplitude et pour des vitesses de rotation élevées, l’enregistrement des positions réelles permet d’exprimer les projections d’efforts à partir de la loi réellement jouée (et non à partir de la loi théorique).

Concernant les mesures de performance, la procédure de post-traitement, détaillée dans le Chapitre 2, est d’abord appliquée pour un cas particulier : la loi sinus 20 pour  $\lambda=1.5$ . Puis les résultats globaux sont donnés pour l’ensemble des lois sinusoidales mesurées.

### 3.2.2 Cas particulier de la loi sinus 20 à $\lambda=1.5$

Comme les mesures de la plateforme SHIVA sont nombreuses et que la procédure de post-traitement est complexe, les résultats d’efforts sont d’abord détaillés sur la loi sinus 20, choisie arbitrairement, à la valeur de  $\lambda=1.5$  (qui correspond à son maximum de rendement), pour une vitesse de rotation principale  $\Omega=12.7$  RPM et une vitesse bassin  $V=0.8$  m/s. Le même processus est réalisé pour toutes les mesures pour déterminer les performances globales données dans la prochaine section. La procédure de post-traitement

est appliquée aux mesures brutes obtenues après une durée d'acquisition de 145 secondes correspondant à 30 tours de rotation de la plateforme.

La Figure 3.7 présente les résultats d'efforts adimensionnés dans le repère global ( $X, Y$ ) en haut et dans le repère tournant ( $N, T$ ) dans la partie inférieure. Les graphiques polaires à gauche présentent les mesures sur la pale instrumentée seule tandis que les graphiques de droite représentent les efforts totaux reconstruits par déphasage et sommation de l'effort de la pale 1.

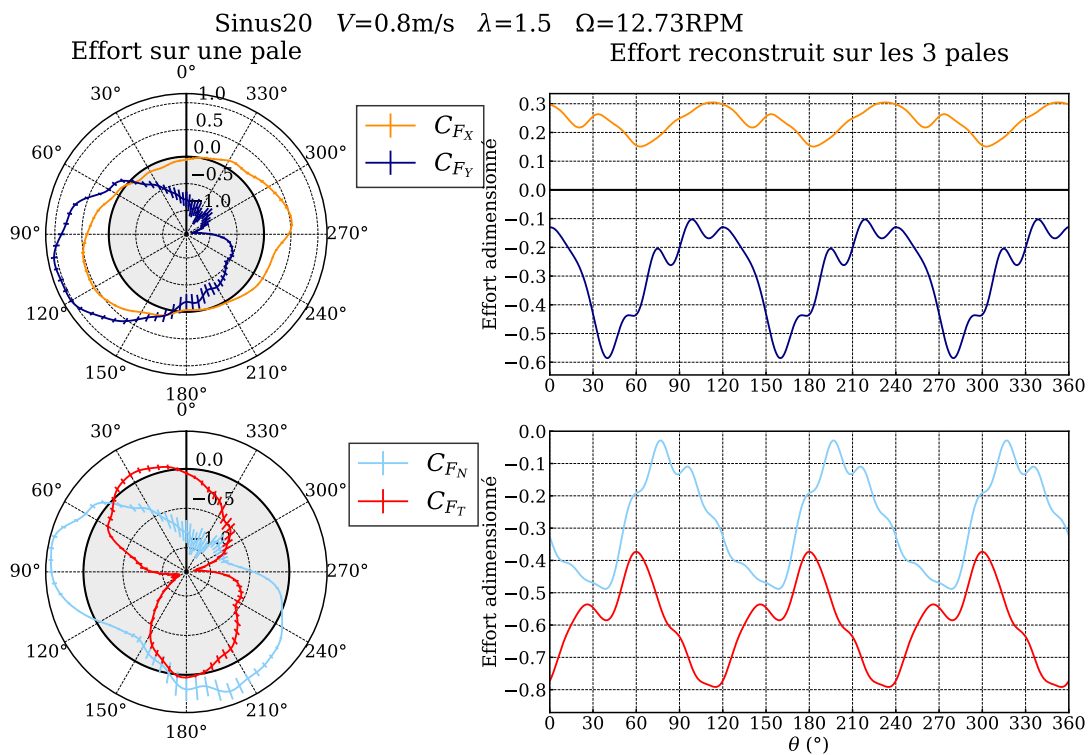


FIGURE 3.7 – Résultats des mesures d'efforts sur une pale, adimensionnés en  $F_X/F_Y$  et en  $F_N/F_T$  à gauche. Reconstruction de l'effort total des 3 pales à partir de la pale 1 à droite.

Ces résultats sont à associer avec la Figure 3.8 qui représente ces mêmes efforts propulsif  $F_X$  (en orange) et transverse  $F_Y$  (en bleu marine) sur une pale pour différentes positions azimutales  $\theta$  (tous les  $10^\circ$ ). L'effort hydrodynamique résultant calculé comme la somme vectorielle de ces deux composantes est représenté en noir. Pour chaque position, les vecteurs vitesse relative cinématique (combinaison vectorielle de  $\vec{V}$  et  $\vec{V}_r$ ) sont tracés en pointillés gris pour donner une idée de la provenance du flux de l'écoulement pendant

la rotation principale.

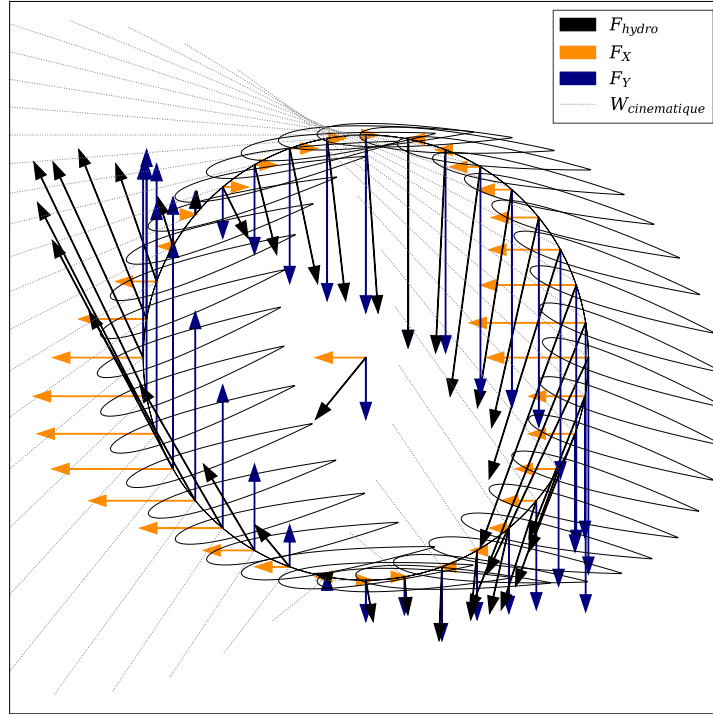


FIGURE 3.8 – Représentation des vecteurs d’efforts au cours de la rotation principale ( $\Delta\theta=10^\circ$ ) à partir des mesures expérimentales.

Deux plages de rotation où l’effort propulsif est maximal ressortent sur la Figure 3.8 : entre  $80^\circ$  et  $150^\circ$  et entre  $240^\circ$  et  $300^\circ$ . Ces zones sont également remarquables sur la Figure 3.7. Elles correspondent aux zones où le développement de l’effort hydrodynamique total est le plus important sur le tour. La multiplication du nombre de pales permet de lisser ce fractionnement de la poussée. Comme illustré sur la partie droite de la Figure 3.7, l’évolution du  $C_{F_x}$  total reconstruit oscille autour de 0.24 avec une amplitude de 0.15 (62% de sa valeur moyenne). Ce n’est pas le cas pour l’effort transverse  $C_{F_y}$  qui, même reconstruit sur les trois pales, montre une variation plus grande (140% de sa valeur moyenne). Cette variation impose un mouvement oscillatoire de la structure qui se voit notamment à haute vitesse de rotation (pour des faibles valeurs de  $\lambda$ ) pour lesquelles les oscillations sont amplifiées par les efforts centrifuges. Ces oscillations se remarquent sur les efforts tangentiels  $C_{F_T}$  et normaux  $C_{F_N}$  également. Ce comportement oscillatoire est ici dû au développement des efforts hydrodynamiques fortement instationnaires et non à la vibration des pales due à la régulation en position illustrée précédemment. Ces oscillations peuvent par contre impliquer des problèmes de fatigue à long terme sur les pales ou les

moyeux. Ce point n'a pas été investigué dans ces travaux mais une étude approfondie de la tenue en fatigue serait indispensable pour le développement industriel de ce type de propulseur<sup>1</sup>.

Pour revenir aux efforts, sur la Figure 3.8 est tracée au centre du rotor la résultante moyenne sur un tour de rotation de la poussée, de l'effort transverse et de l'effort total. Comme on peut le remarquer, la loi de calage est bien propulsive car l'effort de poussée est orientée vers la gauche, dans la direction opposée à l'écoulement du bassin qui va de la gauche vers la droite. L'effort transverse en moyenne est non nul ce qui impose un effort total résultant du propulseur de travers. Cette composante transverse est en pratique annulée sur les propulseurs cycloïdaux actuels en les installant par paire contra-rotative. De cette façon, seule la composante dans la direction d'avance du navire est utilisée pour la propulsion. Toutefois une partie de l'effort généré est perdue. On pourrait donc imaginer une loi de calage déphasée qui puisse orienter la composante totale (combinaison de la poussée et de l'effort transverse) dans la direction d'avance du navire et ainsi gagner en rendement hydrodynamique.

Ces deux figures représentent les mesures locales sur une pale. Qu'en est-il des sollicitations globales s'exerçant sur la plateforme ?

La Figure 3.9 permet de comparer les résultats des efforts totaux provenant de la mesure locale d'une pale (qui est donc déphasée deux fois puis sommée) aux efforts provenant des capteurs pieds installés entre le support de la plateforme et les IPN du bassin Ifremer. Ces derniers capteurs mesurent les sollicitations perçues aux quatre coins de la plateforme. L'effort global est calculé en faisant la somme des quatre capteurs pieds direction par direction (dans le sens propulsif suivant  $X$  et dans le sens transverse suivant  $Y$ ). Les résultats d'efforts admettent une bonne concordance générale. La périodicité de l'effort total provenant de la pale 1, due à sa construction, n'est pas rigoureusement conservée sur la mesure provenant des capteurs pieds. De plus, les oscillations des efforts sont plus marquées sur les capteurs pieds. Cela provient du fait que ces oscillations des efforts hydrodynamiques sont amplifiées et transmises par la liaison mécanique entre la partie tournante et le châssis de la plateforme (alors que la pale ne voit que des efforts locaux dans son repère tournant). Cette différenciation est plus marquée encore une fois à haute vitesse de rotation avec l'apparition de tremblements de l'ensemble de la plateforme.

---

1. Il est toutefois prévu d'équiper la pale instrumentée de SHIVA d'un vibromètre laser embarqué pour mesurer les vibrations suivant l'envergure et la corde de la pale.

Ces tremblements renforcent le choix d'une limite de vitesse de rotation maximale, fixée à 50 RPM, afin de prévenir tout risque de d'endommagement et de dégâts lors des mesures en bassin.

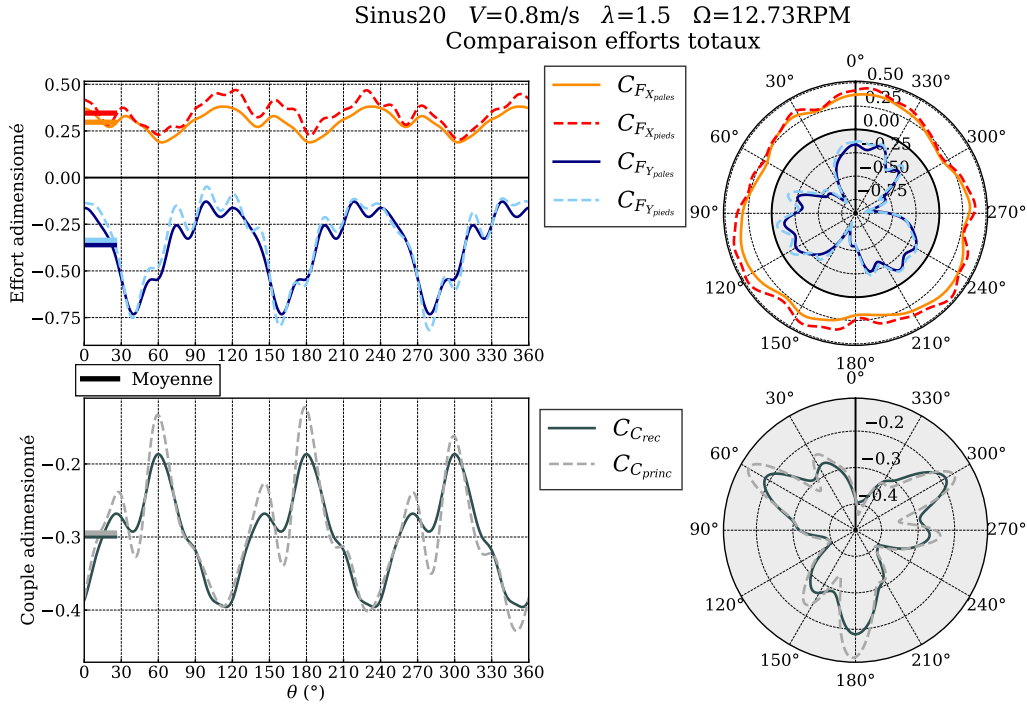


FIGURE 3.9 – Comparaison des mesures d’efforts sur la pale instrumentée et sur les capteurs globaux.

Les deux graphiques de la partie inférieure de la Figure 3.9 représentent les mesures du couple principal adimensionné. Les courbes en trait continu gris foncé présentent le couple principal recalculé à partir de l’effort tangentiel  $F_T$  (par rapport au disque de rotation principale) mesuré sur une pale. Les courbes en trait pointillé gris clair représentent la mesure sur le couplemètre principal situé entre le moteur et le réducteur. On rappelle que le couple à vide est soustrait à cette dernière mesure afin d’éliminer la contribution des frottements secs sur l’axe principal. On observe ici encore une bonne corrélation entre ces deux mesures. Le couple mesuré toujours négatif pour cette loi de calage associé à  $\lambda=1.5$  induit un couple résistif sur l’axe principal. Les variations, de l’ordre de 88% de la valeur moyenne pour la mesure du couplemètre et de l’ordre de 70% pour le couple reconstruit, montrent là aussi une forte oscillation du couple principal qui peut induire une fatigue sur les roulements et le réducteur de l’axe principal pour une utilisation à long terme.



La valeur moyenne de chaque signal d'effort ou de couple est affichée sur la gauche de chaque graphique (en trait épais de couleur). Une différence est constatée sur la valeur moyenne du  $C_{Fx}$  entre la mesure de la balance embarquée et des capteurs pieds. Cette différence provient principalement du fait de l'étendue de mesure du capteur qui est beaucoup plus grande pour les capteurs pieds que pour la balance embarquée (5000N pour les capteurs pieds contre 900N pour la balance embarquée). Les tremblements de la plateforme sous l'effet de la rotation de la partie tournante peuvent également expliquer cette différence sur la valeur moyenne en ajoutant un surplus d'effort sur les capteurs pieds. Concernant le couple principal, l'écart sur la valeur moyenne est plus faible.

Ces premiers résultats permettent de valider l'instrumentation utilisée sur la plateforme SHIVA ainsi que la procédure de post-traitement dans le cas de mesures en écoulement et avec rotation de la plateforme. Ces résultats montrent que les tendances de la mesure des efforts sont bien suivies sur les signaux temporels (ici azimutaux). La duplication de la mesure, grâce à l'instrumentation diversifiée, permet de comparer les résultats d'efforts obtenus en différents endroits sur la plateforme. Par contre les valeurs moyennes sur le tour peuvent être légèrement différentes. Et cela peut impliquer des écarts sur les valeurs globales de performance du propulseur qui utilisent ces valeurs moyennes dans leur formulation (voir équations 2.15, 2.17, et 2.18).

La même procédure de post-traitement est appliquée pour l'ensemble des valeurs de  $\lambda$  et pour les quatre lois de calage sinusoïdales résumées dans le Tableau 3.1. La comparaison des résultats de mesure en bassin pour toutes ces lois est réalisée à partir des valeurs globales plutôt que des résultats temporels pour plus de simplicité.

### 3.2.3 Performances globales en mode sinusoïdal

Avant de comparer les performances des différentes lois de calage déterminées en bassin, il est important d'étudier l'influence de la valeur moyenne de l'effort temporel sur les coefficients adimensionnels servant à déterminer les performances du propulseur. Il s'agit du coefficient de poussée moyen,  $\overline{C_{Fx}}$ , pouvant être déterminé par l'effort local mesuré sur la balance embarquée ou par la somme des mesures de chaque capteurs pieds dans la direction de l'écoulement du bassin. Le coefficient de couple de l'axe principal moyen,  $\overline{C_C}$ , peut lui être calculé à l'aide de la mesure du couplemètre principal ou alors à partir de l'effort tangentiel mesuré sur la balance embarquée. Enfin le rendement hydrodynamique,  $\eta$ , qui exprime le rapport de la poussée utile sur le couple nécessaire peut donc être

déterminé par quatre combinaisons possibles (deux expressions pour la poussée et deux expressions pour le couple).

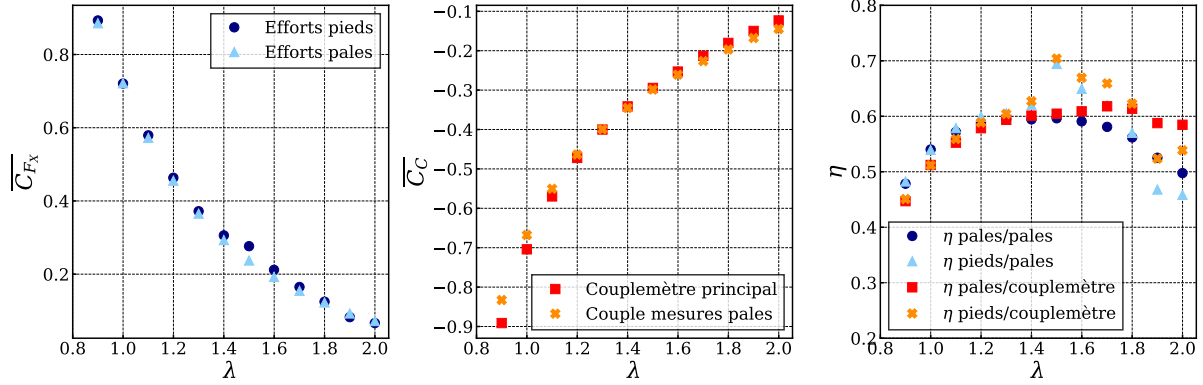


FIGURE 3.10 – Évolution moyenne adimensionnée de l’effort propulsif, du couple et du rendement en fonction du paramètre d’avance  $\lambda$  pour la loi sinus 20.

La Figure 3.10 présentent ces différents coefficients globaux dans le cas de la loi sinusoïdale d’amplitude  $20^\circ$ . La figure de gauche donne le coefficient de poussée déterminé par les efforts pales symbolisés par les triangles bleu clair ou par les efforts des capteurs pieds symbolisés par les ronds bleu marine. De même, la figure centrale donne le coefficient du couple principal déterminé en fonction des efforts pales ou du couplemètre tandis que la figure de droite donne les quatre combinaisons possibles du rendement.

Que ce soit pour la poussée ou le couple principal, les résultats montrent une bonne concordance pour toutes les valeurs de  $\lambda$ . Pour la courbe de la poussée, on retrouve l’écart entre les capteurs pieds et la balance embarquée pour le cas  $\lambda=1.5$  illustré sur la Figure 3.9. Cet écart est dû à une sollicitation importante sur les capteurs pieds qui surestiment légèrement la mesure (révélant une discontinuité par rapport aux cas  $\lambda=1.4$  et  $\lambda=1.6$  marquée sur les courbes du rendement). Pour le couple, les valeurs moyennes coïncident bien de façon générale mais une dispersion est remarquée sur les valeurs extrêmes de  $\lambda$ . Pour les grandes valeurs de  $\lambda$ , la correction linéaire due aux frottements secs sur l’axe principal retranchée à la mesure du couplemètre (relation 2.12) peut expliquer cette différence. En effet, la correction n’est peut être plus linéaire pour les très faibles vitesses de rotation. Pour les faibles valeurs de  $\lambda$ , la contribution du couple secondaire (couple de rotation de la pale sur elle-même), jusqu’alors non discutée car d’un ordre de grandeur très inférieur à celui du couple principal, a un impact qui devient non négligeable pour les fortes vitesses de rotation. Ce couple secondaire n’avait jusqu’alors pas été pris en

compte car l'axe de rotation des pales étant situé au quart de corde, proche du centre hydrodynamique pour le NACA 0018, ce couple avait été estimé minime. Or pour des fortes incidences, le point d'application des efforts peut légèrement se déplacer sur la corde du profil et induire un couple qui devient non négligeable.

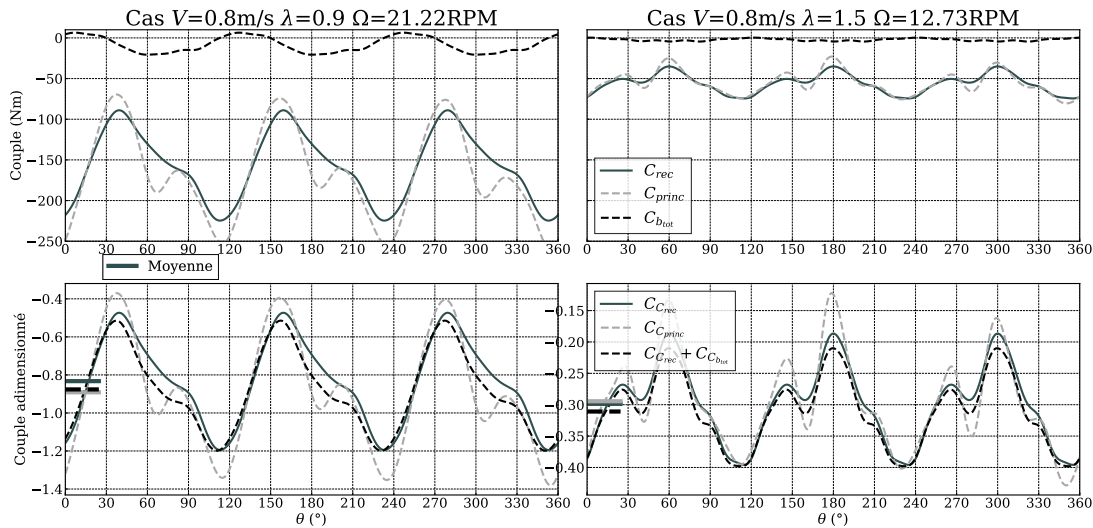


FIGURE 3.11 – Influence de la prise en compte du couple secondaire pour le couple total selon la valeur de  $\lambda$  ( $\lambda=0.9$  à gauche et  $\lambda=1.5$  à droite).

La Figure 3.11 illustre cet effet du couple secondaire. Sur la partie de droite est représenté le cas  $\lambda=0.9$ , tandis que le cas  $\lambda=1.5$  est représenté sur la partie gauche. Les graphiques de la partie supérieure présentent le couple en Nm mesuré sur le couplemètre  $C_{princ}$ , reconstruit à partir de la mesure sur la balance embarquée  $C_{rec}$  et le couple secondaire total  $C_{btot}$ . Ce dernier est négligeable dans le cas  $\lambda=1.5$ , il est de l'ordre de quelques Nm, alors que le couple principal oscille autour de 50 Nm (en valeur absolue). Dans le cas  $\lambda=0.9$ , le couple secondaire total admet un niveau qui atteint 20 Nm, soit plus de 10% du niveau du couple principal qui est situé autour de 160 Nm en valeur absolue. Sur le couple adimensionné, tracé sur les graphiques inférieurs, on remarque la contribution du couple secondaire sur le couple total : la courbe en tirets noirs présente le couple reconstruit total adimensionné (courbe gris foncé) auquel est ajouté le couple secondaire total. Cette correction annule l'écart sur la valeur moyenne qui était obtenu sur les faibles valeurs de  $\lambda$  de la Figure 3.10. Par contre, le cas  $\lambda=1.5$  montre que la prise en compte du couple secondaire total adimensionné ajoute un surplus sur le couple total qui n'est pas mesuré sur le couplemètre principal.

