



HAL
open science

Modélisation Physique du Comportement du Navire par Mer de l'Arrière

Boris Horel

► **To cite this version:**

Boris Horel. Modélisation Physique du Comportement du Navire par Mer de l'Arrière. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2016. Français. ⟨NNT : ⟩. ⟨tel-01414719⟩

HAL Id: tel-01414719

<https://hal.science/tel-01414719v1>

Submitted on 12 Dec 2016

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.



HAL Authorization

Thèse de Doctorat

Boris HOREL

*Mémoire présenté en vue de l'obtention du
grade de Docteur de l'École Centrale de Nantes
sous le label de L'Université Nantes Angers Le Mans*

École doctorale : Sciences Pour l'Ingénieur, Géosciences, Architecture

Discipline : Mécanique des milieux fluides

Unité de recherche : Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique

Soutenue le 21 Janvier 2016

Modélisation Physique du Comportement du Navire par Mer de l'Arrière

JURY

Président :	Pierre FERRANT , Professeur des universités, Ecole Centrale de Nantes, LHEEA, Nantes
Rapporteurs :	Jean-Yves BILLARD , Professeur des universités, BCRM de Brest, Institut de recherche de l'École Navale Marc VANTORRE , Professeur, Ghent University, Belgique
Examineurs :	Jan-Otto de KAT , Ingénieur de recherche, American Bureau of Shipping, Copenhagen, Danemark Pierre-Emmanuel GUILLERM , Ingénieur de Recherche, Ecole Centrale de Nantes, LHEEA, Nantes
Invité(s) :	Pierre PERDON , Ingénieur de recherche, DGA Techniques hydrodynamiques, Val de Reuil
Directeur de Thèse :	Bertrand ALESSANDRINI , Docteur - HDR, Ecole Centrale de Nantes, LHEEA, Nantes

« *Difficulties are just things to overcome, after all.* »

Sir Ernest Henry Shackleton

REMERCIEMENTS

En débutant ce manuscrit de thèse, je souhaitais retranscrire le résultat d'un travail basé sur le partage de connaissances et de savoir-faire au travers duquel j'ai énormément appris.

Dans un premier temps, je tiens à remercier la Direction Générale de l'Armement et la région des Pays de la Loire pour avoir accepté de financer ma thèse.

Cette aventure a débuté il y a maintenant quatre ans, et je souhaite remercier mon directeur de thèse Bertrand Alessandrini, mon encadrant Pierre-Emmanuel Guillermin et mon co-encadrant Jean-Marc Rousset pour m'avoir offert l'opportunité de travailler sur un sujet expérimental où l'équilibre entre autonomie et encadrement fut moteur dans mes recherches.

Parce que je me souviendrai longtemps que le pire n'est jamais sûr et qu'on n'est pas à l'abri d'un coup de chance, parce que c'est au bassin que j'ai appris à faire mes premières épissures et parce que la confiance est une motivation, merci.

Je souhaite dire un grand merci à Anne, Elodie et Sonia grâce à qui les démarches administratives ont été transparentes et simples que ce soit pour un contrat, des congés, des commandes ou encore pour partir en conférence à l'autre bout du monde.

Un profond merci à Anne, Stéphane, Jean-Luc, Laurent et Sylvain pour leur accueil au sein du bassin, pour les heures sup' et parce que c'est grâce à leur investissement que les montages expérimentaux les plus fous voient le jour. Merci pour les bons conseils et les précieux coups de main. Je voudrais aussi remercier Adrien, Arnaud, Matthieu et Bruno pour leurs lumières en informatique, en instrumentation et en électronique.

Merci à Pierre F., Lionel, Guillaume O., Félicien, Guillaume D., David, Aurélien, Thomas, Alain, Christian, Yves, François, Virginie, Gabriel et tous les membres du LHEEA pour rendre agréable les journées de travail au sein du laboratoire, merci d'être disponible et de bons conseils. Merci aussi pour les bons moments passés en conférences, autour d'une tarte au citron meringuée, d'une bonne bière ou d'un barbecue.

Je souhaite aussi remercier tous les courageux qui débutent, continuent, finissent ou ont déjà terminé leur thèse, Romain, Lucas, Maria-Luisa, Baptiste, Pierre B., Daniel, Amélie, Xavier, Benjamin, Maité, Olivier Z., Vincent S., Brendan, Camille, Marie R., Marie C., Paul-Emile, Vincent A., Corentin, Laurent, Frances, Charles et Hélène pour leur bonne humeur et pour avoir rendu bien agréables les moments passés sur Nantes.

Parce qu'il n'y a pas d'âge pour se faire de bons copains, je tiens à remercier tout particulièrement Olivier G. dont les jolis coups de crayons et les bons tuyaux ont aiguisés dès le plus jeune âge ma curiosité et ma passion pour la mer.

Un grand merci à mon pote Benoît, qui vit ses rêves à fond et avec qui refaire le monde ou esquisser quelques croquis accompagnés d'un petit verre de rhum en écoutant de la bossa-nova envoutante est toujours un réel plaisir.

Merci aux copains du LCDA, pour leur sympathie et l'ivresse de passer des moments ensemble.

Je veux aussi remercier les P'tits Lus, pour les expériences musicales qui m'ont fait le plus grand bien.

Je souhaite remercier mes potes Thomas et Mario pour les matchs de tennis endiablés et les tranches de vie qu'on partage ensemble depuis la fac.

La Normandie a une grande place dans ma vie et c'est sûrement parce qu'on s'y est tous rencontré, merci à Peter, Caro, Charlo, Baptiste, Jérémy, Matthieu, Thibault, Fanny, William, Alexia et PO avec qui c'est toujours un plaisir de ramasser des pommes sous un crachin normand et de se réchauffer le cœur autour d'une petite collation faite de bons produits du terroir. Merci vraiment d'être là, pour tous les bons moments qu'on a déjà partagés et tous ceux qu'il nous reste à passer ensemble.

Je tiens également à remercier ma famille et à adresser un immense merci à mes parents Evelyne et Sylvain, et à mon frère Félix pour leur soutien sans faille, leur confiance et la relecture de ce manuscrit. Merci à vous trois d'être les précieux amers qui ont toujours guidé ma route.

Enfin, je souhaite du fond du cœur remercier Camille qui partage mon quotidien et qui dans les moments de doute parvient à me canaliser, à m'apaiser. Tu es ma plus grande source d'inspiration, par ton esprit critique et ta franchise tu parviens à éveiller des réflexions qui s'avèrent bien souvent constructives. Merci d'avoir supporté mes sauts d'humeur et pris sur toi les nombreuses fois où j'ai repoussé l'échéance de ma thèse. A présent que la rédaction de ce manuscrit touche à sa fin, il est certes difficile de prédire ce qui se cache derrière l'horizon, mais avec la passion qui nous anime, j'aime à penser que nous embarquerons pour de nouveaux voyages fait de découvertes et de rencontres.

TABLE DES MATIÈRES

TABLE DES FIGURES	xi
LISTE DES TABLEAUX	xix
INTRODUCTION GÉNÉRALE	xxi
NOMENCLATURE	xxv
ÉTAT DE L'ART	1
I. Manœuvrabilité	1
I.1 La giration	3
I.2 Le zigzag 10/10 et 20/20	4
I.3 La spirale directe	4
I.4 L'arrêt	5
II. Tenue à la mer	5
III. Stabilité	6
IV. Modes de navigation du navire	10
IV.1 Conditions normales de navigation	10
IV.2 Situations critiques	10
IV.3 Surf-riding	13
IV.4 Broaching	15
V. Critères à respecter	16
V.1 Critères de manœuvrabilité	16
V.1.1 La giration	17
V.1.2 Le zig-zag 10/10 et 20/20	18
V.1.3 L'arrêt	19
V.2 Critères de stabilité	20
VI. Critères et paramètres de stabilité sur houle	22
VII. Navires vulnérables	25
VIII. Modèle d'efforts et de comportement du navire	29
VIII.1 Généralités	30
VIII.2 Modèles de comportement dans la houle	31
IX. Essais expérimentaux	39
IX.1 Essais en modèle captif	39
IX.2 Essais en modèle libre	43

1^{ère} PARTIE : THÉORIE	49
I. Définition des repères	49
I.1 Manœuvrabilité	49
I.2 Tenue à la mer	50
II. Modélisation de la houle	51
III. Modèle mathématique	52
IV. Méthode de calcul de surface immergée instantanée	55
V. Résolution numérique	60
VI. Modélisation des efforts	61
VI.1 Efforts de la gravité	62
VI.2 Efforts hydrostatiques	62
VI.3 Efforts de Froude-Krylov	64
VI.4 Efforts d'amortissement	66
VI.4.1 Cas du roulis	66
VI.4.2 Efforts de radiation	69
VI.5 Efforts de propulsion	72
VI.6 Efforts de contrôle	74
VI.7 Efforts d'interactions hydrodynamiques	77
VI.7.1 Modèle mathématique en eau calme	77
VI.7.2 Modèle mathématique sur houle	80
VII. Identification des coefficients hydrodynamiques	82
VII.1 Essais stationnaires	83
VII.2 Essais harmoniques	86
VII.2.1 Embarquée pure	86
VII.2.2 Lacet pur	87
VII.3 Essais d'accélération en cavement	89
VIII. Extrapolation des résultats au réel	91
2^{ème} PARTIE : EXPÉRIMENTATION	95
I. Maquette	95
I.1 Contexte du choix du navire	95
I.2 Caractéristiques	96
I.3 Appendices de contrôle et propulsion	98
I.4 Inerties	101
I.5 Similitudes et effets d'échelle	101
II. Montages expérimentaux	102
II.1 Modèle semi-captif	102