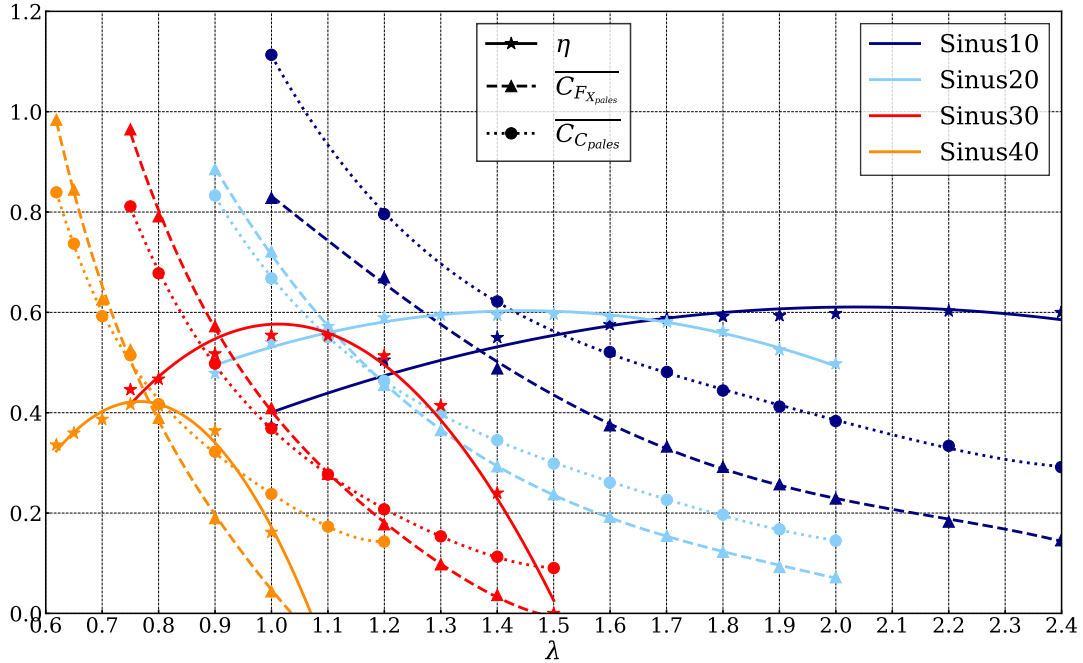


FIGURE 3.12 – Courbes des performances expérimentales de la plateforme SHIVA pour les différentes lois sinusoidales.

Afin de s'affranchir de ce phénomène du couple secondaire et pour simplifier l'étude sur l'ensemble des lois sinusoidales et des valeurs de  $\lambda$ , l'expression du rendement qui est retenue est celle du rapport de la poussée mesurée par les efforts pales et du couple reconstruit à partir des efforts pales sans la contribution du couple secondaire. Cette expression permet également de mesurer les efforts hydrodynamiques locaux au plus proche de leur apparition sur les pales du propulseur. Les efforts mesurés par le couplemètre principal et surtout par les capteurs pieds transitent par une partie ou la totalité de la structure de la plateforme qui encaisse une partie de l'effort et peut ainsi fausser la mesure.

La Figure 3.12 présente les résultats des performances globales moyennes pour l'ensemble des mesures réalisées en bassin avec les différentes lois sinusoidales (distinguées par les couleurs). Les marqueurs correspondent aux valeurs expérimentales tandis que les courbes sont des régressions polynomiales (d'ordre 2 pour le rendement et d'ordre 4 pour les coefficients de poussée et de couple).

Le premier constat est que les performances des propulseurs cycloïdaux dépendent fortement du paramètre d'avance, c'est-à-dire du point de fonctionnement. C'est également le cas des hélices classiques qui présentent des courbes de rendement en "cloche" en fonction

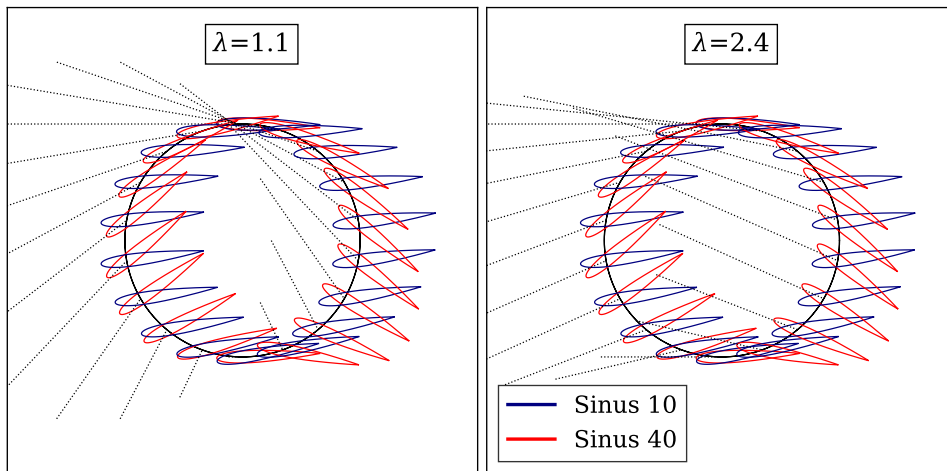


FIGURE 3.13 – Comparaison de l'orientation de la vitesse relative cinématique en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  et illustration de son influence sur la loi de calage.

du nombre d'avance  $J$  (défini par la relation 2.19). Plus le paramètre d'avance est élevé et plus l'amplitude des lois de calage doit être faible pour conserver un bon rendement. Ce constat va dans le sens de la représentation cinématique des propulseurs cycloïdaux : plus  $\lambda$  est grand et plus la vitesse d'avance du navire est prépondérante dans l'expression de la vitesse relative cinématique, ce qui a tendance à "aplatir" les vecteurs vitesse relative dans le sens de la direction d'avance (voir Figure 3.13). Donc l'amplitude du calage doit dans ce cas être réduite pour que les pales travaillent à une incidence modérée afin d'éviter de décrocher et de maximiser la portance. A l'inverse, lorsque  $\lambda$  est proche de 1, la vitesse relative cinématique est autant orientée par la vitesse ortho-radiale que par la vitesse d'avance. Cela nécessite donc d'avoir une amplitude de calage plus grande car les vecteurs de la vitesse relative ont un angle plus important par rapport à la direction d'avance.

Un deuxième constat porte sur la valeur du pic de rendement qui est plus élevé sur les lois sinus 10 et sinus 20 que pour les lois sinus 30 et sinus 40. En effet entre la loi sinus 10 et la loi sinus 40, il y a un écart de près de 20 % sur le maximum de rendement. Cette différence peut provenir d'un effet Reynolds qui n'est pas le même pour toutes les valeurs de  $\lambda$ . En effet, la vitesse bassin reste fixée à 0.8m/s et c'est la vitesse de rotation qui est adaptée pour faire varier  $\lambda$ . Ainsi pour les valeurs de  $\lambda$  proches ou inférieures à 1, la vitesse relative est beaucoup plus élevée que pour les valeurs de  $\lambda$  supérieures à 2 (voir Figure 4.15 en Annexe 1). Les effets liés à la turbulence et à l'aspiration de la surface sont alors plus fréquents et ont tendance à diminuer les performances du propulseur de manière générale.

Si on raisonne sur un point de fonctionnement, à  $\lambda=1.2$  par exemple, on cherchera à avoir un calage de pales différent suivant l'objectif visé. Pour maximiser la poussée, la loi sinus 10 permet d'avoir la poussée la plus grande. Par contre si on cherche à optimiser le rendement, dans une phase de vitesse de croisière par exemple, il est plus intéressant d'utiliser la loi sinus 20. De manière générale, dans le cas de la cinématique trochoïdale, une loi avec une faible amplitude va avoir tendance à maximiser la poussée mais aux dépens d'une augmentation du couple nécessaire à la rotation du propulseur. Si on cherche à maximiser le rendement, il faudra alors augmenter l'amplitude de la loi de calage.

Du point de vue des valeurs du rendement et de la poussée, il n'est pas facile de les comparer à d'autres systèmes car comme cela a été expliqué précédemment les effets de surface libre dus à l'installation expérimentale de la plateforme SHIVA altèrent les performances obtenues en modifiant fortement les efforts hydrodynamiques. Seule une réflexion relative entre les lois de calage sinusoïdale est donc menée ici. Pour un prototype d'un système qui serait industrialisé, il faudrait revoir l'installation pour supprimer ces effets de surface libre.

### 3.3 Conclusion et perspectives

Ce chapitre a permis de vérifier et de mettre en application l'ensemble de l'instrumentation de la plateforme SHIVA. Les résultats en statique ont d'abord permis d'expliquer les différences observées par rapport aux modèles théoriques et aux mesures dans des environnements non perturbés. Les effets d'allongement fini et de surface libre ont révélé un impact non négligeable sur les efforts hydrodynamiques générés rendant les comparaisons avec d'autres modèles délicates.

Les essais en bassin et en rotation de la plateforme pour des lois de calage sinusoïdales ont ensuite permis de valider le comportement propulsif de la plateforme en déterminant les performances globales pour une grande plage de paramètres d'avance. Ces résultats ont montré l'importance du choix de la loi de calage pour un objectif donné (poussée et/ou rendement) pour une valeur du paramètre d'avance. L'ensemble des mesures présentées ici ont été réalisées en mode trochoïdal. Il serait intéressant d'établir les courbes de performances pour des lois épicycloïdales (avec retournement du profil).

La mesure du couple secondaire des pales s'est révélée être un élément important

à haute vitesse de rotation dans le design d'un propulseur industriel (notamment pour le choix de la motorisation des axes secondaires). Les résultats de ce couple peuvent permettre également la validation des modèles théoriques et numériques qui ont du mal à modéliser l'effet du déplacement du point d'application de l'effort hydrodynamique impliquant la variation de ce couple secondaire. Cet effet est encore plus important en mode épicycloïdal où les dynamiques de rotation des profils sont plus fortes qu'en mode trochoïdal car les amplitudes des lois sont généralement plus grandes.

Enfin comme cela a été introduit au début du manuscrit, l'utilisation de servo-moteurs pour le calage des pales permet d'utiliser des lois de calage non symétriques afin de tenir compte de la dissymétrie amont/aval du sillage. Il est probable que ces lois non symétriques permettent d'augmenter de façon significative les performances du propulseur. C'est ce qui fait l'objet du prochain chapitre qui porte sur l'optimisation expérimentale des lois de calage en utilisant une paramétrisation des lois qui permet de les dissymétriser.

# OPTIMISATION MULTI-OBJECTIFS DES LOIS DE CALAGE DU PROPULSEUR PAR MÉTA-MODÈLES

---

Les outils d'optimisation sont avant tout des outils d'aide à la décision qui peuvent être appliqués dans différents domaines. Dans notre cas, il s'agit d'un outil visant à déterminer la loi de calage des pales optimale suivant un objectif de performance donné. Tout processus d'optimisation défini par un utilisateur est lié à un problème d'optimisation qui doit être "bien posé" pour que le processus soit rapide et efficace. La définition d'un problème d'optimisation comprend trois aspects qu'il est essentiel d'identifier :

1. **Les objectifs** : pour ces travaux il s'agit de maximiser l'effort propulsif total  $\overline{C_{Fx}}$  et/ou le rendement hydrodynamique  $\eta$  du propulseur.
2. **Les variables** : il s'agit des entrées du problème d'optimisation qui s'expriment sous la forme de la loi de calage des pales (chaque pale suit la même loi déphasée de  $2\pi/3$ ). Les variables dépendent donc du paramétrage des lois de calage. Deux paramétrages sont étudiés et détaillés dans la suite : le premier à 2 paramètres ( $A$  et  $\tau$ ), le second à 3 paramètres ( $x_1$ ,  $x_2$  et  $x_3$ ).
3. **Les contraintes** : il est ici question de la "jouabilité" des lois de calage, i.e. de prise en compte des limites en vitesse et accélération des moteurs secondaires qui peuvent induire un suivi de loi insuffisant (comme cela a été discuté dans le Chapitre 2). Les limites des capteurs d'efforts de la plateforme SHIVA sont également des contraintes car certaines lois pourraient générer des efforts supérieurs aux capacités de la balance embarquée par exemple. Mais ce cas de figure n'a pas été rencontré.

Dans ces travaux, deux optimisations expérimentales des lois de calages sont présentées avec un paramétrage de lois différent. La première optimisation utilise un paramétrage de lois de calage symétrique à 2 paramètres (de dimension 2) qui permet de valider la



procédure d'optimisation sur un cas simple. Un seul objectif est optimisé à la fois, les deux optimisations (sur la poussée et sur le rendement) se font en parallèle.

La deuxième optimisation emploie un paramétrage de la loi à 3 paramètres (dimension 3) avec une procédure de classification pour tenir compte de contraintes. Les deux objectifs sont optimisés simultanément afin de déterminer un compromis à l'aide du front de Pareto poussée/rendement.

La méthode d'optimisation utilisée est d'abord décrite puis les deux paramétrages des lois de calage sont détaillés. Enfin les résultats expérimentaux des deux optimisations sont présentés et discutés.

## 4.1 Méthodes d'optimisation

Un problème d'optimisation peut être vu comme un problème d'analyse fonctionnelle pour lequel on recherche un extremum d'une fonction  $f$ , appelée *fonction objectif*, dans un sous-domaine de  $\mathbb{R}^n$  ( $n$  étant le nombre de variables spécifiant ainsi la dimension du problème), appelé *domaine d'optimisation* et noté  $\Omega_{opt}$ . L'ensemble  $\Omega_{opt}$  correspond au domaine des contraintes et les variables  $\mathbf{x}$ ,  $\mathbf{x} \rightarrow f(\mathbf{x})$ , sont des points admissibles de  $\Omega_{opt}$ . La formulation générale du problème d'optimisation s'écrit alors :

$$\min_{\mathbf{x} \in \Omega_{opt}} f(\mathbf{x}) \quad (4.1)$$

A noter que la recherche d'un maximum de  $f$  peut se ramener au même problème d'optimisation car  $\min_{\mathbf{x} \in \Omega_{opt}} f(\mathbf{x})$  est équivalent à  $\max_{\mathbf{x} \in \Omega_{opt}} -f(\mathbf{x})$ . C'est ce qui est fait ici : la recherche de la poussée maximale et du rendement maximal est obtenue en minimisant leur opposé ( $-\overline{C_{FX}}$  et  $-\eta$ ).

De nombreuses méthodes d'optimisation sont aujourd'hui pratiquées en ingénierie. La méthode utilisée dépend fortement de la nature de la fonction objectif (convexe, multimodale ou bruitée par exemple) ainsi que du coût<sup>1</sup> d'évaluation de la fonction objectif. La méthode d'optimisation utilisée ici a été développée par SACHER (2018) dans le cadre de ses travaux de thèse. L'algorithme d'optimisation utilisé appartient à une Tool Box, nommée MetaOpt, plus complète qui contient plusieurs méthodes d'optimisation ainsi que des méthodes d'interpolation.

---

1. Que ce soit en optimisation numérique ou expérimentale, la notion de "coût" concerne le temps du processus d'optimisation (qui est lié au coût financier dans le cas de l'optimisation expérimentale et à la puissance de calcul utilisée dans le cas d'une optimisation numérique).

La méthode d'optimisation utilise une surface de réponse à  $n$  dimensions qui représente le modèle physique associé à la fonction objectif (poussée et/ou rendement du propulseur ici). Cette surface de réponse, communément appelée *méta-modèle*, est construite à partir de  $k$  simulations ou mesures expérimentales. Cette méthode d'optimisation par méta-modèles est aussi appelée "Efficient Global Optimisation" (EGO). Elle a été appliquée par SACHER et al. (2017) lors de travaux antérieurs à l'IRENav (SACHER et al. (2018)). Avec cette méthode on peut ainsi approcher la réponse du modèle physique à l'aide du méta-modèle construit sur le domaine de variabilité pour un temps d'évaluation raisonnable. On parle également de "modèle de substitution" (*Surrogate Models*).

La construction de ce méta-modèle utilise une approche par "Processus Gaussien" (détaillée par RASMUSSEN et WILLIAMS (2006)) avec la manipulation de fonctions statistiques pour la représentation du modèle physique. Cette méthode probabiliste a été développée par MATHERON (1963) dans les années 1960 et est aujourd'hui répandue. La formulation statistique a l'avantage de donner accès à la variance du méta-modèle qui permet d'une part d'explorer le domaine d'optimisation de façon efficace et d'autre part de travailler avec des mesures expérimentales bruitées. D'après SACHER (2018), l'utilisation d'un processus gaussien devient par contre impraticable lorsque le nombre d'observations  $k$  atteint plusieurs centaines car la construction du méta-modèle repose sur des étapes d'inversion de matrices qui peuvent être coûteuses en temps de calcul. Cette méthode permet par contre de converger rapidement vers l'optimum en utilisant une prédiction calculée à partir des formulations probabilistes (en comparaison avec des méthodes de balayage ou les algorithmes génétiques).

L'intérêt de cette méthode d'optimisation est donc de converger rapidement vers l'optimal du méta-modèle construit de manière itérative par évaluation de la fonction objectif. Le coût en temps de chaque itération est pondéré par le temps d'évaluation de la fonction objectif qui se fait ici expérimentalement. En effet, les mesures en bassin, qui permettent de déterminer la fonction objectif, sont enregistrées sur une durée correspondant à 30 tours de rotation afin d'avoir un moyennage de phase qualitatif des signaux d'efforts. Ce temps d'acquisition des signaux dépend des conditions expérimentales : vitesse du bassin, vitesse de rotation de SHIVA, valeur de  $\lambda$ . La Figure 4.1 résume ces temps d'acquisition pour 3 vitesses de bassin et 4 valeurs de  $\lambda$ . Le temps d'acquisition varie entre 1 à 4 minutes suivant les conditions expérimentales. Le post-traitement des mesures pour évaluer la valeur de la fonction objectif est beaucoup plus court : environ une dizaine de seconde. Les mesures étant échantillonnées à 2000 Hz, le coût en temps du post-traitement dépend

aussi légèrement de la durée d'acquisition, plus la durée est longue et plus les fichiers bruts des mesures sont volumineux (380 000 points de mesures pour 30 tours à  $\lambda=2.0$  contre 150 000 points à  $\lambda=0.8$ ). Un coût incompressible est lié à la génération des lois de calage et leur chargement sur la plateforme ainsi qu'au réglage des correcteurs  $K_P$  et  $K_I$  du contrôle/commande et à l'attente que l'écoulement soit stabilisé. Ce temps de réglage correspond à environ 2 minutes. Enfin, le coût de construction du méta-modèle dépend du nombre de points sur lequel il est basé et la recherche de l'optimal dans ce méta-modèle dépend du bruit des mesures du méta-modèle (un même point du méta-modèle peut prendre des valeurs légèrement différentes à cause de la sensibilité des capteurs). Une estimation de ce temps de construction associé à la recherche de l'optimum est réalisée pour un nombre de point différent avec le modèle SANDIA (qui a l'avantage d'avoir un temps d'évaluation de la fonction objective de l'ordre de la seconde). Comme le montre la Figure 4.1, ce temps d'exécution de la méthode d'optimisation est mesuré pour 30, 120 et 300 points et vaut respectivement 2, 4.2 et 8.4 minutes.

Cette méthode d'optimisation est donc intéressante ici dans la limite de la centaine d'itérations car le coût de la méthode d'optimisation est du même ordre que le coût d'évaluation de la fonction objectif. Les optimisations présentées dans ces travaux ont été réalisées pour une vitesse bassin  $V=0.6$  m/s à  $\lambda=0.8$  et pour une vitesse bassin  $V=0.8$  m/s à  $\lambda=1.2$  et pour un nombre d'itérations allant de 17 à 80. Une itération de la boucle d'optimisation totale correspond dans ces conditions à un temps d'une dizaine de minutes dans le pire des cas (en fin d'optimisation avec un grand nombre de points dans le méta-modèle). Si le nombre d'itérations devient trop important, à cause d'un bruit de mesure trop élevé ou d'un problème d'optimisation mal posé, cette méthode n'est plus adaptée à l'optimisation expérimentale car les temps d'une itération ne sont plus intéressants vis-à-vis des contraintes de l'utilisation d'un bassin d'essai.

Pour ces méthodes d'optimisation EGO, une phase initiale de cartographie du domaine d'optimisation  $\Omega_{opt}$  est réalisée afin de collecter un maximum d'informations sur la fonction objectif et de converger avec le moins d'itérations possible vers l'optimum. Cette étape permet à partir d'un nombre réduit d'observations initiales d'avoir une première représentation fidèle du méta-modèle pour ensuite converger vers l'optimum grâce aux formulations probabilistes. En pratique, on a généralement recours à un échantillonnage par Hypercubes Latins ('LHS' pour Latin Hypercube Sampling en anglais, MCKAY, BECKMAN et CONOVER (2000)) pour les méta-modèles gaussiens. Cette méthode de remplissage de l'espace permet de couvrir le domaine considéré de façon optimale avec le minimum de points. La méthode

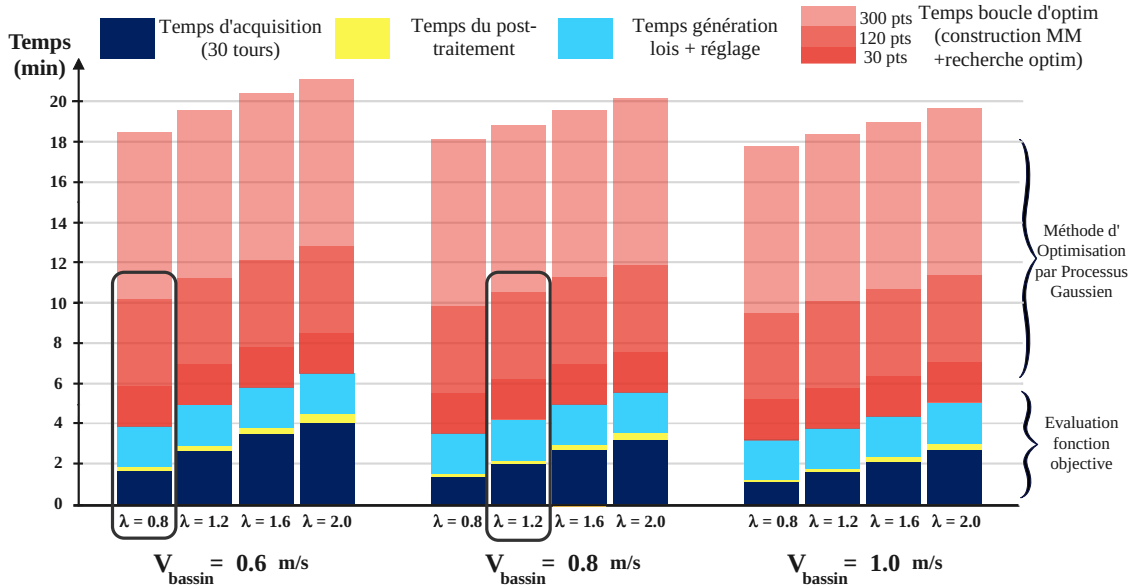


FIGURE 4.1 – Variation des temps caractéristiques qui constituent une itération d’optimisation selon les conditions expérimentales et le nombre de points dans le méta-modèle.

consiste à subdiviser chaque dimension du domaine en  $d$  intervalles de même taille, puis de sélectionner  $d$  cellules parmi les  $d^m$  disponibles afin d’avoir une et une seule cellule dans chaque intervalle. Cette méthode est illustrée sur la Figure 4.2 pour le cas de l’optimisation à 2 paramètres (de dimension  $n=2$ ) avec un LHS de  $d=10$  points et le cas de l’optimisation à 3 paramètres ( $n=3$ ) avec un LHS de  $d=35$  points.

Sur le deuxième cas, la surface grisée représente la classification utilisée pour tenir compte des contraintes dans le domaine d’optimisation. Cette classification est détaillée dans la section présentant la seconde méthode de paramétrage. L’iso-surface représente l’ensemble des lois qui ont une probabilité à 50 % d’être jouable, les lois jouables étant sur la partie frontale (pour des valeurs de  $x_2$  allant jusqu’à 40) et les lois non-jouables étant sur la partie du fond. Le LHS pour ce deuxième cas d’optimisation est généré dans la zone jouable du domaine d’optimisation. La fonction objectif est ensuite évaluée sur chaque point du LHS dans l’étape d’initialisation du méta-modèle par les mesures en bassin.

Comme cela a été indiqué dans l’introduction de ce chapitre, un élément important dans un problème d’optimisation est la notion de contraintes. Dans l’application pour l’optimisation expérimentale des lois de calage du propulseur, cette étape est importante

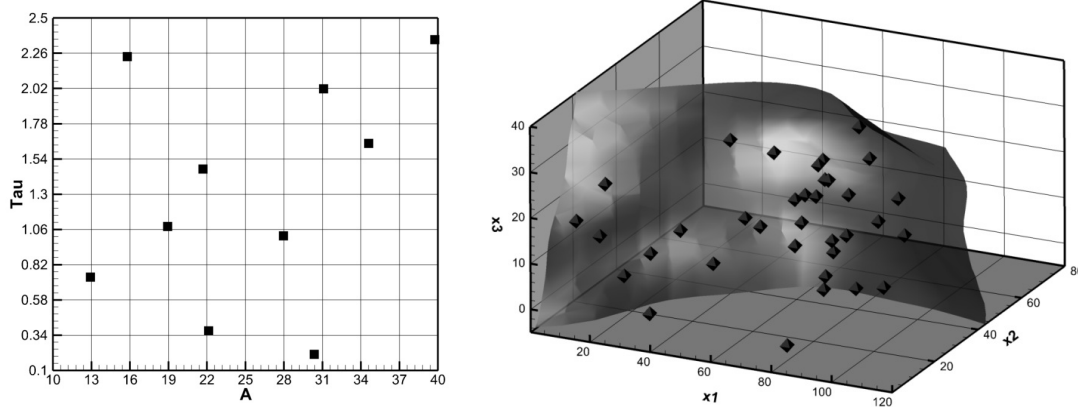


FIGURE 4.2 – Représentation de l'échantillonnage initial par Hypercubes Latins sur le cas d'optimisation à 2 paramètres (à gauche) avec 10 points et sur le cas à 3 paramètres (à droite) avec 35 points.

car si le suivi de loi n'est pas correct, la loi réellement jouée expérimentalement est éloignée de la consigne donnée par les paramètres  $\mathbf{x}_k$  à l'itération  $k$ . Donc la valeur expérimentale de la fonction  $f$  peut se retrouver assez loin du point auquel elle aurait dû correspondre dans le domaine des variables.

Le premier paramétrage (qui est détaillé dans la prochaine section) utilise une formulation analytique qui contraint l'allure de la loi de calage et permet ainsi de contrôler directement son amplitude (et donc les vitesses de calage mises en jeu) à l'aide des paramètres. En choisissant donc les bornes des paramètres de façon adéquate, il n'est pas nécessaire d'utiliser une optimisation sous-contrainte pour ce premier cas.

Le deuxième paramétrage utilise par contre une génération de loi moins coercitive pour laquelle la loi de calage peut induire des vitesses de calage élevées pour certaines combinaisons de paramètres. Il est donc intéressant d'utiliser une méthode d'optimisation sous contraintes afin de conserver ce paramétrage de loi pour lequel la plupart des lois générées sont jouables et écarter les paramètres pour lesquels la loi est injouable. Le critère de détermination de la jouabilité de la loi de calage est détaillé avec la présentation du second paramétrage. Cette optimisation sous contraintes est réalisée grâce à une classification des lois de calages. Si la loi est jouable, une note de +1 lui sera attribuée; tandis que si elle est injouable, la loi sera notée par -1. Un méta-modèle est ainsi construit sur cette classification dans le domaine d'optimisation  $\Omega_{opt}$ . Ce méta-modèle de classification évolue également à chaque itération d'optimisation si la loi traitée est classée "injouable". Lors du calcul de l'estimation du point optimal au sens de la fonction objectif par l'algorithme, une

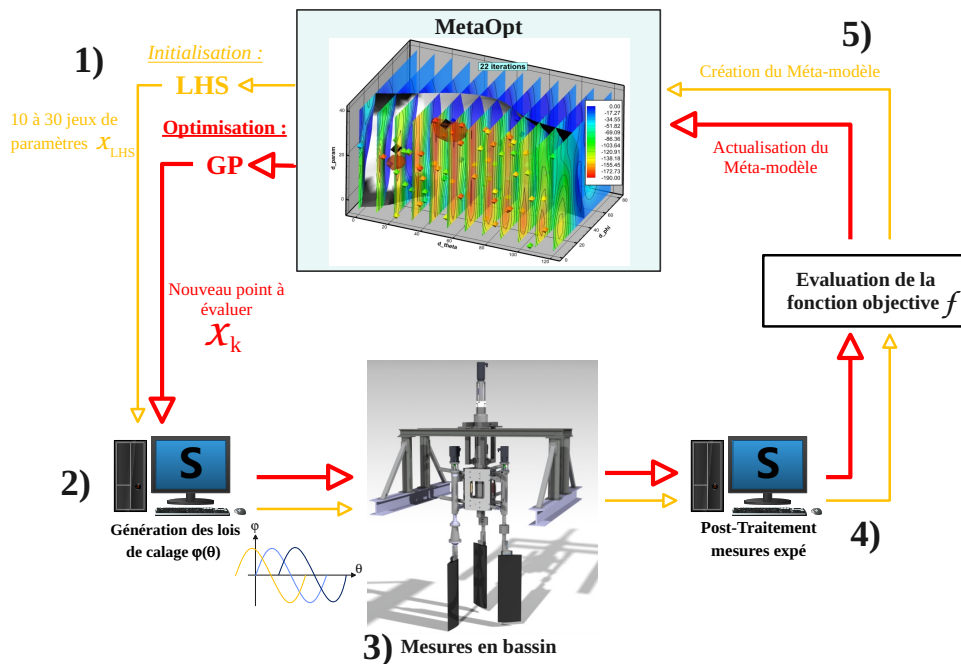


FIGURE 4.3 – Diagramme récapitulatif du processus de l'optimisation expérimentale. La boucle d'initialisation est représentée en jaune tandis que le boucle d'optimisation est en rouge.

pondération de la localité de cette estimation dans le méta-modèle de classification est prise en compte. Ainsi l'algorithme d'optimisation va chercher ses nouvelles estimations dans la zone d'intérêt au sens de la classification à chaque itération. Le méta-modèle de classification est également enrichi à chaque itération. Grâce à cette classification par notation des lois, on peut également classifier une loi injouable lorsque les mesures en bassins dépassent les capacités des capteurs ou pour un quelconque accident durant la mesure.

La Figure 4.3 illustre le processus global de l'optimisation expérimentale pratiquée dans ces travaux.

Une première boucle d'initialisation (symbolisée en jaune sur le diagramme) est d'abord réalisée pour cartographier le domaine d'optimisation. Les étapes sont les suivantes :

1. Une liste d'une trentaine (10 pour le cas à 2 paramètres et 35 pour le cas à 3 paramètres) de jeux de paramètres  $\mathbf{x}_{LHS}$  est déterminée à partir de l'échantillonnage par LHS donné par MetaOpt.
2. Ces jeux de paramètres sont ensuite convertis en lois de calage à partir du code de paramétrage des lois. Les lois de calage des pales 2 et 3 sont similaires à celle de la

pale 1 mais déphasées de  $2\pi/3$  et  $4\pi/3$ .

3. Ces lois sont ensuite transférées dans les servomoteurs de la plateforme SHIVA via l'IHM de commande de la plateforme. Le bassin est mis en route pour atteindre la vitesse d'écoulement souhaitée et la rotation principale est lancée pour satisfaire le paramètre d'avance. Les gains des correcteurs  $K_I$  et  $K_P$  des variateurs de vitesse sont éventuellement ajustés pour avoir un suivi de loi satisfaisant. Puis l'acquisition des signaux d'efforts est réalisée sur une durée d'acquisition correspondant à 30 tours.
4. Les signaux d'efforts sont post-traités pour déterminer la valeur de la fonction objectif  $f$  (La même procédure de post-traitement que pour les résultats des lois sinusoïdales est suivie).
5. La valeur de la fonction objectif correspondant au jeu de paramètres est implémentée sur MetaOpt pour construire le méta-modèle (ou l'enrichir).

Pour la phase d'initialisation, toutes les lois sont générées à partir du fichier du LHS puis sont jouées en bassin, les lois pouvant être changées "à la volée" sur la plateforme SHIVA. Le méta-modèle est ensuite construit sur MetaOpt avec l'évaluation de la fonction objectif sur l'ensemble des points du LHS.

La deuxième boucle (symbolisée en rouge) est la boucle principale d'optimisation par processus gaussien qui reprend la même procédure que la boucle d'initialisation mais pour un seul point du domaine d'optimisation. Chaque point évalué expérimentalement enrichit le méta-modèle qui est ensuite analysé par le processus gaussien pour estimer un nouveau point. Ce nouveau point peut être l'estimation de l'optimum à l'itération  $k$  ou alors un point du domaine où la variance est encore trop grande. En pratique, il est utile d'alterner entre un point optimal et un point faisant diminuer la variance du méta-modèle afin d'être sûr qu'il n'y ait pas d'optimum local caché dans une zone du domaine.

Les critères d'arrêt du processus d'optimisation peuvent être choisis sur la valeur de l'objectif (convergence sur la décimale de la valeur de l'objectif par exemple) ou sur un critère de variance du domaine d'optimisation (valeur de la variance inférieure à  $\epsilon$  sur tout le domaine). Pour les campagnes d'essais menées dans le cadre de ces travaux, le critère principal est la limite en temps de la disponibilité du bassin d'essai : l'optimisation la plus longue s'est tenue sur deux jours consécutifs.

## 4.2 Méthodes de Paramétrage des lois de calage

Le paramétrage est primordial dans un processus d'optimisation car il conditionne directement l'espace de l'optimisation (dimensions, bornes) et définit les variables d'entrée du processus d'optimisation. Les paramètres font le lien entre le modèle physique et l'espace d'optimisation. Le choix du paramétrage détermine en quelque sorte la réponse du modèle physique.

Le paramétrage des lois de calage du propulseur est possible grâce aux servo-moteurs de la plateforme SHIVA qui peuvent lire une loi de calage sous forme de tableau (donnée de l'angle de calage  $\beta$  correspondant à une position azimutale  $\theta$  de la pale). L'utilisation d'un tableau permet de recourir à une grande diversité de façon de générer la loi de calage. Deux méthodes sont présentées dans ces travaux pour lesquelles le processus d'optimisation a permis d'obtenir des résultats performants.

### 4.2.1 Paramétrage par Transformée de Fourier

Cette première méthode de paramétrage fait référence à des études préliminaires menées à l'IRENav avant ces travaux de thèse. La méthode est détaillée par HAUVILLE et al. (2018).

La procédure de paramétrage provient de l'étude des lois cinématiques dites à l'ordre zéro, déterminées par le modèle cinématique SANDIA (détaillé en Annexe). Ces lois de calage sont obtenues par un raisonnement qui consiste à maximiser l'effort propulsif en utilisant le modèle SANDIA. Pour chaque position azimutale, la vitesse relative est calculée en norme et en direction. Ensuite, grâce à un balayage en incidence dans les tables des mesures expérimentales SANDIA (SHELDAHL et KLIMAS (1981)), et au Reynolds correspondant à la norme de la vitesse relative, l'incidence qui maximise l'effort propulsif (combinaison vectorielle de la portance et de la traînée) est sélectionnée. En itérant sur toutes les positions azimutales, et en déduisant le calage à partir de l'angle d'incidence et de la direction de la vitesse relative, la loi de calage  $\varphi(\theta)$  est déterminée (voir relation 4.12). Le raisonnement est ensuite répété pour chaque valeur de  $\lambda$  et conduisent à la génération des lois présentées sur la Figure 4.4.

L'allure de ces lois de calage révèle un comportement impair et périodique propice à la décomposition en séries de Fourier (relations 4.2) :



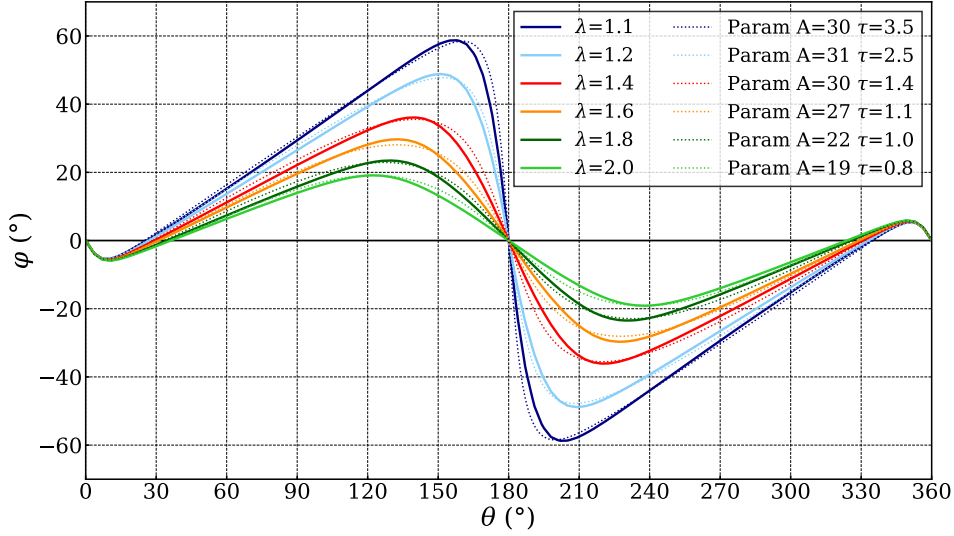


FIGURE 4.4 – Représentation graphique des lois  $\theta$  construites à partir du modèle cinématique SANDIA pour différentes valeurs de  $\lambda$ . Les lois paramétrées, construites à partir de l'étude de ces lois  $\theta$ , sont affichées en pointillés.

$$\mathbf{f}(\theta) = \sum_{k=1}^N (b_k \sin(k\omega\theta)) \quad ; \quad b_k = \frac{2}{T} \int_0^T \mathbf{f}(\theta) \sin(k\omega\theta) d\theta \quad ; \quad \omega = \frac{2\pi}{360} \quad ; \quad N = 50 \quad (4.2)$$

Cette décomposition montre que les amplitudes des différentes harmoniques ont le comportement d'un oscillateur harmonique amorti en fonction de leur rang. L'idée est donc d'approcher le spectre des harmoniques par une fonction sinusoidale corrigée par une exponentielle décroissante (relations 4.3).

$$S(h) = A \cos(\pi h) \exp\left(-\frac{h}{\tau}\right) \quad ; \quad \mathbf{f}(\theta) = \sum_{h=0}^{N-1} S(h) \sin((h+1)\omega\theta) \quad ; \quad h = \{0, 1, \dots, N-1\} \quad (4.3)$$

Cette formulation permet d'avoir un grand nombre d'harmoniques avec seulement deux paramètres :  $A$  et  $\tau$ . La représentation graphique de cette fonction  $\mathbf{f}(\theta)$  est illustrée par les ronds blancs du graphique de gauche de la Figure 4.5. Les figures du centre et de droite montrent l'influence des paramètres  $A$  et  $\tau$  sur cette fonction : le paramètre  $A$  joue sur l'amplitude de la courbe (plus  $A$  augmente et plus l'amplitude est élevée), tandis que le paramètre  $\tau$  joue sur l'amplitude et le décalage du sommet de la courbe (plus  $\tau$

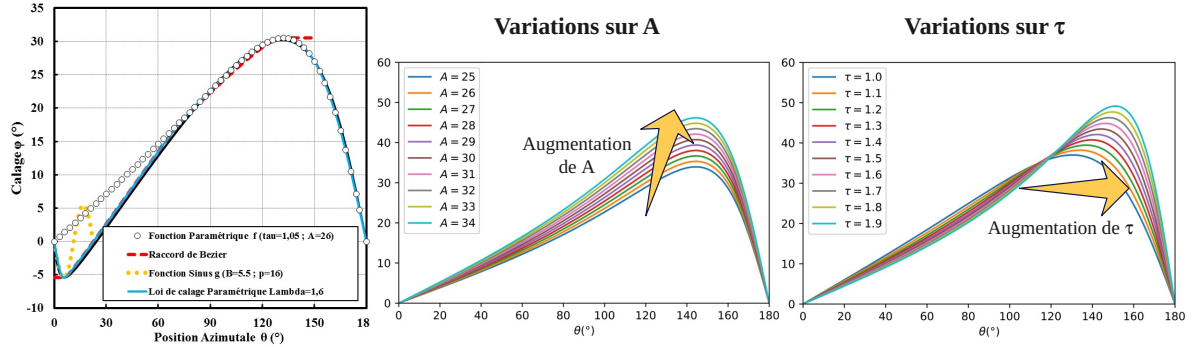


FIGURE 4.5 – A gauche : construction de la loi de calage paramétrique en fonction de la formulation par décomposition en série de Fourier. Au centre et à droite : influence de la variation des 2 paramètres  $A$  et  $\tau$  sur la fonction paramétrique.

augmente et plus le sommet de la courbe se décale vers  $\theta=180^\circ$  entraînant une diminution de la largeur du pic).

Comme le montre la Figure 4.4, les lois 0 admettent un début de courbe similaire entre  $0^\circ$  et  $20^\circ$  quelle que soit la valeur de  $\lambda$ . Une fonction sinusoïdale d'amplitude  $5^\circ$  est donc ajoutée dans la construction de la loi de calage paramétrique pour tenir compte de ce phénomène. La courbe paramétrique  $f(\theta)$  est raccordée à ce début de loi sinusoïdale par une fonction de Bézier (GUILLOD (2008)) qui permet d'assurer la continuité de la loi quelle que soit la valeur des paramètres  $A$  et  $\tau$ . Les différents éléments de construction de la loi de calage paramétrée sont illustrés sur la Figure 4.5. Pour l'optimisation expérimentale réalisée ici, les intervalles d'évolutions des paramètres sont les suivants :

- $A \longrightarrow [10; 40]$
- $\tau \longrightarrow [0.1; 2.5]$

La Figure 4.4 montre également la bonne corrélation entre les lois 0 initiales (traits continus) et les lois de calage paramétrées correspondantes (en pointillé).

La loi de calage est définie sur  $180^\circ$ , la deuxième moitié de la courbe est ensuite construite par symétrie centrale par rapport à  $\theta=180^\circ$ . Cette paramétrisation de loi est donc symétrique amont/aval et ne permet pas d'investiguer le gain de performance du propulseur en dissymétrisant les lois de calage des pales. Cependant, cette paramétrisation permet de valider le processus d'optimisation expérimental des lois de calage en utilisant un cas à 2 paramètres qui toutefois devraient donner de meilleures performances que les lois sinusoïdales classiques (on rappelle que la construction de la loi permet de maximiser l'effort propulsif du point de vue cinématique).

La prochaine section présente un autre type de paramétrisation, cette fois-ci dissymétrique, à 3 paramètres. Les résultats de l'optimisation des deux méthodes de paramétrisation sont donnés dans la suite du manuscrit.

### 4.2.2 Paramétrage par Spline 3 paramètres

Cette méthode de paramétrage des lois de calage est inspirée des travaux de ABBASZADEH et al. (2019) portant sur l'optimisation du calage d'une éolienne à axe vertical. La stratégie utilisée est de générer la loi de calage par une spline passant par différents points de contrôle dont les coordonnées évoluent durant les itérations d'optimisation.

La méthode employée dans ces travaux consiste donc à générer une spline (B-spline de degré 3 avec ses dérivées secondes nulles aux extrémités) passant par 4 points de contrôle. La fonction `make_interp_spline` de la bibliothèque `Scipy` de Python est utilisée.

Les quatre points de contrôle, illustrés sur la Figure 4.6 sont définis de la façon la suivante :

- Deux points centraux (symbolisés par le carré rouge et le rond bleu sur la Figure 4.6) sont construits de façon symétrique à un point central,  $\theta_{mean}$ , fixé à  $170^\circ$ . Cette valeur de  $\theta_{mean}$  permet de dissymétriser la loi de calage en ayant une partie amont différente de la partie aval. Les deux points centraux ont une abscisse variable, donnée par le paramètre  $\mathbf{x}_1$ , et une ordonnée variable, donnée par le paramètre  $\mathbf{x}_2$ . Ces deux premiers paramètres vont influencer l'amplitude et la dissymétrie de la spline par leurs valeurs.
- Deux points d'ordonnée nulle sont définis aux extrémités de la spline (symbolisés par les triangles noirs sur la figure). L'abscisse du premier point est variable et correspond au paramètre  $\mathbf{x}_3$ , l'abscisse du second point est égale à celle du premier avec un décalage de  $360^\circ$ . Ce troisième paramètre va influencer sur l'effet du déphasage de la loi de calage (ne pas passer par le point  $(0;0)$  comme pour les lois sinusoïdales).

Les intervalles d'évolution des paramètres sont les suivants :

- $x_1 \longrightarrow [0.5 : 120]$
- $x_2 \longrightarrow [0.5 : 80]$
- $x_3 \longrightarrow [-5 : 40]$

Pour assurer la continuité entre le début et la fin de la spline, celle-ci est définie sur 11 périodes (5 avant et 5 après) afin de "lisser" la période centrale (entre  $0^\circ$  et  $360^\circ$ ). Ensuite seule cette période centrale est isolée pour être transmise sous la forme de loi de calage sur les servo-moteurs de la plateforme SHIVA.

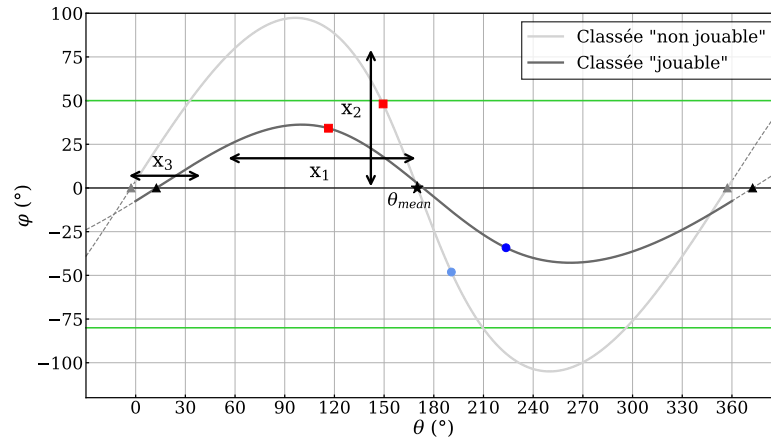


FIGURE 4.6 – Construction de la loi paramétrée par la méthode de la spline avec 3 paramètres :  $x_1$ ,  $x_2$  et  $x_3$ . Les droite  $y=-80^\circ$  et  $y=50^\circ$  en vert délimitent les bornes de la classification qu’une des deux lois tracées ne respecte pas (en gris clair).

Avec cette méthode de paramétrisation, les deux points centraux ont une grande liberté pour se déplacer sur les axes  $x$  et  $y$ . Or si ces deux points sont très proches (pour une valeur de  $x_1$  faible), l’amplitude de la loi peut être très élevée impliquant des dynamiques de calage que les servo-moteurs ne seront pas capable de reproduire. La méthode de classification des lois est mise en place pour éviter cela. Cette méthode consiste à fixer deux bornes (illustrées en vert sur la Figure 4.6) et de classer "non jouables" les lois dont l’amplitude dépasse ces limites. Comme évoqué précédemment, lors du processus d’optimisation, un méta-modèle de classification est construit et l’estimation du point optimal par le processus gaussien est recherché en tenant compte de ce méta-modèle de classification. Avant la campagne d’optimisation expérimentale, 400 lois arbitraires sont générées et classées afin de construire ce méta-modèle de classification (illustré sur la Figure 4.2 à droite). Parmi ces 400 lois, celles dont l’amplitude est supérieure à  $50^\circ$  et/ou inférieure  $-80^\circ$  sont classées injouables tandis que les autres sont classées jouables.

Cette méthode de paramétrisation peut également être utilisée à 4 ou 5 paramètres en libérant le deuxième point central (rond bleu) de sa symétrie avec le premier (carré rouge). Ainsi les deux points centraux peuvent évoluer de manière indépendante dans le plan. Ces deux autres paramétrisations n’ont pas été testées expérimentalement car dès que l’on augmente le nombre de paramètres, le nombre d’observations pour enrichir le méta-modèle devient très important.

## 4.3 Résultats expérimentaux

L'optimisation expérimentale pour les deux types de paramétrisations présentés précédemment n'a pas été réalisée sur les mêmes périodes d'essai en bassin. Entre ces deux périodes, la balance embarquée a été modifiée pour une étendue de mesure plus faible. Les valeurs des résultats obtenus avec le premier paramétrage (par transformée en séries de Fourier) ne sont donc pas comparables avec la deuxième méthode de paramétrage ni avec les résultats des lois sinusoïdales présentés dans le Chapitre 3. La première optimisation a toutefois permis de valider l'ensemble du processus d'optimisation et montre des résultats prometteurs qui ont motivé la poursuite de l'optimisation expérimentale avec la deuxième méthode de paramétrisation.

### 4.3.1 Optimisation simple objectif (2 paramètres)

Les conditions expérimentales de cette première optimisation sont les suivantes : vitesse bassin  $V=0.8$  m/s, vitesse de rotation  $\Omega=15.92$  RPM, paramètre d'avance  $\lambda=1.2$ . L'architecture du système de contrôle/commande de la plateforme SHIVA utilisée est celle avec un temps de boucle à 25ms (le micro-processeur cRio n'avait pas encore été installé pour réduire le temps des boucles de régulation des axes secondaires). Le suivi de loi est donc moins précis pour cette première optimisation expérimentale que pour la seconde : l'erreur maximale de suivi de loi est aux alentours de  $8^\circ$  dans le cas le plus contraignant, voir Figure 2.22 au Chapitre 2).

L'optimisation à 2 paramètres avec la méthode de paramétrisation par décomposition en séries de Fourier des lois dites "0" a été réalisée à partir du LHS de 10 points. Seulement 7 itérations d'optimisation ont pu être réalisées compte tenu du temps imparti durant ces essais. Deux processus d'optimisation sont menés en parallèle, l'un pour la maximisation de la poussée et l'autre pour la maximisation du rendement. Ces deux objectifs sont évalués l'un après l'autre : lorsqu'un point est mesuré expérimentalement pour le méta-modèle de la poussée, l'optimiseur tourne pour estimer le point optimal du méta-modèle du rendement et inversement. Au total, 3 itérations du processus d'optimisation ont été réalisées pour la poussée et 4 itérations pour le rendement. Chaque point évalué a par contre permis d'enrichir les deux méta-modèles.

Les Figures 4.7 et 4.8 représentent les résultats expérimentaux des méta-modèles obtenus à l'issue du processus d'optimisation. Sur les graphiques tridimensionnels de gauche, les axes horizontaux représentent l'espace des paramètres  $A$  et  $\tau$  tandis que l'axe vertical

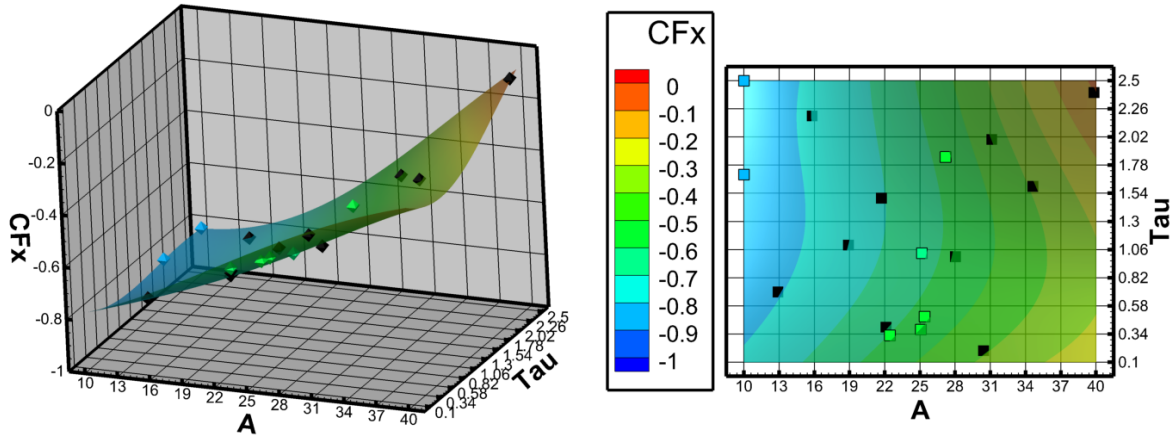


FIGURE 4.7 – Méta-modèle construit sur les résultats de l'optimisation à 2 paramètres pour la poussée ( $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ ). La surface de réponse à gauche est représentée en 2D à droite dans le plan  $A$ - $\tau$ .

représente la valeur de la fonction objectif ( $\overline{C_{F_x}}$  ou  $\eta$ ). Les valeurs sont négatives car MetaOpt utilise une résolution par minimisation (les valeurs entrées dans l'optimiseur sont donc précédées par un signe "-"). Les graphiques de droite représentent une visualisation de la surface de réponse dans le plan 2D des paramètres pour une meilleure visualisation des zones optimales. Les points noirs correspondent aux points du LHS mesurés expérimentalement tandis que les points colorés correspondent aux points évalués lors des itérations d'optimisation. La surface de réponse est quant à elle construite par maillage extrapolé de ces points dans l'espace d'optimisation  $\Omega_{opt}$  (100 points dans chaque dimension).

Le méta-modèle pour la poussée montre une convergence des points optimaux vers la borne inférieure du paramètre  $A$  (les deux derniers points sont situés sur cette borne). En effet, pour les lois sinusoïdales, plus l'amplitude est faible et plus la poussée est importante pour une même valeur de  $\lambda$  (voir Figure 3.12). L'optimum n'a donc peut-être pas été atteint, la borne inférieure du paramètre  $A$  aurait dû être plus basse pour s'assurer d'avoir le point optimal. Or le changement des bornes des paramètres durant le processus peut fausser l'optimisation, il a donc été choisi de ne pas aller plus loin. La figure de droite montre également que la valeur de  $\tau$  a peu d'influence sur la poussée pour la valeur de  $A=10$ . Cette remarque est même généralisable pour toutes les valeurs de  $A$ , le méta-modèle en poussée varie peu sur la direction  $\tau$  pour une même valeur de  $A$ .

Pour le méta-modèle représentant le rendement, on observe une surface de réponse de forme concave, qui justifie ici la présence d'un optimum dans l'espace des paramètres.

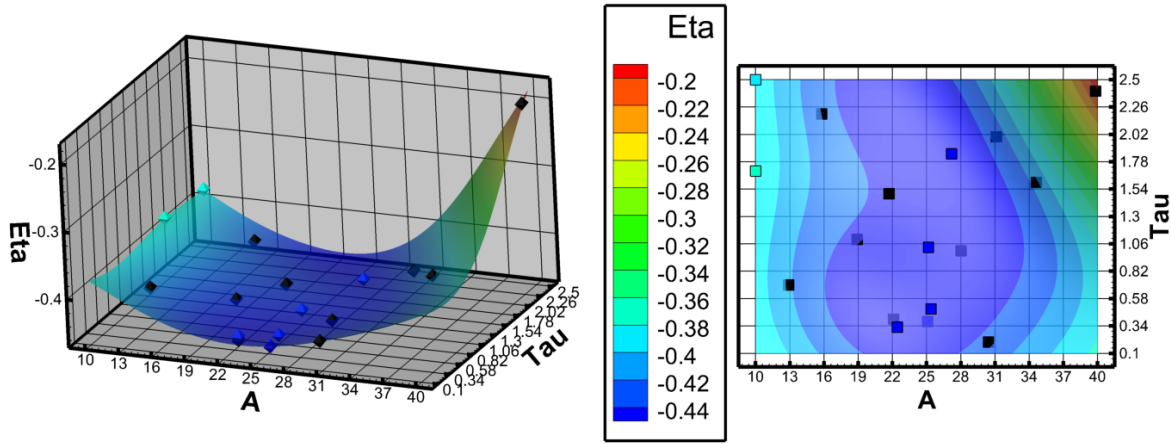


FIGURE 4.8 – Méta-modèle construit à partir des résultats du rendement pour l'optimisation à 2 paramètres ( $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM,  $\lambda=1.2$ ).

	Opt $C_{Fx}$	Opt $\eta$	Sin10	Sin15	Sin20	Sin25
$\overline{C_{Fx}}$	0.759	0.515	0.701	0.586	0.467	0.322
$\eta$	0.384	0.462	0.433	0.451	0.446	0.399

TABLE 4.1 – Comparaison des valeurs de la fonction objectif ( $\overline{C_{Fx}}$  et  $\eta$ ) entre les deux lois optimales et les lois sinusoïdales.

Cette loi est optimale pour une valeur de  $A$  autour de 25. La localisation de cet optimal sur l'axe  $\tau$  est plus compliquée, une zone autour de  $\tau=0.5$  se dégage. Quelques itérations supplémentaires sur l'objectif du rendement auraient permis de mieux cerner le méta-modèle à cet endroit.

La Tableau 4.1 et la Figure 4.9 permettent de comparer les résultats expérimentaux obtenus avec la loi optimale en poussée et la loi optimale en rendement d'une part et les lois sinusoïdales d'autre part. La loi "Opt\_  $C_{Fx}$ " est générée à partir du couple de paramètre  $A=10$  et  $\tau=2.5$ , tandis que la loi "Opt\_  $\eta$ " est obtenue à partir des paramètres  $A=25.07$  et  $\tau=0.38$ . Les résultats de ces lois sinusoïdales ont été mesurés durant les mêmes essais en bassin que pour l'optimisation à deux paramètres, donc avec la même balance embarquée. Ils sont donnés ici pour comparer les résultats de l'optimisation à deux paramètres avec les lois sinusoïdales, mais ces résultats des lois sinus diffèrent des résultats donnés dans le Chapitre 3 car ils ont été mesurés avec une balance d'effort différente que celle utilisée pour les résultats affichés dans le Chapitre 3.

Comme on pouvait s'y attendre, c'est la loi optimale en poussée qui donne le meilleur coefficient  $\overline{C_{Fx}}$  avec un gain de **+8.3 %** sur la loi sinus 10. De même la loi optimale

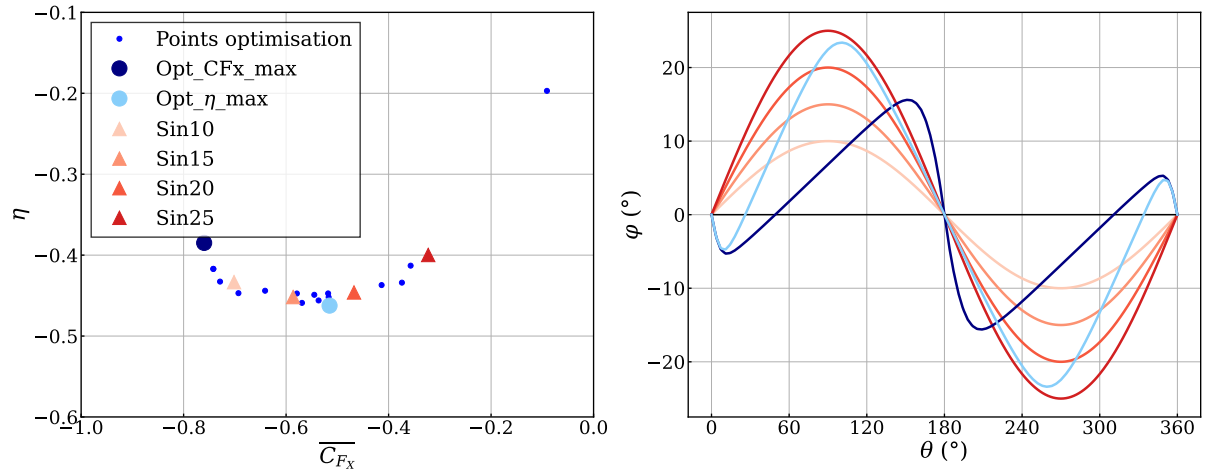


FIGURE 4.9 – Comparaison des résultats de l’optimisation à 2 paramètres avec les lois sinusoidales sur les valeurs de la fonction objectif (à gauche) et la forme de la loi (à droite).

en rendement présente un gain de **+2.4 %** en rendement par rapport à la loi sinus 15. Les deux objectifs sont donc atteints. La Figure 4.9 illustre le front du compromis poussée/rendement (également appelé *front de Pareto*). Ce front permet d’afficher les deux objectifs sur le même graphique afin d’observer la forme du compromis. Les petits cercles bleus symbolisent les résultats de l’optimisation (LHS + boucles d’optimisation). Ces résultats sont comparés aux lois sinusoidales pour lesquelles les points (triangles en dégradés de rouge) sont assez proches du front de Pareto.

Sur la forme des courbes optimales obtenues à l’issue des deux processus d’optimisation, on constate que la loi qui maximise la poussée montre une amplitude inférieure à celle qui maximise le rendement. On retrouve là les conclusions observées pour les lois sinusoidales pour lesquelles, selon la valeur du paramètre  $\lambda$ , la loi sinus 10 maximise la poussée tandis que la loi sinus 20 maximise le rendement.

Cette première étude a donc permis de valider le processus d’optimisation expérimental des lois de calage par méta-modèles et processus gaussien. Elle montre aussi l’amélioration des performances de la plateforme vis à vis des lois sinusoidales. Enfin, le front de Pareto illustre le compromis poussée/rendement pour lequel les résultats diffèrent en termes de forme de loi.

La prochaine section détaille la deuxième optimisation qui est cette fois-ci *multi-objectifs* : les deux objectifs à maximiser sont recherchés simultanément. Cette deuxième optimisation va également permettre d’étudier le comportement de lois de calage dissymétriques amont/aval grâce à la paramétrisation par spline.



	Objectif 1	Objectif 2	Objectif 3	Total des rangs
<b>Estimation 1</b>	-0.56 (2)	-0.34 (1)	-0.92 (1)	<b>4</b>
<b>Estimation 2</b>	-0.21 (4)	-0.32 (2)	-0.76 (3)	9
<b>Estimation 3</b>	-0.83 (1)	-0.15 (4)	-0.64 (4)	9
↓				
<b>Estimation i</b>	-0.47 (3)	-0.26 (3)	-0.81 (2)	8

FIGURE 4.10 – Schéma représentant le choix d’une estimation parmi  $i$  sélectionnées par minimisation du rang sur 3 objectifs (les valeurs des objectifs sont arbitraires).

### 4.3.2 Optimisation multi-objectifs (3 paramètres)

Cette seconde partie présente les résultats de l’optimisation multi-objectifs réalisée à partir du paramétrage par spline à 3 paramètres. Le processus "multi-objectifs" (également utilisé dans les travaux de RENAUD, SACHER et SCOLAN (2022)) consiste à construire les différents méta-modèles de chaque objectif puis d’estimer le point optimal des deux surfaces de réponse à la fois. Pour ce faire, un front de Pareto virtuel (constitué d’estimations) est construit à partir des mesures de chaque fonction objectif. Puis le meilleur compromis est sélectionné sur un critère de rang : chaque prédiction des fonctions objectif est rangée par ordre de sa valeur selon l’objectif considéré, l’estimation sélectionnée est alors celle dont la somme des rangs est la plus basse. Ce procédé, appelé "Compromis moyen du front de Pareto" (CMFP), est illustré sur la Figure 4.10 pour un cas à 3 objectifs. Dans cet exemple, c’est l’estimation 1 qui a la somme minimale des rangs de chaque objectif et qui est donc sélectionnée comme le meilleur candidat. Dans le cas de l’optimisation expérimentale à 3 paramètres, seulement deux objectifs ont été choisis : maximisation de la poussée et maximisation du rendement (minimisation en valeur négative). Cette sélection de l’estimation par le rang minimum de chaque objectif évite de passer par la valeur numérique des objectifs et de s’affranchir de possibles pondérations pour adimensionner chaque objectif sur la même base de valeur.

Par rapport à l’optimisation précédente à 2 paramètres, la dimension de  $\Omega_{opt}$  ayant été augmentée de 1 (ajout d’un paramètre), le nombre de points du LHS est donc étendu à 35. Une étude préliminaire sur la rapidité de convergence vers l’optimal a été menée avec le modèle cinématique SANDIA en changeant le nombre de points initial du LHS. Le nombre 35 permet d’obtenir un bon compromis entre le nombre de point à évaluer au

départ et la rapidité du processus d'optimisation sur le domaine utilisé.

Le processus d'optimisation est réalisé pour 2 points de fonctionnement différents :  $\lambda=1.2$  et  $\lambda=0.8$ . L'idée est d'étudier l'influence de la valeur de  $\lambda$  sur les lois optimales obtenues. Dans l'idéal, il faudrait répéter l'opération pour une grande plage de  $\lambda$  afin d'adapter la loi optimale au mode de fonctionnement du propulseur (forte poussée à basse vitesse d'avance ou grande vitesse d'avance avec le meilleur rendement). Les conditions expérimentales sont les suivantes :

- $\lambda=1.2$  ,  $V=0.8$  m/s ,  $\Omega=15.92$  RPM
- $\lambda=0.8$  ,  $V=0.6$  m/s ,  $\Omega=17.90$  RPM

La vitesse du bassin a été abaissée à 0.6 m/s pour l'optimisation à  $\lambda=0.8$  afin de réduire la vitesse de rotation pour avoir une rotation principale constante et ainsi limiter l'erreur de suivi de loi. La visualisation en direct du suivi de loi des trois pales sur l'IHM d'acquisition de la plateforme permet de classer une loi "jouable" ou "non-jouable". Le critère choisi est le dépassement de  $3^\circ$  sur l'erreur de suivi de loi. Grâce au procédé de classification des lois, seules 3 lois sur plus de 80 ont été classées injouables durant les deux processus d'optimisation. Ici, deux points sont évalués à chaque itération de l'optimisation pour enrichir les méta-modèles : le compromis médian du front de Pareto et le point du front dont la variance est la plus élevée. Au total, ce sont 44 lois qui ont été évaluées pour l'optimisation à  $\lambda=1.2$  et 39 lois pour l'optimisation à  $\lambda=0.8$ . Les méta-modèles finaux pour l'optimisation à  $\lambda=1.2$  sont affichés sur la Figure 4.11.

Les trois axes correspondent aux 3 paramètres  $x_1$ ,  $x_2$  et  $x_3$ . L'iso-surface noire correspond au méta-modèle de classification qui a été très peu modifié par rapport à celui initial représenté sur la Figure 4.2. Les octaèdres correspondent aux points expérimentaux colorés selon leur valeur de l'objectif (poussée moyenne à gauche et rendement à droite). Les tranches colorées à  $x_1=\text{constante}$  représentent les valeurs des méta-modèles qui sont interpolées à partir des points expérimentaux (20 points dans chaque dimension). Enfin les iso-surfaces rouges représentent les zones optimales pour chaque méta-modèle : valeurs en-dessous de **-0.75** pour  $\overline{C_{Fx}}$  et **-0.63** pour  $\eta$ .

Ces résultats montrent encore une fois que suivant l'objectif considéré, la forme de la loi optimale sera différente car ces zones optimales ne sont pas situées au même endroit dans le domaine. De même que pour l'optimisation à 2 paramètres, les lois qui vont maximiser la poussée sont situées pour les faibles valeurs de  $x_2$  (qui joue sur l'amplitude de la loi) avec un grand déphasage (pour de grandes valeurs de  $x_3$ ). Alors que les lois qui vont maximiser le rendement ont une position plus centrale dans le méta-modèle (amplitude

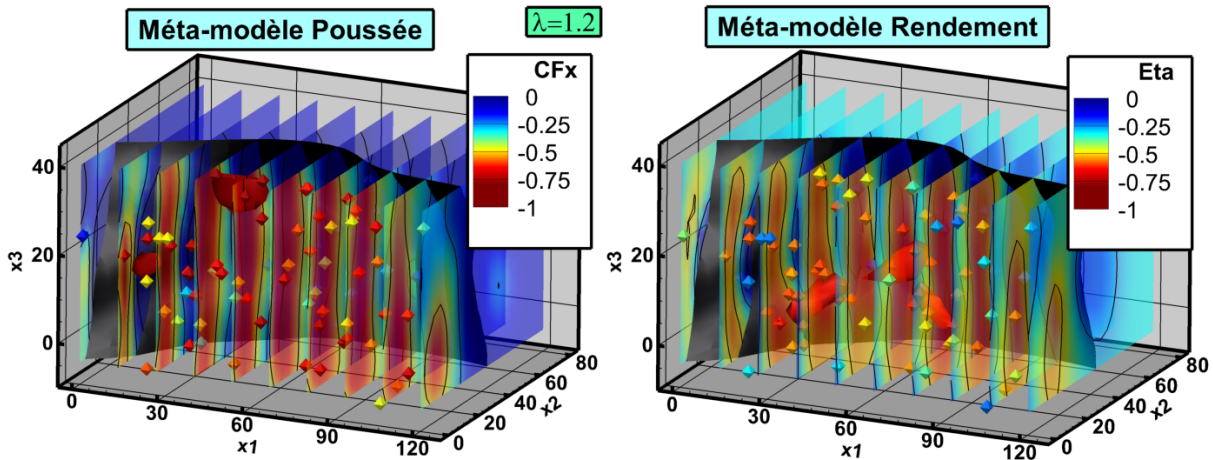


FIGURE 4.11 – Résultats des méta-modèles (poussée totale moyenne à gauche et rendement à droite) obtenus à l'issue de l'optimisation expérimentale pour  $\lambda=1.2$  ( $V=0.8$  m/s,  $\Omega=15.92$  RPM).

de loi moyenne et déphasage moyen). Les méta-modèles pour l'optimisation à  $\lambda=0.8$  sont similaires et présentent la même synthèse.

La Figure 4.12 présente les différentes lois optimales qui sont comparées aux lois sinusoidales. Pour chaque optimisation, on retrouve :

- La loi qui maximise l'effort propulsif " $CF_{x_{optim}}$ " en orange (foncé pour  $\lambda=0.8$  et clair pour  $\lambda=1.2$ ).
- La loi qui maximise le rendement " $\eta_{optim}$ " en bleu.
- La loi qui présente le meilleur compromis poussée/rendement au sens du critère CMFP en vert.

Le compromis rendement/poussée se répercute sur la forme de la loi de calage pour laquelle l'amplitude des lois présentant le meilleur compromis se retrouve entre celle qui maximise la poussée (amplitude minimale) et celle qui maximise le rendement (amplitude maximale). L'effet du paramètre d'avance  $\lambda$  provoque une augmentation générale de l'amplitude pour les 3 types de lois lorsque que l'on passe de  $\lambda=1.2$  à  $\lambda=0.8$ . Cela corrobore la conclusion obtenue pour les lois sinusoidales pour laquelle l'amplitude doit être augmentée lorsque  $\lambda$  diminue afin d'améliorer les performances globales.

On observe également un déphasage au début de la rotation, l'amplitude des lois optimales n'est pas nulle à  $\theta=0^\circ$ , elle oscille entre  $-5^\circ$  et  $-10^\circ$ . Cela est dû au phénomène de courbure de l'écoulement, aussi appelé "cambrure virtuelle" par HALDER, WALTHER et

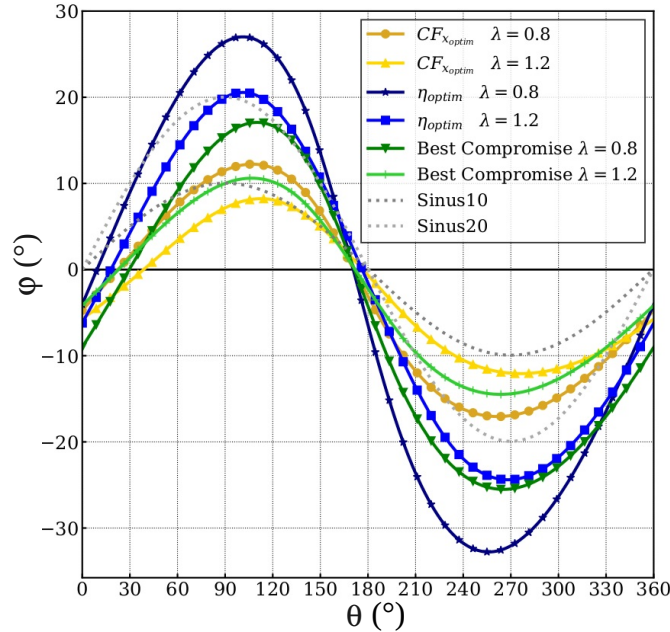


FIGURE 4.12 – Comparaison des lois de calage obtenues à l'issue des 2 processus d'optimisation ( $\lambda=1.2$  et  $\lambda=0.8$ ) concernant les deux objectifs et leur compromis avec les lois sinusoidales.

BENEDICT (2018). Pour une position azimutale donnée, le flux vu par le bord d'attaque du profil est différent en direction que celui vu par le bord de fuite (car la vitesse relative varie en direction sous l'effet de la vitesse de calage). Cela équivaut à représenter un profil de pale cambré dans un flux uniforme en direction. Cet effet explique le fait de ne pas avoir un calage nul à  $\theta=0^\circ$ . De même le processus d'optimisation provoque un déphasage du passage à  $0^\circ$  à la mi-rotation : toutes les lois obtenues par optimisation ont un angle de calage nul à environ  $\theta=170^\circ$  et non plus à la position  $\theta=180^\circ$  (comme c'est le cas pour les lois sinusoidales et pour celles du premier paramétrage).

Enfin la dissymétrie amont/aval est très marquée sur toutes les lois obtenues : l'amplitude des lois optimisées est inférieure de  $4^\circ$  à  $5^\circ$  entre la partie amont et la partie aval. De plus, la partie positive de la loi est moins étendue dans la zone amont que la partie négative dans la zone aval. Cette dissymétrie de la forme des lois optimisées confirme l'intérêt d'utiliser une architecture de contrôle électrique du calage de pales permettant de gérer cette dissymétrie de la loi de calage afin d'augmenter les performances du propulseur.

Concernant les gains en performances des différentes lois par rapport aux lois sinusoidales classiques, la Figure 4.13 présente le front de Pareto obtenu à partir des deux processus d'optimisation. Les résultats des lois sinusoidales sont également superposés aux fronts.

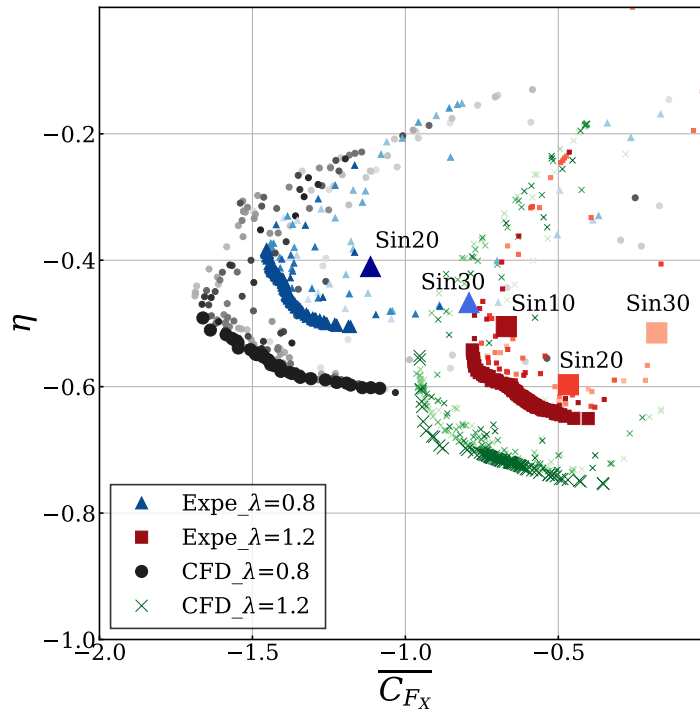


FIGURE 4.13 – Comparaison des fronts de Pareto poussée/rendement obtenus expérimentalement en fonction du paramètre  $\lambda$  avec les performances des lois sinusoidales et avec des résultats d’optimisation numérique.

Ces résultats sont à associer aux tableaux 4.2 et 4.3 qui résument les valeurs des performances obtenues. Sur les fronts de Pareto, les points de petites tailles en nuances de couleurs correspondent aux valeurs obtenues pendant le processus d’optimisation. Les points de taille moyenne et de couleur unie correspondent quant à eux à une estimation du front par MetaOpt (à partir des points des méta-modèles).

De manière générale, ces résultats montrent que les lois optimisées augmentent de manière significative les performances des lois sinusoidales à la fois en rendement et en poussée. On retrouve encore l’effet du paramètre  $\lambda$  qui décale le front de Pareto de l’optimisation à  $\lambda=0.8$  vers une zone de plus grande poussée mais de plus faible rendement.

Pour l’optimisation réalisée à  $\lambda=1.2$ , la loi  $CF_{X_{opt}}$  affiche un gain de **+12.1 %** en poussée par rapport à la loi sinus 10 (qui est la loi sinusoidale qui montre la plus forte poussée), associé à un gain de **+1.4 %** en rendement. La loi  $\eta_{opt}$  présente un gain de **+6.3 %** en rendement par rapport à la loi sinus 20 (qui est celle qui a le meilleur rendement) avec également un gain de **+4.7 %** sur la poussée. La loi qui montre le meilleur compromis présente des performances intéressantes car supérieures aux lois sinusoidales.

	$x_1$	$x_1$	$x_1$	$\overline{C_{F_X}}$	$\eta$
$CF_{x_{opt}}$	49.58	8.08	38.65	-0.751	-0.512
$\eta_{opt}$	62.24	20.37	18.02	-0.489	-0.635
Compromis	34.58	8.51	22.73	-0.712	-0.554
Sinus10	-	-	-	-0.670	-0.505
Sinus20	-	-	-	-0.467	-0.597
Sinus30	-	-	-	-0.178	-0.515

TABLE 4.2 – Résultats des performances (poussée totale moyenne et rendement, en valeur négative) pour le cas de l’optimisation à  $\lambda=1.2$ .

	$x_1$	$x_1$	$x_1$	$\overline{C_{F_X}}$	$\eta$
$CF_{x_{opt}}$	25.50	8.1	22.43	-1.38	-0.375
$\eta_{opt}$	27.84	17.73	9.27	-1.11	-0.578
Compromis	27.19	12.26	29.50	-1.32	-0.439
Sinus20	-	-	-	-1.11	-0.410
Sinus30	-	-	-	-0.792	-0.467

TABLE 4.3 – Résultats des performances pour le cas de l’optimisation à  $\lambda=0.8$ .

Pour l’optimisation réalisée à  $\lambda=0.8$ , les lois optimisées montrent un gain de **+24.3 %** sur la poussée et de **+29.3 %** sur le rendement par rapport aux lois sinusoidales. Les gains sont ici supérieurs à ceux pour l’optimisation à  $\lambda=1.2$  car la cinématique sinusoidale n’est pas adaptée au mode épicycloïdal, donc pour les valeurs de  $\lambda$  inférieures à 1. Ces résultats montrent que les lois optimisées sont mieux adaptées pour  $\lambda < 1$ . Une optimisation avec un paramétrage sur l’angle  $\beta$  adapté au mode épicycloïdal devrait même montrer des résultats encore plus satisfaisants pour  $\lambda=0.8$ .

Concernant les fronts de Pareto (Figure 4.13), des résultats d’optimisation numérique, menés en collaboration avec l’ENSTA Bretagne, permettent de comparer la forme des fronts. Ces résultats numériques proviennent du code de calcul CFD FINE/Marine sur lequel est réalisé ici un maillage bi-dimensionnel (environ 800 000 mailles) du bassin de l’Ifremer avec la plateforme SHIVA (seules les pales sont modélisées en 2D). Une résolution URANS avec un modèle de turbulence  $k - \omega$  SST est utilisée. La même procédure d’optimisation est appliquée : même domaine  $\Omega_{opt}$ , paramétrisation, LHS. Ces résultats numériques montrent une bonne corrélation dans la forme des fronts avec les résultats expérimentaux. Les fronts sont toutefois décalés par rapport aux résultats expérimentaux car le modèle numérique, réalisé à partir d’un maillage 2D ici, ne tient pas compte des effets 3D et de surface libre très présents sur les mesures expérimentales avec la

plateforme SHIVA. Et comme le montrent les résultats sur la droite de portance (discutés dans le Chapitre 3), ces effets 3D diminuent les efforts hydrodynamiques et dégradent les performances.

Ces résultats numériques promettent néanmoins des perspectives intéressantes dans l'investigation de l'optimisation des lois calages pour d'autres valeurs du paramètre  $\lambda$  ou pour tester d'autres méthodes de paramétrisation. L'utilisation des codes numériques est toutefois nuancée par le coût en temps de calcul pour une itération d'optimisation : environ 20 minutes pour 7 tours de rotations à  $\lambda=1.2$  sur 24 processeurs du cluster de l'ENSTA Bretagne. D'autre part, la simulation numérique ne prend pas en compte les limites des capacités physiques de la plateforme en termes de suivi de loi dues à l'architecture électrique.

## 4.4 Conclusion et perspectives

Ce dernier chapitre sur l'optimisation montre des résultats prometteurs dans l'étude des performances des propulseurs cycloïdaux. Le principe de l'optimisation expérimentale est facilitée grâce au contrôle électrique des pales de la plateforme SHIVA. En effet c'est cette modularité de la gestion des lois de calage qui permet d'investiguer de nombreuses formes des lois et ainsi de mener à bien l'optimisation expérimentale. Les limites de la plateforme SHIVA en terme de suivi de loi, et le temps d'essais en bassin limité, ont favorisé la réalisation de l'optimisation pour deux points de fonctionnement en mode trochoïdal ( $\lambda=1.2$  puis  $\lambda=0.8$ ).

L'approche par méta-modèles et par processus gaussien est un facteur déterminant de la réussite de cette procédure d'optimisation. En effet, le coût d'une itération d'optimisation étant élevée et contraignante (mise à disposition du bassin, mesures en rotation de la plateforme SHIVA et avec écoulement), il était impensable de recourir à des méthodes de balayage ou à des algorithmes génétiques pour lesquels le nombre d'évaluations doit être important.

Les deux méthodes de paramétrage des lois de calage testées dans ces travaux de thèse montrent également des résultats intéressants. La première méthode, inspirée des lois de calage à "l'ordre 0" pour lesquelles l'écoulement est modélisé de façon purement cinématique, permet de valider le processus d'optimisation sur un cas à deux paramètres. Cette méthode montre une augmentation des performances globales par rapport aux lois sinusoidales classiquement utilisées sur les propulseurs cycloïdaux de type trochoïdal. Elle ouvre également

des perspectives de recherche de compromis poussée/rendement qui nécessite l'utilisation de lois de calage de forme différente.

La deuxième méthode de paramétrisation à trois paramètres, couplée à une optimisation multi-objectifs sur la poussée et le rendement, valide le processus de recherche de lois permettant d'obtenir le meilleur compromis entre la poussée et le rendement. Selon l'objectif recherché, les résultats de l'optimisation expérimentale montrent un gain maximal de 12.1% en poussée et de 6.3% en rendement par rapport aux lois sinusoïdales à  $\lambda=1.2$ . Pour l'optimisation à  $\lambda=0.8$ , ce gain maximal grimpe à 24.3% et 29.3% respectivement pour la poussée et le rendement.

Cette réflexion sur le compromis poussée/rendement ouvre un champ de perspectives important vis-à-vis de la fonction objectif de l'optimisation. Pour un navire ayant un déplacement donné, plusieurs phases de propulsions peuvent être distinguées. Pour les manœuvres brutales et rapides, le besoin en poussée nécessite la loi optimale de calage des pales qui maximise la poussée totale. Pour les phases de croisière, il faut plutôt rechercher la loi qui maximise le rendement hydrodynamique pour l'effort de poussée qui permet de vaincre la résistance à l'avancement et d'atteindre la vitesse souhaitée. L'extension du processus d'optimisation à une plus grande plage de valeurs de  $\lambda$  permettrait également en changeant la vitesse de rotation du propulseur et la loi de calage optimale de jouer sur les performances selon les objectifs de conduite souhaités.

L'investigation d'une optimisation en mode épicycloïdal avec une paramétrisation similaire (définition de la spline sur l'angle de calage  $\beta$  au lieu de l'angle  $\varphi$  par exemple) est aussi une perspective intéressante pour les navires qui ont besoin d'une forte poussée à basse vitesse d'avance (navires portuaires ou navire de fort tonnage par exemple).

Enfin les résultats numériques montrent une comparaison prometteuse avec l'optimisation expérimentale. L'utilisation de modèles numériques couplés aux mesures expérimentales permet de recourir à des processus d'optimisation "multi-fidélité" (procédé utilisé par SACHER et al. (2021) et par ZHENG et al. (2020)). Ce procédé est basé sur la construction de plusieurs méta-modèles représentés par des modèles de différents niveaux de fidélité. Les niveaux dits de "basse fidélité" sont peu représentatifs de la physique étudiée mais ont un coût d'évaluation de la fonction objectif très faible (c'est le cas du modèle cinématique SANDIA par exemple). Les niveaux "haute fidélité" sont quant à eux très proches de la physique mais nécessitent un temps d'évaluation de la fonction objectif important (cas des mesures en bassin, ou pour un code de calcul DNS par exemple). L'utilisation d'une optimisation multi-fidélité permet en principe, en scrutant tour à tour les différents



niveaux de fidélité, de converger plus rapidement vers la solution optimale.

Enfin, dans le cas de l'exploration des méthodes de paramétrage à 4 ou 5 paramètres, permettant d'obtenir des lois de calage encore plus variées, il faudrait recourir à ce procédé multi-fidélité pour limiter le nombre d'évaluations qui est normalement plus élevé que dans le cas 3 paramètres.

# CONCLUSION GÉNÉRALE

---

Les propulseurs à axe transverse, bien que développés au début du 20<sup>e</sup> siècle, sont encore aujourd'hui peu connus du grand public et du monde scientifique. L'hélice marine classique, plus ancienne et qui profite donc d'une plus longue évolution et de nombreuses améliorations, est toujours la principale solution technique pour les systèmes propulsifs navals.

Cependant les propulseurs cycloïdaux montrent des avantages certains en terme de manœuvrabilité grâce à une forte poussée vectorielle pouvant s'orienter sur 360°. Avec l'adaptation du calage des pales en fonction de la vitesse d'avance du navire, ils apportent une solution efficace pour les navires qui ont un besoin de modes de fonctionnement multiples, quand les hélices marines classiques montrent leurs limites.

Les travaux de thèse présentés dans ce manuscrit permettent de mettre en valeur ce système de propulsion revisité par l'utilisation d'une architecture de contrôle des pales électrique, contrairement à la quasi totalité des systèmes cycloïdaux existants qui utilisent un entraînement mécanique. L'utilisation de cette nouvelle architecture de commande ouvre un vaste champ d'investigation dans l'évolution de ces systèmes propulsifs. La plateforme SHIVA, développée à l'IRENav et mise en œuvre à l'Ifremer, est une plateforme académique instrumentée qui permet de simuler le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse. L'utilisation de servo-moteurs pour la commande des axes secondaires permet de jouer une grande diversité de lois de calage dans la perspective d'adapter la loi en fonction du mode de propulsion souhaité (poussée maximale, meilleur rendement, positionnement dynamique par exemple).

L'ensemble de ces travaux ont permis :

1. de développer une plateforme d'essais qui permet d'avoir un suivi de la consigne des lois de calage des pales performant et de réaliser des mesures expérimentales de qualité en milieu contrôlé.
2. de valider le fonctionnement de la plateforme SHIVA en mode propulsif avec des lois sinusoïdales classiquement utilisées sur les propulseurs cycloïdaux.
3. d'améliorer les performances du propulseur à l'aide d'un processus d'optimisation expérimental par méta-modèles.

---

Le développement de la plateforme SHIVA a été fortement focalisé sur l'aspect contrôle-commande. Le passage d'une régulation déportée à une régulation embarquée des axes secondaires a permis un gain important en rapidité d'exécution des boucles de régulation pour le contrôle en position des pales. Ce temps de boucle de régulation est passé de 25 ms à 2 ms puis 40  $\mu$ s pour avoir une régulation des pales actualisée sur un pas angulaire de l'ordre du centième de degré suivant la vitesse de rotation  $\Omega$  (alors qu'il était initialement de l'ordre de plusieurs degrés). Ce gain de temps est accompagné de l'ajout d'un correcteur intégral dans la régulation de la boucle en position qui était jusqu'alors réalisée par un contrôle proportionnel seul (lié à la technologie du variateur de vitesse). Cela a permis de compenser l'erreur statique et d'augmenter la précision du suivi de consigne. Ces évolutions ont montré une amélioration significative du suivi de loi de calage des pale : l'erreur à la consigne qui était proche de la dizaine de degrés au départ n'est maintenant plus que de l'ordre du degré.

L'erreur de suivi de loi inhérente au contrôle par PI d'une loi de consigne variable a pu être quantifiée. Cette erreur systématique augmente linéairement avec l'augmentation de la vitesse de rotation  $\Omega$  et la dérivée angulaire  $d\beta/d\theta$  de la loi pour un même temps d'échantillonnage de la boucle de régulation.

Le recours à une nouvelle stratégie de contrôle commande (solution de contrôle non-linéaire par exemple) ou d'un processus d'apprentissage pour anticiper ce retard (ou avance) à la consigne sont des champs d'investigation pour des travaux futurs afin de réduire cette erreur de suivi de loi. Cela nécessiterait l'investissement de nouveaux variateurs de vitesses car ceux utilisés actuellement sur la plateforme ne proposent qu'un choix très restreint de mode de contrôle-commande.

Les mesures de suivi de lois montrent également les limites des capacités des motorisations utilisées sur la plateforme SHIVA. Pour des vitesses de rotation  $\Omega$  autour de 40 et 50 RPM, et suivant la loi de calage utilisée, les moteurs secondaires ainsi que le moteur principal peuvent décrocher. Cela est dû à la fois aux limites en vitesse et en couple des moteurs. Ces limites poussent à réfléchir au recours à de nouvelles motorisations intelligentes avec un variateur intégré afin d'avoir une solution "2 en 1".

Ces limites restreignent donc pour l'instant les mesures en bassin au mode trochoïdal pour lequel les vitesses de rotation sont plus basses et les lois de calage moins 'sévères' (retournement du profil en mode épicycloïdal impliquant des vitesses de calage élevées).

Les mesures d'effort en bassin ont ensuite permis de valider le comportement propulsif

---

de la plateforme SHIVA pour des lois de calage sinusoïdales en mode trochoïdal. Une première phase de validation de la mesure des efforts est réalisée avec des essais de mise en incidence statique d'une pale. Ces mesures mettent en évidence les effets de surface libre et d'envergure finie des pales dans la comparaison avec des résultats théoriques et numériques.

Les mesures en rotation de la plateforme pour les lois sinusoïdales d'amplitude 10, 20, 30 et 40 degrés montrent une variation des performances hydrodynamiques globales en fonction du paramètre d'avance  $\lambda$  et de la loi de calage. Pour maximiser la poussée, la loi sinus 10 montre les meilleures capacités quelle que soit la valeur de  $\lambda$ . Son rendement hydrodynamique chute par contre pour les valeurs de  $\lambda$  inférieures à 1.2. Les résultats montrent qu'il est intéressant de faire varier l'amplitude des lois de calage en fonction de la valeur de  $\lambda$  souhaitée pour conserver une loi efficace et pour maximiser le rendement. Ces premiers résultats ainsi que la description et le développement de la plateforme SHIVA font l'objet d'un premier article publié en 2022 dans la revue *Ocean Engineering* (FASSE et al. (2022)). Certaines mesures des lois sinusoïdales ont aussi permis la validation des résultats obtenus avec un code DNS développé par LABASSE et al. (2022).

Ces conclusions sur les lois sinusoïdales confortent aussi le choix d'une architecture de commande électrique pour un propulseur à axe transverse afin d'adapter facilement la loi de calage en fonction de l'objectif de propulsion souhaité tout en conservant des performances élevées. Les résultats sont établis pour la configuration de la plateforme SHIVA pour laquelle les effets de surface libre sont importants. Pour un propulseur installé sous une carène de navire, les performances sont certainement légèrement différentes. L'étude de cet effet de carène pourrait être réalisée sur la plateforme SHIVA en réfléchissant à l'intégration d'un carénage intégrant des parties tournantes pour la rotation des pales et qui ne perturbent pas les mesures des capteurs embarqués.

La mesure du couple secondaire sur la pale instrumentée permet de réfléchir à la définition du rendement. En effet, ce rendement hydrodynamique est calculé jusqu'alors par le rapport de la force propulsive totale sur le couple nécessaire à l'entraînement principal seulement. La prise en compte du couple secondaire dépend fortement de la valeur de  $\lambda$  et de la vitesse de rotation  $\Omega$  : plus la vitesse de rotation est élevée, plus le couple secondaire sera important. Se pose aussi la question du rendement instantané, le couple secondaire peut avoir des phases résistives ou génératrices sur un tour selon les lois de calage et la valeur de  $\lambda$ . Cette réflexion s'applique également au couple principal, le rendement étant calculé pour l'instant en prenant la moyenne de la valeur absolue du couple (les phases

---

génératrices sont considérées comme un apport d'énergie pour freiner la rotation).

Le dernier objectif de ces travaux est l'amélioration des performances des lois sinusoïdales par un processus d'optimisation expérimental des lois de calage de la plateforme en mode trochoïdal. L'utilisation d'une méthode d'optimisation par méta-modèles accompagnée d'un processus gaussien est particulièrement bien adapté au processus expérimental. En effet, l'emploi d'un algorithme génétique ou de méthodes de balayage appliqués aux mesures expérimentales n'est pas envisageable compte tenu du nombre d'itérations requises (et donc du nombre d'évaluations expérimentales) pour ces méthodes d'optimisation. Les temps de construction du méta-modèle et de recherche de l'optimum sont ici du même ordre de grandeur que le temps de l'évaluation expérimentale de la fonction objectif, ce qui n'est pas le cas pour une évaluation de la fonction objectif par une méthode CFD. Les résultats de l'optimisation menée pour deux valeurs de  $\lambda$  (1.2 et 0.8) montrent des gains à la fois en poussée et en rendement par rapport aux lois sinusoïdales : **+12.1 %** sur la poussée et **+6.3 %** sur le rendement à  $\lambda=1.2$  ainsi que respectivement **+24.3 %** et **+29.3 %** sur la poussée et le rendement à  $\lambda=0.8$ . Ces gains sont intrinsèquement liés à la forme de la loi de calage qui montre après optimisation une dissymétrie amont/aval ainsi qu'un déphasage en début de rotation (calage non nul à  $\theta=0^\circ$ ). Ces caractéristiques font ressortir le comportement instationnaire de la norme et la direction de l'écoulement autour du rotor du propulseur cycloïdal. La continuité de l'étude sur d'autres valeurs de  $\lambda$  permettrait d'avoir une sélection de lois optimisées pour une plage de points de fonctionnement.

La recherche du meilleur compromis poussée/rendement grâce au caractère multi-objectifs de l'optimisation montre aussi des résultats intéressants en performances globales. L'amplitude de la loi présentant le meilleur compromis se situe entre la loi maximisant la poussée et celle maximisant le rendement. L'étude de l'objectif de l'optimisation peut aussi donner lieu à une recherche de la loi maximisant le rendement pour un effort de poussée constant (effort permettant de vaincre la résistance à l'avancement et atteindre une vitesse d'avance souhaitée par exemple).

Enfin, la comparaison des résultats de cette optimisation expérimentale avec des résultats issus de calculs numériques va donner lieu à la publication d'un second article en cours de rédaction.

L'ensemble de ces travaux de thèse permettent de proposer de nouvelles voies exploratoires.

---

Il est d'abord envisagé d'étudier le fonctionnement de la plateforme en mode épicycloïdal en modifiant la motorisation existante. Cela permettra de recourir à l'optimisation des lois de calage avec une paramétrisation adaptée au mode épicycloïdal. La recherche d'une loi de calage permettant de passer du mode épicycloïdal au mode trochoïdal est aussi un objectif important du projet SHIVA. En effet, pour des navires de fort tonnage pour lesquels le démarrage en mode trochoïdal semble compliqué, il serait intéressant de démarrer avec une cinématique des pales épicycloïdale puis de passer à une cinématique trochoïdale à partir d'une certaine vitesse d'avance.

Ce dernier point intéresse notamment un groupe industriel pour lequel une collaboration est prochainement envisagée. De nouvelles mesures en bassin avec des lois de calage de type Voith-Schneider vont être menées pour valider un code de calcul numérique (méthode tourbillonnaire avancée) notamment sur la donnée du couple secondaire. Des mesures des grandeurs électriques des moteurs, avec l'installation de nouveaux capteurs, vont permettre d'exprimer le rendement à partir des grandeurs électriques du propulseur. Ces mesures permettront aussi d'étudier le caractère régénérateur du couple secondaire pour certaines lois de calage spécifiques. Enfin des mesures du fonctionnement du propulseur en mode 'dégradé' (avec une pale bloquée ou libre dans l'écoulement incident) sont envisagées afin d'étudier la tolérance aux défauts pour ce type de propulsion.

# ANNEXE 1 : MODÈLE CINÉMATIQUE À L'ORDRE 0

Le modèle présenté ici, dit "à l'ordre zéro", consiste à modéliser la vitesse relative en ne prenant que sa composante cinématique, soit la combinaison vectorielle de la vitesse d'avance  $V_a$  et la vitesse ortho-radiale  $V_r$ . La Figure 4.14 représente cette somme vectorielle pour une position azimutale  $\theta$  arbitraire.

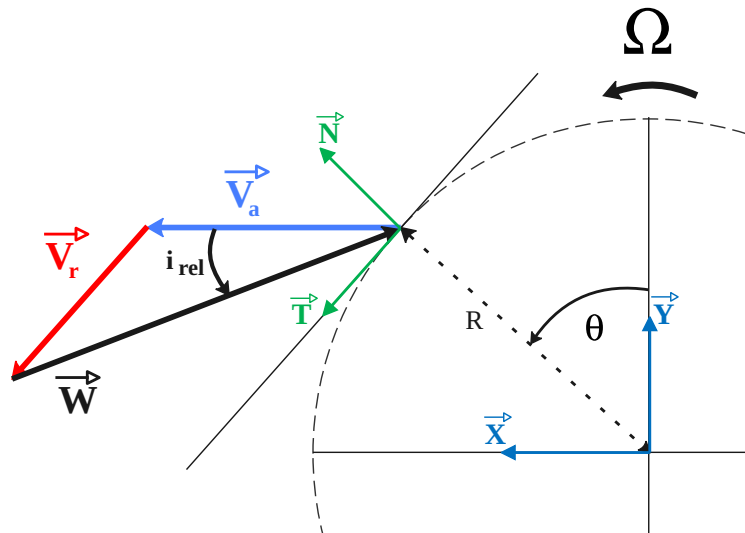


FIGURE 4.14 – Représentation du triangle des vitesses pour une position  $\theta$  arbitraire.

En faisant ainsi, les autres composantes de la vitesse relative (vitesses induites, vitesse de calage, effets tourbillonnaires) et les effets 3D sont négligés ce qui engage des hypothèses fortes concernant la modélisation de l'écoulement.

Toutefois cette modélisation permet d'avoir une expression simple de la vitesse relative en fonction de la position azimutale  $\theta$  et du paramètre d'avance  $\lambda$  à la fois pour la norme  $W$  et la direction, notée  $i_{rel}$ . Ces expressions font l'objet du développement présenté ci-dessous.

Le navire se déplace dans le sens des x positifs (de la droite vers la gauche) donc :

$$\vec{V}_a = V_a \vec{X} \tag{4.4}$$

La vitesse de rotation principale  $\Omega$  est orientée dans le sens direct donc :

$$\vec{V}_r = V_r \vec{T} = \Omega R \quad \vec{T} \quad (4.5)$$

La vitesse relative de l'écoulement est par définition la vitesse que voit une pale entraînée en mouvement. Son expression vectorielle est donc égale à :

$$\begin{aligned} \vec{W} &= -(\vec{V}_a + \vec{V}_r) \\ &= -(V_a \vec{X} + V_r \vec{T}) \\ &= -(V_a \vec{X} + V_r \cos(\theta) \vec{X} - V_r \sin(\theta) \vec{Y}) \quad (\text{d'après la relation 2.9}) \\ &= -[(V_a + V_r \cos(\theta)) \vec{X} - V_r \sin(\theta) \vec{Y}] \end{aligned} \quad (4.6)$$

Donc la norme de la vitesse relative  $W$  est donnée par :

$$\begin{aligned} \|\vec{W}\| &= \sqrt{(V_a + V_r \cos(\theta))^2 + (V_r \sin(\theta))^2} \\ &= \sqrt{V_a^2 \cos^2(\theta) + 2V_a V_r \cos(\theta) + V_r^2 + V_a^2 \sin^2(\theta)} \\ &= \sqrt{V_a^2 + V_r^2 + 2V_a V_r \cos(\theta)} \\ &= V_r \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \cos(\theta) + 1} \quad \text{car } \lambda = \frac{V_a}{V_r} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Et sa direction  $i_{rel}$  est donnée par :

$$\begin{aligned} i_{rel} = \arg(\vec{W}) &= -\text{atan}\left(\frac{-V_r \sin(\theta)}{V_a + V_r \cos(\theta)}\right) \\ &= -\text{atan}\left(\frac{-\sin(\theta)}{\lambda + \cos(\theta)}\right) \\ &= \text{atan}\left(\frac{\sin(\theta)}{\lambda + \cos(\theta)}\right) \quad \text{car } \text{atan}(-\theta) = -\text{atan}(\theta) \end{aligned} \quad (4.8)$$

Les expressions de la norme et de la direction de cette vitesse relatives sont résumées par les équations 4.9 et 4.10 :

$$W = \frac{V_a}{\lambda} \sqrt{1 + 2\lambda \cos \theta + \lambda^2} \quad (4.9)$$

$$i_{rel} = \arctan\left(\frac{\sin \theta}{\lambda + \cos \theta}\right) \quad (4.10)$$



La Figure 4.15 illustre l'expression de la norme et de l'angle de cette vitesse relative sur un balayage en  $\lambda$ . La vitesse d'écoulement est ici fixée à 0.8 m/s (comme c'est le cas pour les mesures en bassin présentées dans ces travaux).

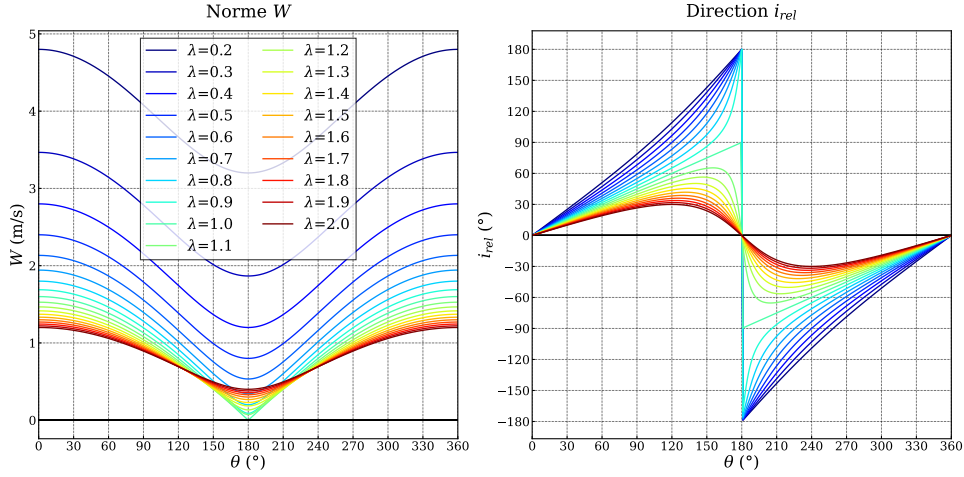


FIGURE 4.15 – Norme (à gauche) et direction (à droite) de la vitesse relative calculée à l'ordre 0 par les relations analytiques en fonction de  $\theta$  et de  $\lambda$ .

Une forte variabilité de la norme et de la direction de la vitesse relative est constatée en fonction de la position de la pale sur le disque rotor. La variation de la norme a un impact sur le nombre de Reynolds local  $Re_c$  tandis que la direction a un impact sur l'incidence  $\alpha$  rencontrée au cours de la rotation principale. Le nombre de Reynolds local est défini à partir de la vitesse relative  $W$ , la corde de la pale du propulseur  $c$  (fixée à 0.35m comme pour le propulseur étudié dans ces travaux), et la viscosité cinématique de l'eau :

$$Re_c = \frac{cW}{\nu} \quad (4.11)$$

Cette variation en Reynolds, affichée sur la Figure 4.16, implique une différence de la nature de l'écoulement d'un point de vue cinématique au travers du propulseur. Pour les cas où  $\lambda < 0.4$ , cette remarque est moins importante car le Reynolds local varie autour de  $10^6$  traduisant un écoulement tout turbulent. Pour les autres valeurs de  $\lambda$ , la variation du Reynolds oscille autour de la transition laminaire/turbulente traditionnellement située entre  $10^4$  et  $10^5$  (LIEPMANN et NOSENCHUCK (1982), LIAN et SHYY (2007)), ce qui implique l'apparition de phénomènes hydrodynamiques liés à la turbulence (décollement et décrochage de la couche limite, cavitation).

L'angle d'incidence est défini comme l'angle orienté entre la vitesse relative  $W$  et la

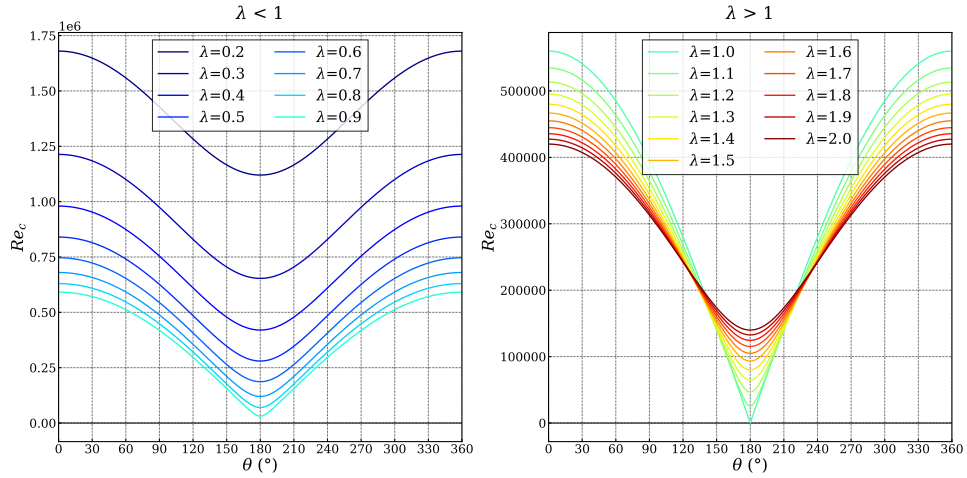


FIGURE 4.16 – Variation du Reynolds local selon les valeurs du paramètre d'avance ( $\lambda < 1$  à gauche et  $\lambda > 1$  à droite).

corde de la pale (voir Figure 2.9). Cet angle est lié à l'angle de calage par la relation suivante :

$$\alpha = i_{rel} - \varphi \quad (4.12)$$

La Figure 4.15 montre également une forte disparité dans la direction de l'écoulement relatif à la fois en fonction de l'angle azimutal et de la valeur du paramètre  $\lambda$ . On observe ici la divergence sur l'orientation de l'écoulement entre le mode épicycloïdal ( $\lambda < 1$ ) et le mode trochoïdal ( $\lambda > 1$ ) détaillé dans le premier chapitre du manuscrit. Pour les valeurs de  $\lambda > 1$ , l'angle  $i_{rel}$  oscille autour de la vitesse d'avance (l'axe X ici) à cause de sa prépondérance dans l'expression de la vitesse relative. Tandis que pour  $\lambda < 1$ , l'orientation de cette vitesse relative change de signe à mi-rotation, nécessitant le retournement des profils caractéristique du mode épicycloïdal. Le cas  $\lambda = 1$ , en vert pâle, présente une singularité à  $\theta = 180^\circ$  (division par zéro au dénominateur) traduite par un "saut" de la direction de l'écoulement relatif au passage de  $\theta = 180^\circ$ .

Connaissant la vitesse relative cinématique en norme et en direction (sous les hypothèses évoquées précédemment) et suivant la loi de calage donnée, l'incidence peut être obtenue d'après la relation  $\alpha = i_{rel} - \varphi$ . Ainsi pour chaque position azimutale, l'incidence cinématique est exprimée tout comme la valeur du nombre du Reynolds local cinématique calculé à partir de la norme de la vitesse relative cinématique  $W$ .

La base de donnée des laboratoires SANDIA (SHELDAHL et KLIMAS (1981)) donne des

---

mesures des coefficients de portance et de traînée en fonction de l'angle d'incidence (par pas  $\Delta\alpha$  de  $1^\circ$  jusqu'à  $22^\circ$  d'incidence puis par pas de  $5^\circ$  jusqu'à  $180^\circ$ ) et du nombre de Reynolds (pour les valeurs de  $4.10^4$   $8.10^4$   $16.10^4$   $36.10^4$   $7.10^5$   $1.10^6$   $2.10^6$   $5.10^6$ ). En interpolant ces valeurs des coefficients pour le nombre de Reynolds et l'angle d'incidence correspondant à chaque position azimutale, on peut déterminer les efforts de portance et de traînée agissant sur la pale. En répétant cette opération sur l'ensemble des positions azimutales, l'effort hydrodynamique (qui est la somme de la portance et de la traînée) peut ainsi être déterminé au cours de la rotation. Il faut toutefois savoir que les coefficients d'efforts donnés par le laboratoire SANDIA ont été déterminés par des mesures statiques : le profil de pale NACA 0018 est mis en incidence jusqu'à  $180^\circ$  mais chaque mesure est enregistrée lorsque le profil est immobile. En plus des hypothèses sur la nature de l'écoulement, ce raisonnement ne tient pas compte des effets dynamiques sur les efforts. Ces effets sont pourtant importants sur les systèmes à axe transverse car les pales sont en constante rotation par rapport à l'écoulement incident. Ce modèle est nommé "Modèle cinématique SANDIA" dans ce manuscrit pour faire référence à la provenance des données d'efforts.

## ANNEXE 2 : INTERPOLATION DES MESURES À VIDE

Cette annexe présente les résultats des mesures à vide (MaV) obtenues par un balayage sur  $\beta$  et  $\theta$  pour l'ensemble des voies des capteurs de la plateforme SHIVA (balance embarquée, capteurs pieds et couplemètre). La surface de réponse tri-dimensionnelle est reconstruite par extrapolation des MaV expérimentales (représentées par les points noirs). Le graphique de gauche illustre la variation de la MaV dans le plan  $(\beta, \theta)$ . Les Figure 4.17 à 4.34 présentent ces résultats des MaV.

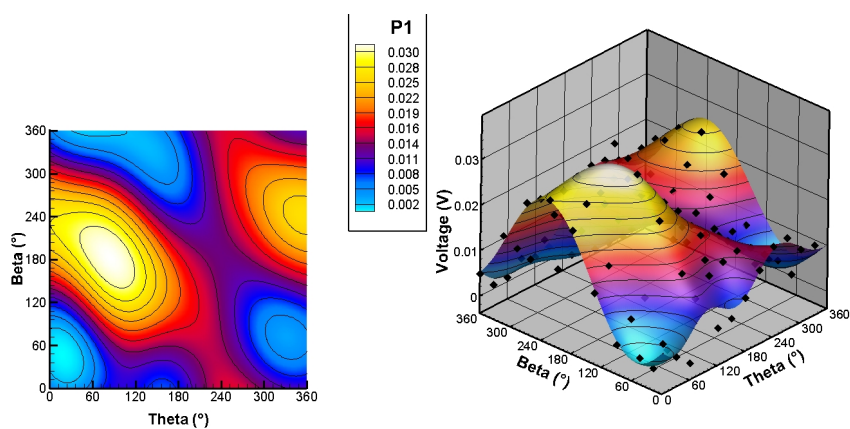


FIGURE 4.17 – Interpolation de la tension  $P1$

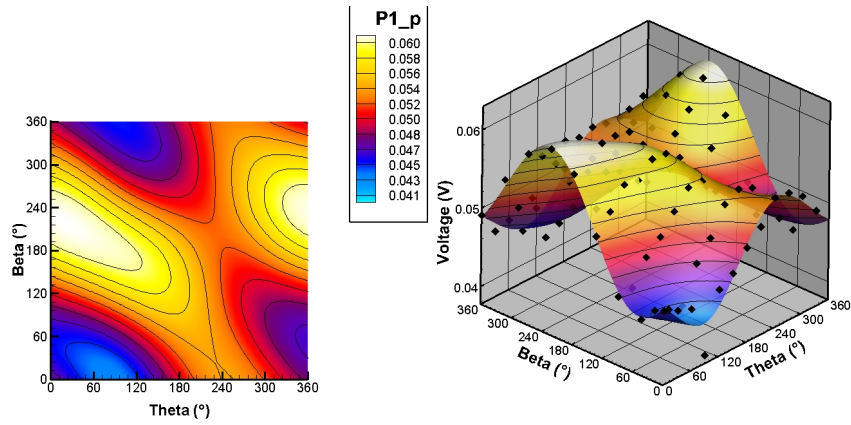


FIGURE 4.18 – Interpolation de la tension  $P1_{prim}$

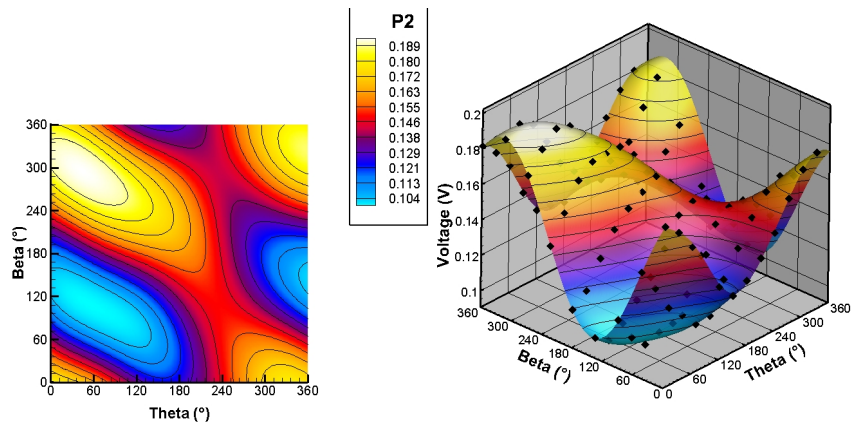


FIGURE 4.19 – Interpolation de la tension  $P2$

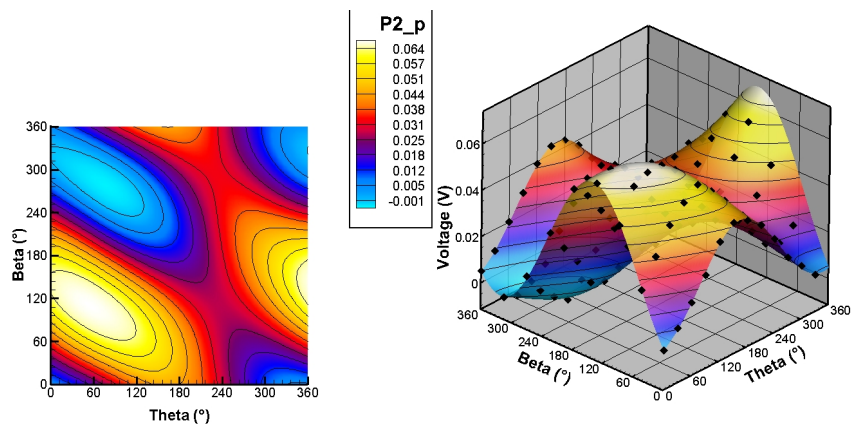


FIGURE 4.20 – Interpolation de la tension  $P2_{prim}$

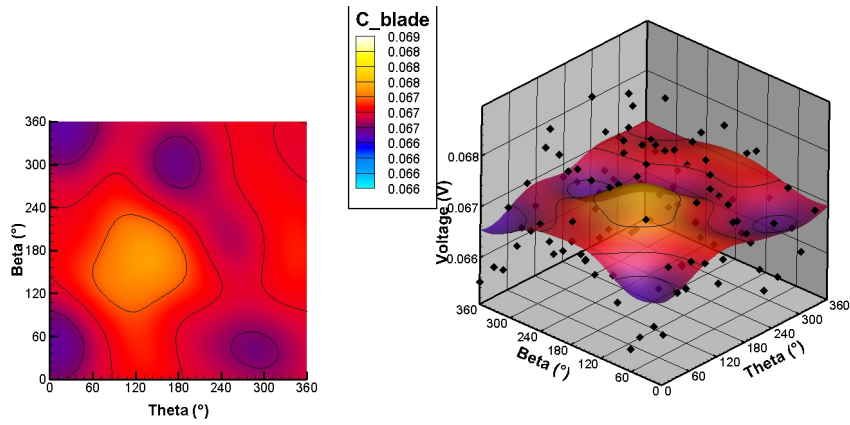


FIGURE 4.21 – Interpolation de la tension  $C_{blade}$

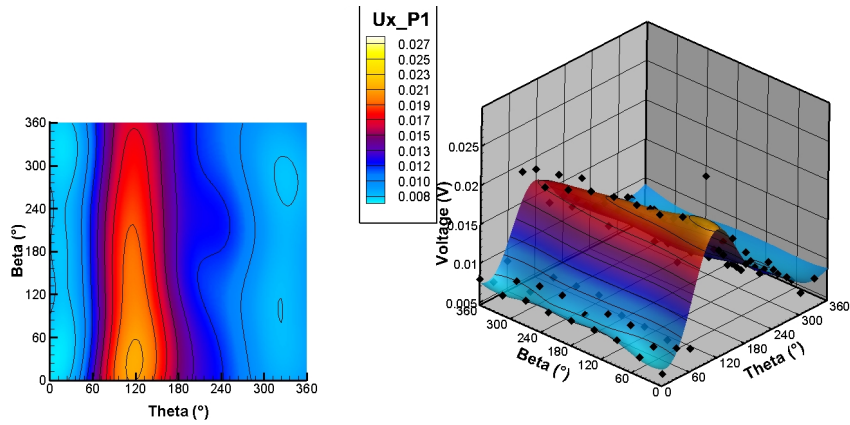


FIGURE 4.22 – Interpolation de la tension  $U_{X_{P1}}$

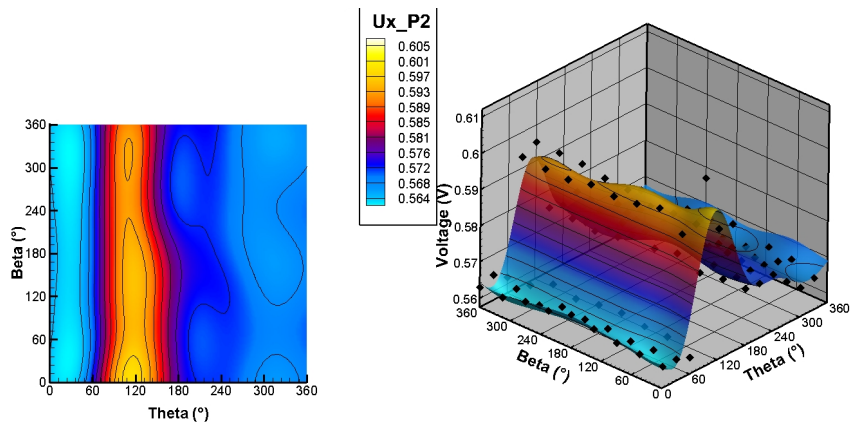


FIGURE 4.23 – Interpolation de la tension  $U_{X_{P2}}$

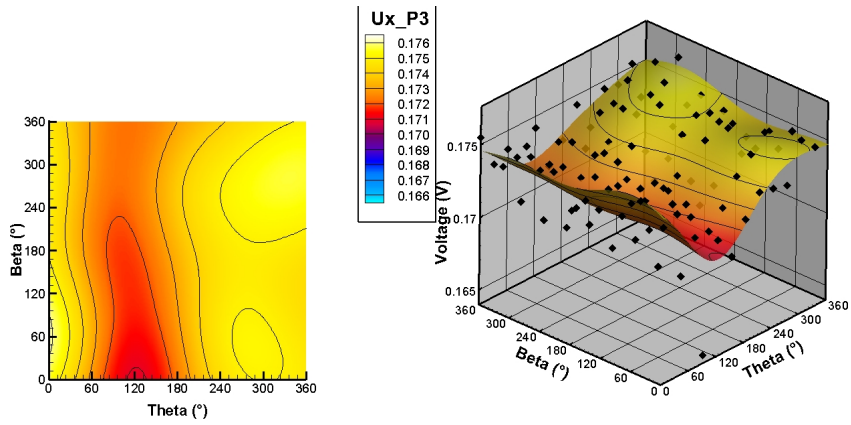


FIGURE 4.24 – Interpolation de la tension  $U_{X_{P3}}$

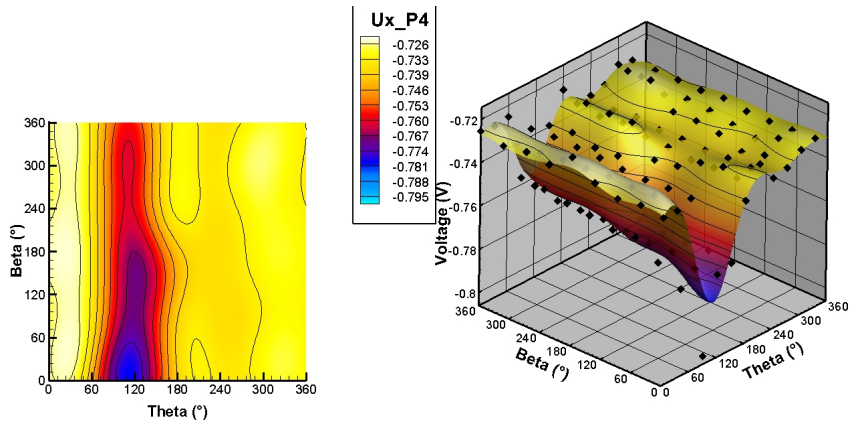


FIGURE 4.25 – Interpolation de la tension  $U_{X_{P4}}$

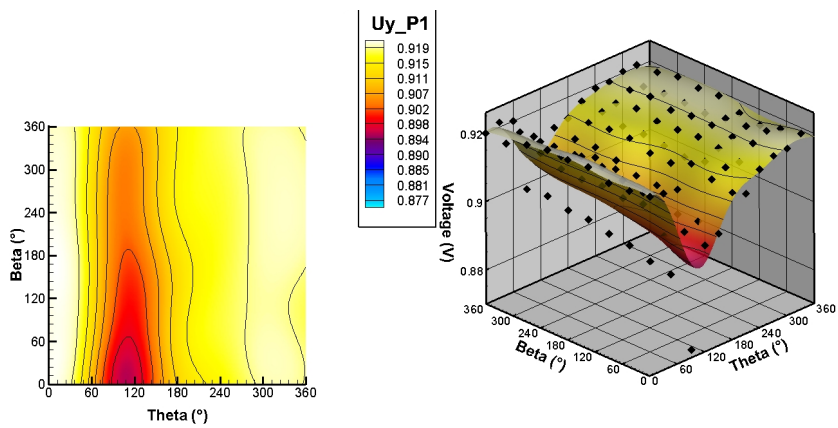


FIGURE 4.26 – Interpolation de la tension  $U_{Y_{P1}}$

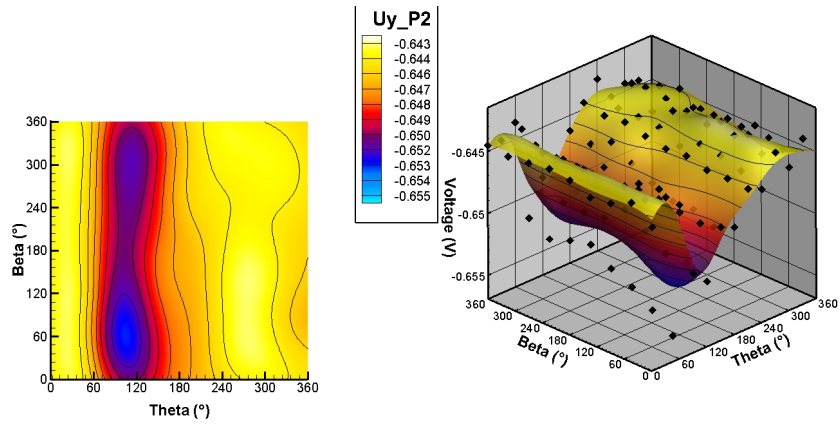


FIGURE 4.27 – Interpolation de la tension  $U_{Y_{P2}}$

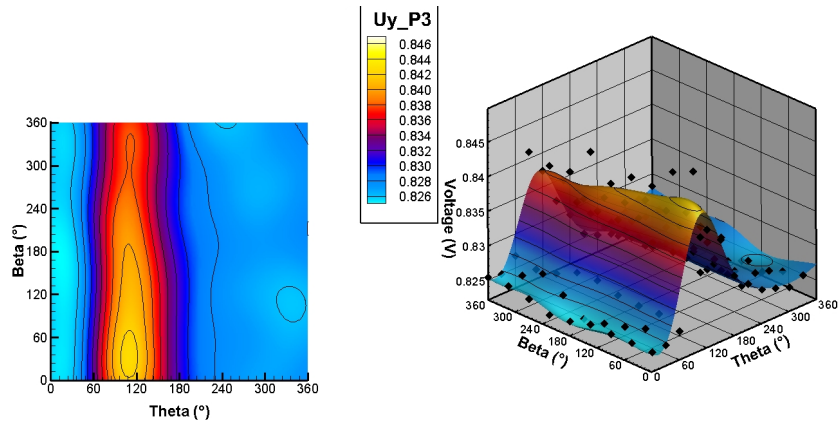


FIGURE 4.28 – Interpolation de la tension  $U_{Y_{P3}}$

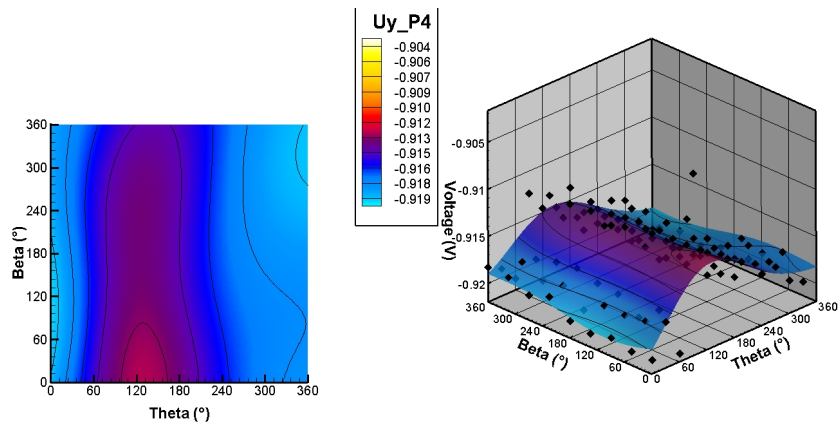


FIGURE 4.29 – Interpolation de la tension  $U_{Y_{P4}}$



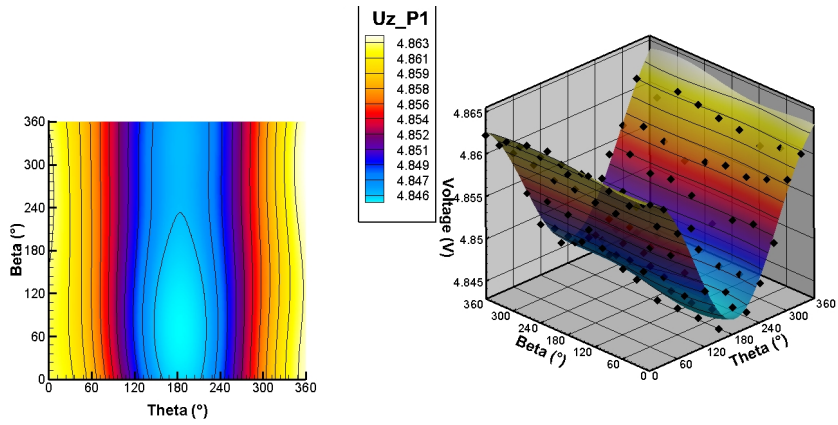


FIGURE 4.30 – Interpolation de la tension  $U_{ZP1}$

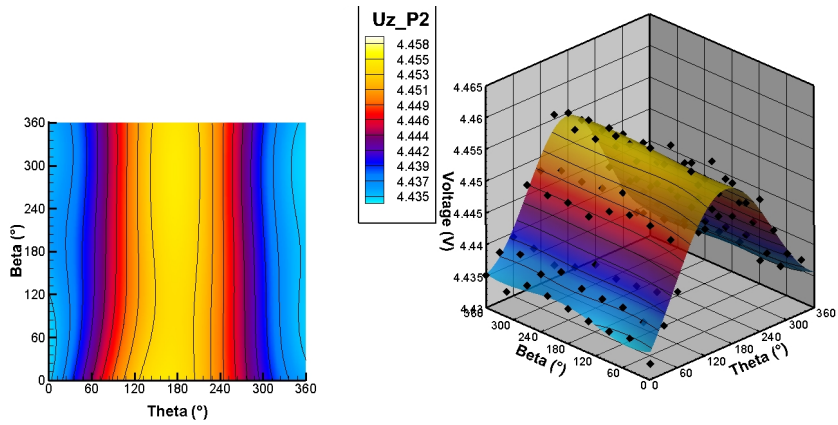


FIGURE 4.31 – Interpolation de la tension  $U_{ZP2}$

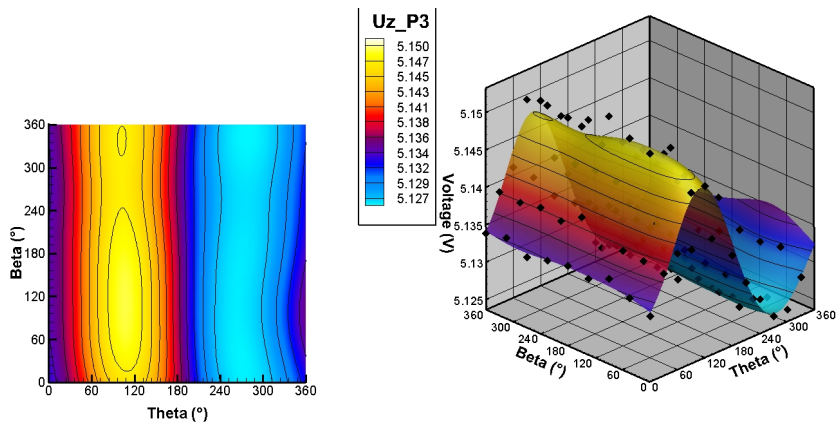


FIGURE 4.32 – Interpolation de la tension  $U_{ZP3}$

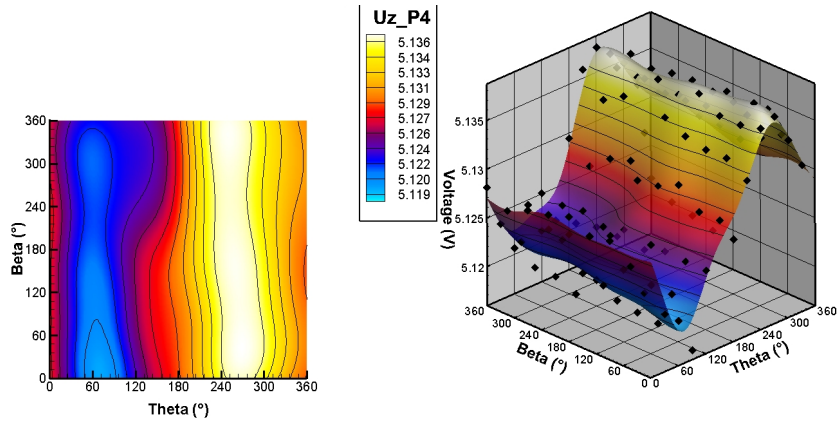


FIGURE 4.33 – Interpolation de la tension  $U_{Z_{P4}}$

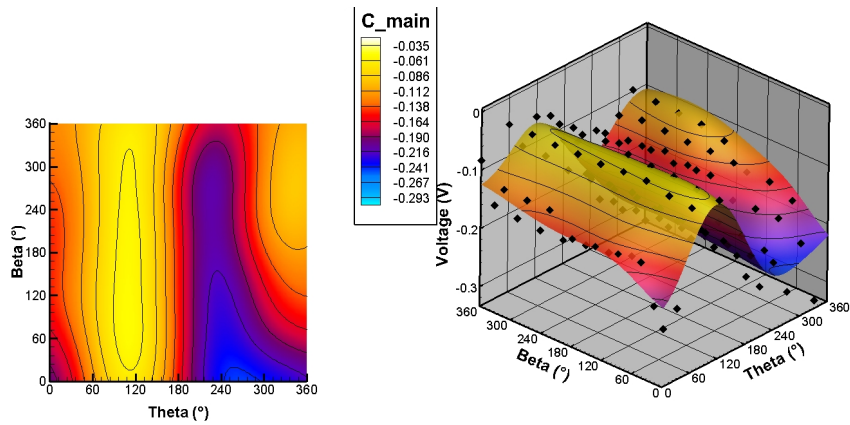


FIGURE 4.34 – Interpolation de la tension  $C_{main}$

# ANNEXE 3 : CALIBRAGE DES CAPTEURS

---

Cette annexe permet de détailler les procédures de calibrage des capteurs de la plateforme SHIVA.

## Étalonnage du Couplemètre

Le montage de calibrage du couple, illustré sur la Figure 4.36, consiste à exercer un couple sur l'axe principal en tirant sur un des bras de la partie triangulaire à l'aide d'un palan multi-brins. Le moteur principal est alimenté avec une consigne de vitesse nulle pour garantir l'encastrement côté arbre moteur du couplemètre. Un capteur de force en S situé entre le palan et le bras mesure l'effort appliqué sur le bras et permet d'en déduire le couple rapporté au centre de la plateforme. Le palan est fixé sur l'un des IPN du support de la plateforme. L'ensemble du montage est suspendu par des cordes pour éliminer l'action du poids sur la mesure d'effort et afin d'avoir une direction de tire la plus droite possible. La Figure 4.35 donne le résultat du calibrage pour un chargement du couplemètre en effort. Sept points de mesure en montée de l'effort et cinq points en descente ont été enregistrés. Chaque mesure est enregistrée sur 300 secondes. L'axe des abscisse donne la tension de sortie  $U$  (en V) du couplemètre tandis que l'axe des ordonnées donne le couple (en Nm) appliqué sur le couplemètre (calculé à partir du capteur d'effort, et en tenant compte du rapport de réduction 1/50ème). Le couple appliqué a été limité à 8 Nm car au-delà le couple nominal du moteur principal ( $C_{nom}=7.7$  Nm) ne permet plus de maintenir la position pour une mesure statique. Enfin, une régression linéaire sur les mesures permet de déterminer la droite d'étalonnage qui permet de relier la tension de sortie du couplemètre avec le couple appliqué. Cette droite d'étalonnage est ensuite saisie dans le logiciel d'acquisition de la plateforme pour les mesures en bassin.

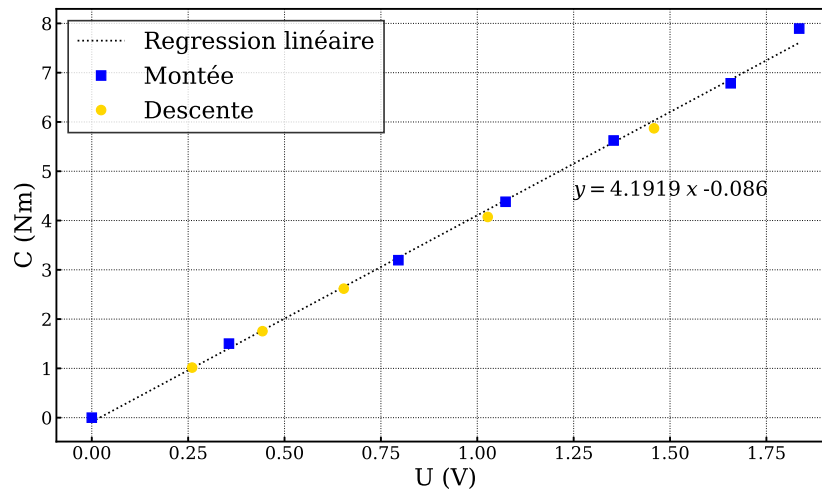


FIGURE 4.35 – Courbe d'étalonnage du couplemètre sur l'axe principal obtenue par une procédure de calibrage.



FIGURE 4.36 – A gauche, installation du couplemètre (en bleu clair) entre le moteur principal et le réducteur. A droite, montage du système d'étalonnage du couplemètre avec un palan multi-brins repris sur le support fixe associé à un capteur d'effort appliquant une tension sur un des bras du support triangulaire.

---

	$F_{N_b}$	$F_{T_b}$	$MF_{N_b}$	$MF_{T_b}$	$C_b$
Écart de non-linéarité (% de l'EM)	$\pm 0.02$	$\pm 0.04$	$\pm 0.05$	$\pm 0.05$	$\pm 0.07$
Sensibilité ramenée à l'EM (V)	8.988	8.872	9.092	8.975	8.979

TABLE 4.4 – Écarts de non-linéarité et sensibilités déterminés après l'étalonnage de la balance embarquée

## Étalonnage de la balance embarquée

Le constructeur Sixaxes fournit une matrice d'étalonnage déterminée par un montage simple où la balance est encastrée d'un côté sur un banc d'essai et sollicitée par un effort ponctuel de l'autre côté. Après cet étalonnage du constructeur, les sensibilités et écarts de linéarité pour chaque voie de la balance embarquée, résumés dans la table 4.4, sont donnés par Sixaxes.

Or sur la plateforme SHIVA, l'application des efforts hydrodynamiques est réalisée sur le long de la pale située sous la balance. L'encastrement n'est pas réaliste car la balance est montée sur un bras tournant avec un porte-à-faux par rapport au centre de la plateforme qui est maintenu sur le châssis fixe. Une étape de calibrage 'maison' est donc réalisée pour déterminer la matrice de passage tensions/efforts la plus représentative de la sollicitation de la balance embarquée sur la plateforme SHIVA. Comme le montre la Figure 4.37, cette étape de calibrage consiste à bloquer la pale sur différentes positions angulaires et à appliquer un effort de traction constant sur la pale. Cet effort, mesuré par un capteur de précision (capteur de force en S), est appliqué par un système de tire de type vis/écrou boulonné sur le support fixe de la plateforme. Un ensemble rigide composé d'une tige filetée et de cavaliers de fixation viennent appliquer l'effort sur une galette encastrée sur la pale (voir Figure 4.37). Cette galette est percée de plusieurs positions pour faire varier les positions angulaires de la balance. Pour chaque position angulaire, plusieurs montées/descentes en effort sur cinq à six points (jusqu'à atteindre la limite de l'étendue de mesure) sont réalisées afin d'avoir une matrice d'étalonnage la plus précise possible. Les mesures sont aussi réalisées sur deux niveaux de hauteur du point d'application de tire pour solliciter la pale à deux endroits distincts. Le couple sur la pale est également étalonné en décalant le point d'application de l'effort sur la galette pour décaler la direction de tire par rapport au centre de la pale (la direction de tire est normalement alignée sur le centre de rotation de la pale).

Ces mesures d'étalonnage permettent de déterminer l'erreur de mesure pour chaque

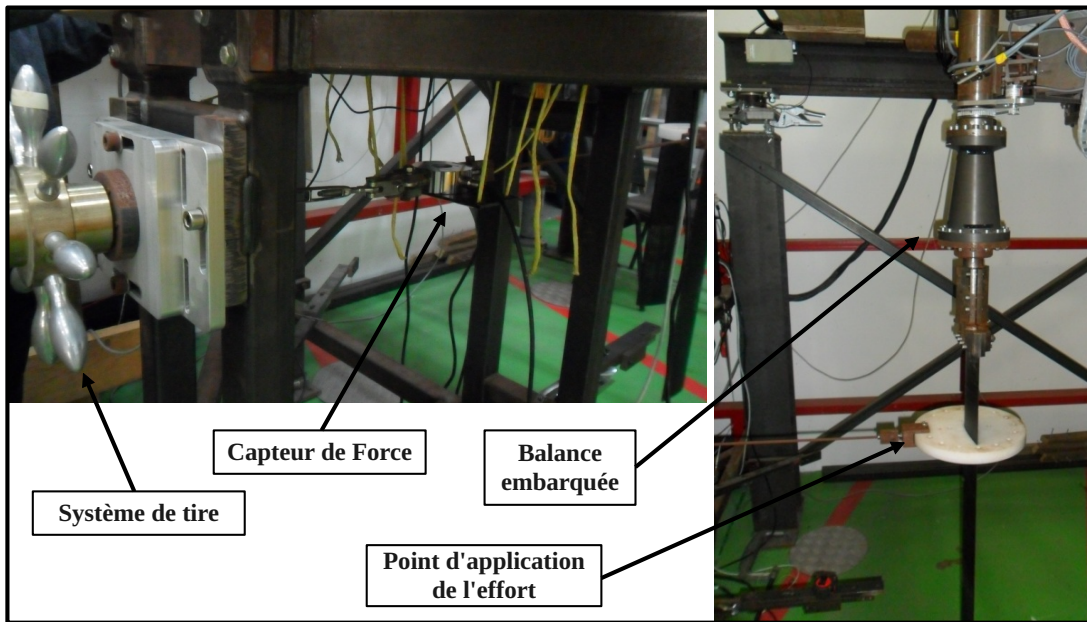


FIGURE 4.37 – Photos du montage de calibrage de la balance embarquée sur la plateforme SHIVA.

	$F_{N_b}$	$F_{T_b}$	$MF_{N_b}$	$MF_{T_b}$	$C_b$
Erreur (%)	0.513	5.39	0.656	3.57	2.08
Erreur (N ou Nm)	4.59	10.78	4.48	5.35	1.24

TABLE 4.5 – Correspondance des erreurs de mesure pour chaque voie de la balance embarquée.

voie de la balance en comparant pour chaque essai de tire la valeur de l'effort appliqué (mesuré par le capteur de précision) et la valeur de l'effort recalculé après passage dans la matrice d'étalonnage.

Les Figures 4.38, 4.39 et 4.40 présentent ces erreurs de mesure qui sont exprimées en % de l'étendue de mesure de chaque voie. Ces résultats révèlent des erreurs de moins de 5% de l'étendue de mesure, l'erreur la plus grande étant relevée sur la voie  $F_{T_b}$  qui est celle qui a l'étendue de mesure la plus fine (200 N). Les valeurs dimensionnelles sont résumées dans le Tableau 4.5.

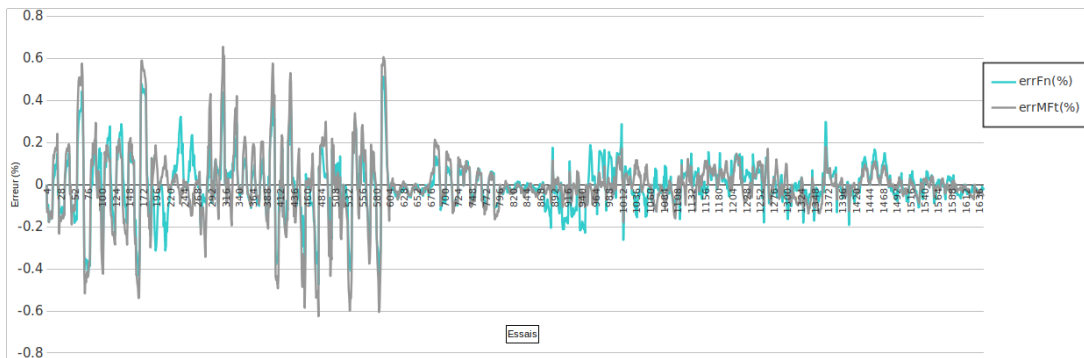


FIGURE 4.38 – Résultats des erreurs de mesures en fonction de chaque essais de tire pour les voies  $F_{N_b}$  et  $MF_{N_b}$ .

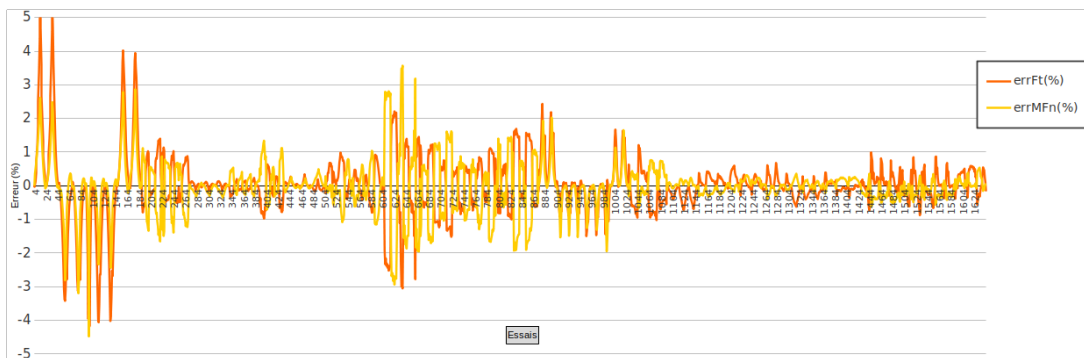


FIGURE 4.39 – Résultats des erreurs de mesures en fonction de chaque essais de tire pour les voies  $F_{T_b}$  et  $MF_{T_b}$ .

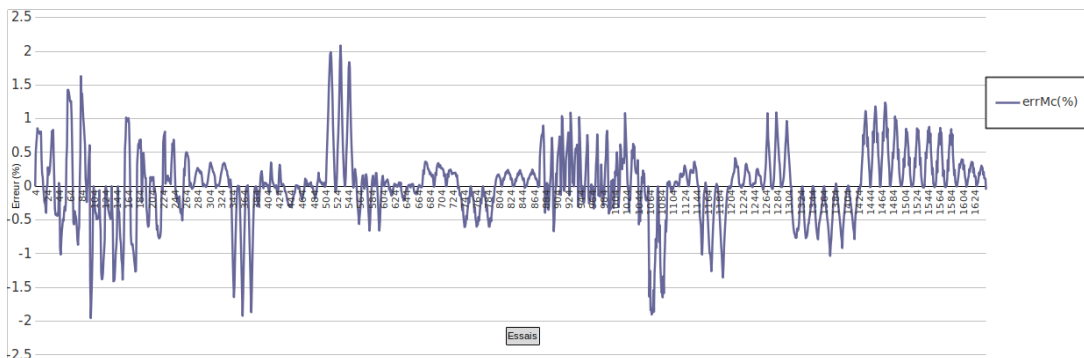


FIGURE 4.40 – Résultats des erreurs de mesures en fonction de chaque essais de tire pour la voie  $C_b$ .

---

## Étalonnage des capteurs pieds

Les capteurs pieds sont étalonnés individuellement par le constructeur Sixaxes sur un banc d'étalonnage. Chaque capteur est sollicité suivant les directions principales  $F_X$ ,  $F_Y$  et  $F_Z$ . Les tensions des ponts de jauges sont notées  $U_X$  pour déterminer les sensibilités et écarts de non-linéarité ainsi que les matrices de passage tension/effort. Les écarts et sensibilités sont donnés dans les tableaux 4.6, 4.7, 4.8 et 4.9.

	$F_X$	$F_Y$	$F_Z$
Écart de non-linéarité (% de l'EM)	0.04	0.08	0.04
Sensibilité ramenée à l'EM	9.488	9.512	9.491

TABLE 4.6 – Sensibilité et écart de non-linéarité pour le capteur pied 1

	$F_X$	$F_Y$	$F_Z$
Écart de non-linéarité (% de l'EM)	0.03	0.02	0.09
Sensibilité ramenée à l'EM	9.515	9.481	9.531

TABLE 4.7 – Sensibilité et écart de non-linéarité pour le capteur pied 2

	$F_X$	$F_Y$	$F_Z$
Écart de non-linéarité (% de l'EM)	0.05	0.03	0.08
Sensibilité ramenée à l'EM	9.613	9.518	9.468

TABLE 4.8 – Sensibilité et écart de non-linéarité pour le capteur pied 3

	$F_X$	$F_Y$	$F_Z$
Écart de non-linéarité (% de l'EM)	0.001	0.07	0.05
Sensibilité ramenée à l'EM	9.517	9.517	9.503

TABLE 4.9 – Sensibilité et écart de non-linéarité pour le capteur pied 4





# BIBLIOGRAPHIE

---

- ABBASZADEH, Shokoofeh et al. (2019), « Experimental investigation of an optimised pitch control for a vertical-axis turbine », in : *IET Renewable Power Generation* 13(16), p. 3106-3112.
- ABBOTT, Ira H et Albert E VON DOENHOFF (2012), *Theory of wing sections : including a summary of airfoil data*, Courier Corporation.
- ABDALRAHMAN, Gebreel et al. (2021), « Design and Implementation of an Intelligent Blade Pitch Control System and Stability Analysis for a Small Darrieus Vertical-Axis Wind Turbine », in : *Energies* 15(1), p. 235.
- BALAN, Horia et al. (2009), « A design method for EMI filters mitigating perturbations generated by a PWM converter », in : *2009 International Conference on Clean Electrical Power*, IEEE, p. 443-447.
- BARRETT, David, Mark GROSENBAUGH et Michael TRIANTAFYLLOU (1996), « The optimal control of a flexible hull robotic undersea vehicle propelled by an oscillating foil », in : *Proceedings of Symposium on Autonomous Underwater Vehicle Technology*, IEEE, p. 1-9.
- BARRETT, David Scott (1994), « The design of a flexible hull undersea vehicle propelled by an oscillating foil », thèse de doct., Massachusetts Institute of Technology.
- BARRETT, DS et al. (1999), « Drag reduction in fish-like locomotion », in : *Journal of Fluid Mechanics* 392, p. 183-212.
- BARTELS, Jens-Erk et Dirk JÜRGENS (2006), « The voith schneider propeller : current applications and new developments », in : *Voith Turbo Marine GmbH & Company KG, Alexanderstr 18*, p. 89522.
- BEN RAMDANE, S et al. (2005), « Etude de l'écoulement sur un hydrofoil en mouvements forcés : Application à la propulsion cycloïdale », in : *10e Journées de l'Hydrodynamique*, JH2005.
- BOS, Frank Martijn (2010), « Numerical simulations of flapping foil and wing aerodynamics », thèse de doct., Technical University of Delft, Netherlands.

- 
- BOSE, Neil et Peter SK LAI (1989), « Experimental performance of a trochoidal propeller with high-aspect-ratio blades », in : *Marine Technology and SNAME News* 26(03), p. 192-201.
- CABANES, Pierre (2011), « Le Mécanisme d'Anticythère, les NAA de Dodone et le calendrier épirote », in : *Tekmeria* 10, p. 249-260.
- CONSUL, Claudio A, Richard H J WILLDEN et Simon C MCINTOSH (2013), « Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine », in : *Philosophical Transactions of the Royal Society A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 371(1985), p. 20120299.
- DAMAY, Thomas, Frédéric HAUVILLE et Jacques-andré ASTOLFI (mars 2022), *Cycloidal dynamic propulsion or positioning system for a ship*, US Patent App. 17/414,894.
- DELAFIN, Pierre-Luc (2014), « Analyse de l'écoulement transitionnel sur un hydrofoil : application aux hydroliennes à axe transverse avec contrôle actif de l'angle de calage », thèse de doct., Brest.
- DELAFIN, Pierre Luc, François DENISET et Jacques André ASTOLFI (2014), « Effect of the laminar separation bubble induced transition on the hydrodynamic performance of a hydrofoil », in : *European Journal of Mechanics-B/Fluids* 46, p. 190-200.
- DELAIRE, Emmanuel (2019), « Modélisation et développement d'un propulseur à axe transverse expérimental », mém. de mast., Boulevard des Aiguillettes - 54506 Vandoeuvre-les-Nancy : Université de Lorraine.
- DELEPINE, Marc (2013), « Performance of thunniform propulsion : a high bio-fidelity experimental study », thèse de doct., University of British Columbia.
- DESAI, Manavendra et al. (2020), « Augmenting Maneuverability of UUVs with Cycloidal Propellers », in : *33rd Symposium on Naval Hydrodynamics*.
- DESAI, Manavendra et al. (2022), « A control scheme for 360° thrust vectoring of cycloidal propellers with forward speed », in : *Ocean Engineering* 249, p. 110833.
- DIRIEH, Nasteho Djama et al. (2020), « Les effets de blocage dans les disques d'action représentant des hydroliennes », in : *17e Journées de l'Hydrodynamique*, JH2020.
- DUCOIN, Antoine (2008), « Etude expérimentale et numérique du chargement hydrodynamique des corps portants en régime transitoire avec prise en compte du couplage fluide structure », thèse de doct., Nantes.
- DUCOIN, Antoine, Jacques André ASTOLFI et Jean-François SIGRIST (2012), « An experimental analysis of fluid structure interaction on a flexible hydrofoil in various flow regimes including cavitating flow », in : *European Journal of Mechanics-B/Fluids* 36, p. 63-74.

- 
- EPPS, BP et RW KIMBALL (2013), « OpenProp v3 : Open-source software for the design and analysis of marine propellers and horizontal-axis turbines », in : *URL : <http://engineering.dar>*
- ESMAILIAN, Ehsan, Hassan GHASSEMI et Seyyed Abbas HEIDARI (2014), « Numerical investigation of the performance of voith schneider propulsion », in : *American Journal of Marine Science* 2(3), p. 58-62.
- FASSE, Guillaume et al. (2019), « Numerical study of a sinusoidal transverse propeller », in : *IOP Conference Series : Earth and Environmental Science*, t. 240, 5, IOP Publishing, p. 052007.
- FASSE, Guillaume et al. (2022), « An experimental blade-controlled platform for the design of smart cross-flow propeller », in : *Ocean Engineering* 250, p. 110921.
- FICKEN, Norman L et Mary C DICKERSON (1969), *Experimental performance and steering characteristics of Cycloidal Propellers*, t. 2983, Department of the Navy, Naval Ship Research et Development Center.
- GAURIER, Benoit et al. (2018), *Wave and current flume tank of IFREMER at Boulogne-sur-mer. Description of the facility and its equipment*, rapp. tech.
- GAURIER, Benoit et al. (2020), « Three tidal turbines in interaction : An experimental study of turbulence intensity effects on wakes and turbine performance », in : *Renewable Energy* 148, p. 1150-1164.
- GODOY-DIANA, Ramiro, Jean-Luc AIDER et José Eduardo WESFREID (2008), « Transitions in the wake of a flapping foil », in : *Physical Review E* 77(1), p. 016308.
- GORGUET, Nicolas (2021), *Etude numérique d'un propulseur à axe vertical*, rapp. tech.
- GUILLOD, Thomas (2008), « Interpolations, courbes de Bézier et B-splines », in : *Bulletin de la Société des enseignants Neuchâtelois de Sciences* 34.
- HALDER, Atanu, Carolyn WALTHER et Moble BENEDICT (2017), « Unsteady hydrodynamic modeling of a cycloidal propeller », in : *Fifth International Symposium on Marine Propulsion Smp*, t. 17.
- HALDER, Atanu, Carolyn WALTHER et Moble BENEDICT (2018), « Hydrodynamic modeling and experimental validation of a cycloidal propeller », in : *Ocean Engineering* 154, p. 94-105.
- HAUVILLE, Frédéric et al. (2018), « Optimisation de la loi de calage d'un propulseur cycloïdal », in : *16e Journées de l'Hydrodynamique*, JH2018.
- HRASKO, Martin et al. (2008), « A comparison of position control structures for ironless linear synchronous motor », in : *2008 13th International Power Electronics and Motion Control Conference*, IEEE, p. 2538-2542.

- 
- HU, Jian, Tao LI et Chunyu GUO (2020), « Two-dimensional simulation of the hydrodynamic performance of a cycloidal propeller », in : *Ocean Engineering* 217, p. 107819.
- IKHENNICHEU, Maria et al. (2019), « Experimental study of coherent flow structures past a wall-mounted square cylinder », in : *Ocean Engineering* 182, p. 137-146.
- JÜRGENS, Dirk et Hans-Jürgen HEINKE (2009), « Voith Schneider Propeller (VSP)-Investigations of the cavitation behaviour », in : *First International Symposium on Marine Propulsors (SMP 09), June*.
- KENDOUL, Farid, Zhenyu YU et Kenzo NONAMI (2010), « Guidance and nonlinear control system for autonomous flight of minirotorcraft unmanned aerial vehicles », in : *Journal of Field Robotics* 27(3), p. 311-334.
- KIRSTEN, Kurt F.J. (oct. 1922), *Propeller*, US Patent 1432700A.
- KOTB, MA et al. (2014), « Cycoidal propeller performance prediction using 2D-vortex wake », in : *International Marine and Offshore Engineering Conference*.
- LABASSE, Jérémie (2022), « Simulation numérique d'interaction fluide structure : Application à la propulsion », thèse de doct., Aix-Marseille Université.
- LABASSE, Jérémie, Uwe EHRENSTEIN et Philippe MELIGA (2020), « Numerical exploration of the pitching plate parameter space with application to thrust scaling », in : *Applied Ocean Research* 101, p. 102278.
- LABASSE, Jérémie et al. (2022), « Thrust scaling for a large-amplitude heaving and pitching foil with application to cycloidal propulsion », in : *Ocean Engineering* Peer Reviewed process.
- LE LANN, Christophe (2007), « Le PID utilisé en régulation de position et/ou de vitesse de moteurs électriques », in : *Projet de fin d'étude*.
- LIAN, Yongsheng et Wei SHYY (2007), « Laminar-turbulent transition of a low Reynolds number rigid or flexible airfoil », in : *AIAA journal* 45(7), p. 1501-1513.
- LIEPMANN, HW et DM NOSENCHUCK (1982), « Active control of laminar-turbulent transition », in : *Journal of Fluid Mechanics* 118, p. 201-204.
- LIPP, Robert Edmond (oct. 1998), *Propulseur d'étrave ou de poupe de navire par pales effectuant un mouvement de godille dans un tunnel*, French Patent FR2784348A1.
- MARAIS, Catherine (2011), « Dynamique tourbillonnaire dans le sillage d'un aileron oscillant : Propulsion par ailes battantes biomimétiques », thèse de doct., Paris 7.
- MATHERON, Georges (1963), « Principles of geostatistics », in : *Economic geology* 58(8), p. 1246-1266.

- 
- McKAY, Michael D, Richard J BECKMAN et William J CONOVER (2000), « A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code », in : *Technometrics* 42(1), p. 55-61.
- MENDENHALL, Michael R et Selden B SPANGLER (1970), *Theoretical study of ducted fan performance*, rapp. tech., NASA.
- MENDENHALL, Michael R et Selden B SPANGLER (1978), « Calculation of the longitudinal aerodynamic characteristics of upper-surface-blown wing-flap configurations », in : *17th Aerospace Sciences Meeting*, p. 120.
- MOHAMMED ARAB, Fatiha (2020), « Contrôle actif par pression interne des performances hydrodynamiques et de l'apparition de la cavitation d'un hydrofoil composite déformable en composite », thèse de doct., Brest.
- NAKONECHNY, Basil V (1974), *Design of a 9-inch cycloidal propeller model unit and some experimental results*, rapp. tech.
- NANDY, Subhashis, Vishwanath NAGARAJAN et Om Prakash SHA (2018), « On the heuristic based electronic control of marine cycloidal propeller », in : *Applied Ocean Research* 78, p. 134-155.
- NGUYEN, Van Thinh et al. (2019), « Effects of the current direction on the energy production of a tidal farm : the case of Raz Blanchard (France) », in : *Energies* 12(13), p. 2478.
- ŌTOMO, Shūji et al. (2021), « Unsteady lift on a high-amplitude pitching aerofoil », in : *62(1)*, p. 1-18.
- PAILLARD, Benoit (2011), « Simulation numérique et optimisation d'une hydrolienne à axe transverse avec contrôle actif de l'angle de calage », thèse de doct., Brest.
- PAILLARD, Benoît, Frédéric HAUVILLE et Jacques André ASTOLFI (2013), « Simulating variable pitch crossflow water turbines : A coupled unsteady ONERA-EDLIN model and streamtube model », in : *Renewable Energy* 52, p. 209-217.
- PARASCHIVOIU, Ion (1981), « Double-multiple streamtube model for Darrieus in turbines », in : *NASA Technical Reports Server*.
- PICHON, Thierry (1999), « Etude des performances d'un propulseur cycloïdal à axe vertical : le rotor Lipp », thèse de doct., CNAM.
- RASMUSSEN, C. E. et C. K. I. WILLIAMS (2006), *Gaussian Processes for Machine Learning*, MIT Press.

- 
- RENAUD, Paul, Matthieu SACHER et Yves-Marie SCOLAN (2022), « Multi-objective hull form optimization of a SWATH configuration using surrogate models », in : *Ocean Engineering* 256, p. 111209.
- RIIJARVI, Tommi et JL MUN (1994), « Experimental performance and comparison of performance prediction methods for a trochoidal propeller model », in : *International Shipbuilding Progress* 13(148), p. 113.
- ROC, Thomas, Daniel C CONLEY et Deborah GREAVES (2013), « Methodology for tidal turbine representation in ocean circulation model », in : *Renewable Energy* 51, p. 448-464.
- ROESLER, Bernard T, Manure FRANCISQUEZ et Brenden P EPPS (2014), « Design and analysis of trochoidal propulsors using nonlinear programming optimization techniques », in : *ASME 2014 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- ROESLER, Bernard T et al. (2016), « Experimental performance of a novel trochoidal propeller », in : *Journal of Ship Research* 60(1), p. 48-60.
- SACHER, Matthieu (2018), « Méthodes avancées d'optimisation par méta-modèles – Application à la performance des voiliers de compétition », thèse de doct., Paris, ENSAM.
- SACHER, Matthieu et al. (2017), « Efficient optimization procedure in non-linear fluid-structure interaction problem : Application to mainsail trimming in upwind conditions », in : *Journal of Fluids and Structures* 69, p. 209-231.
- SACHER, Matthieu et al. (2018), « A classification approach to efficient global optimization in presence of non-computable domains », in : *Structural and Multidisciplinary Optimization* 58(4), p. 1537-1557.
- SACHER, Matthieu et al. (2021), « A non-nested infilling strategy for multifidelity based efficient global optimization », in : *International Journal for Uncertainty Quantification* 11(1).
- SACHSE, H (1926), *Kirsten-boeing propeller*, rapp. tech.
- SHELDAHL, Robert E et Paul C KLIMAS (1981), *Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines*, rapp. tech., Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA).
- STRICKLAND, James H (1975), *Darrieus turbine : a performance prediction model using multiple streamtubes*, rapp. tech., Sandia Labs., Albuquerque, N. Mex.(USA).

- 
- STRICKLAND, James H, BT WEBSTER et T NGUYEN (1979), « A vortex model of the Darrieus turbine : an analytical and experimental study », in : *Journal of Fluids Engineering*.
- VAN MANEN, Jan Dirk (1966), « Results of systematic tests with vertical axis propellers », in : *International Shipbuilding Progress* 13(148), p. 382-398.
- WHEATLEY, John B (1930), *Simplified aerodynamic analysis of the cyclogiro rotating wing system*, rapp. tech.
- ZHENG, Hongyu et al. (2020), « Multifidelity kinematic parameter optimization of a flapping airfoil », in : *Physical Review E* 101(1), p. 013107.







---

**Titre :** Développement d'une plateforme expérimentale simulant le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse à pales commandées

**Mot clés :** Plateforme expérimentale, Pales commandées, Optimisation par méta-modèles

**Résumé :** L'étude menée dans ces travaux de thèse porte sur le développement d'une plateforme expérimentale de grande dimension qui permet de simuler le fonctionnement d'un propulseur à axe transverse. Contrairement aux propulseurs cycloïdaux actuels utilisant un système d'entraînement des pales mécanique, la spécificité de cette plateforme est l'utilisation de servo-moteurs pour la rotation des pales, permettant de simuler n'importe quelle loi de mouvement de pale. La gestion électrique de l'entraînement des pales utilisée dans ces travaux a nécessité le développement d'un système de contrôle-commande des moteurs afin d'avoir un mouvement des pales fiable et maîtrisé. L'autre particularité de la plateforme

réside dans ses dimensions qui permettent l'installation d'une instrumentation variée : mesure locale de l'effort hydrodynamique sur une pale, capteurs d'efforts globaux sur le châssis, couplemètre sur l'arbre principal, capteurs de position angulaire sur chaque pale. Ces deux particularités permettent de développer des procédures d'optimisation expérimentales des lois de contrôle des pales afin de dépasser les performances des systèmes existants. En utilisant un processus d'optimisation par méta-modèles sur deux objectifs de performances (poussée et rendement), les mesures des lois optimisées montrent des résultats remarquables avec des gains de 10 à 20 % sur le rendement et la poussée du propulseur.

---

**Title:** Development of an experimental platform simulating a blade-controlled cross-flow propeller behaviour

**Keywords:** Experimental platform, Blade control, Meta-models optimisation

**Abstract:** This work studies the development of a large experimental blade-controlled platform which simulate the behaviour of transverse axis propellers. Unlike the existing cycloidal propellers which use a mechanical blade control system, this platform uses servo-motors to handle the blades' rotations that allows the investigation of any blade pitch movement. The development of the blade control is detailed and leads to an accurate pitch tracking. The second specificity of the platform lies on its wide instrumentation which allow exhaustive in water measurements. This instrumentation is

composed of an embedded load-cell on a blade, four load-cells on each corner of the platform, a torque sensor on the main shaft and angular sensors for each angle positions (the main axis and the auxiliary axis). These features permit the development of blade pitch motion optimisation using experimental measurements to surpass performances of existing propellers. Using a surrogate based optimisation method with gaussian process, two objectives are reached to simultaneously boost the thrust and the efficiency with gains in the range of 10% to 20%.