II.1.1	<i>Articulations en roulis et en tangage</i>	103
II.1.2	<i>Préparation de la maquette</i>	103
II.1.3	<i>Réglage en inertie</i>	105
II.1.4	<i>Assemblage du montage expérimental</i>	106
II.1.5	<i>Synchronisation du chariot de traction avec la houle</i>	109
II.2	<i>Modèle libre</i>	110
II.2.1	<i>Équipement</i>	110
II.2.2	<i>Gestion des conditions initiales</i>	114
II.2.3	<i>Génération de la houle</i>	117
III.	<i>Calcul d'incertitudes</i>	122
III.1	<i>Incertitude du montage sur la position du centre de gravité</i>	122
III.2	<i>Incertitude du montage sur les inerties</i>	125
III.3	<i>Incertitude de mesure</i>	126
III.3.1	<i>Plateau balancier quadrifilaire</i>	126
III.3.2	<i>Etalonnage des instruments de mesure</i>	126
III.3.3	<i>Montage de mesure d'efforts sur la maquette</i>	128
IV.	<i>Programme d'essais</i>	132
IV.1	<i>Modèle semi-captif</i>	132
IV.2	<i>Modèle libre</i>	134
V.	<i>Procédure d'essais - Méthodologie</i>	135
V.1	<i>Modèle semi-captif</i>	135
V.2	<i>Modèle libre</i>	137
3^{ème}	<i>PARTIE : RÉSULTATS</i>	141
I.	<i>Résultats expérimentaux pour l'identification des coefficients hydrodynamiques du modèle mathématique</i>	141
I.1	<i>Résultats des essais en eau calme en modèle semi-captif</i>	142
I.1.1	<i>Résultats des essais stationnaires</i>	142
I.1.2	<i>Résultats des essais harmoniques</i>	146
I.1.2.a	<i>Essais d'embarquée pure</i>	147
I.1.2.b	<i>Essais de lacet pur</i>	149
I.2	<i>Résultats des essais sur houle en modèle semi-captif</i>	152
I.2.1	<i>Chargements hydrodynamiques sur l'hélice</i>	152
I.2.2	<i>Résultats des essais stationnaires sur houle</i>	153
I.2.2.a	<i>Essais de traction droite à pulsation de rencontre nulle</i>	154
I.2.2.b	<i>Essais de traction droite à pulsations de rencontre non nulles</i>	155

I.2.2.c	Essais de traction oblique pour un gisement χ de 4 degrés	156
I.2.2.d	Essais de traction oblique pour un gisement χ de 8 degrés	158
I.2.3	Résultats des essais harmoniques sur houle	160
I.2.3.a	Essais d'embarquée pure	160
I.2.3.b	Essais de lacet pur	163
I.3	Conclusion partielle	165
II.	Validation du modèle mathématique	166
II.1	Résultats théoriques et expérimentaux en eau calme	166
II.1.1	Essais d'extinction	166
II.1.1.a	Extinction en roulis	167
II.1.1.b	Extinction en tangage	167
II.1.1.c	Extinction d'un mouvement couplé de roulis et tangage	168
II.1.2	Validation des coefficients du modèle sur eau calme	169
II.1.3	Giration sur eau calme pour $F_n=0.27$	171
II.2	Résultats théoriques et expérimentaux sur houle	176
II.2.1	Répétitivité des essais sur houle	176
II.2.2	Poussée fluctuante sur l'hélice	177
II.2.3	Garde-cap sur houle	178
II.2.3.a	Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux	178
II.2.3.b	Extrapolation des résultats théoriques pour $F_n>0.3$	180
II.2.3.c	Synthèses des modes de navigation	183
II.2.4	Giration sur houle pour $F_n=0.25$	184
III.	Prédiction théorique des modes de navigation	191
IV.	Conclusion partielle	194
	CONCLUSION GÉNÉRALE	197
	RÉFÉRENCES	199
	ANNEXE 1. Algorithme principal du code de calcul MANINWAVES	207
	ANNEXE 2. Calcul, mesure et réglage d'inertie	209
A2.1	Théorie en roulis et tangage	209
A2.2	Théorie en lacet	211
A2.3	Réglage des inerties	212
A2.3.1	Inerties en roulis et tangage	212
A2.3.2	Inertie en lacet	214

TABLE DES FIGURES

Figure 1 -	Trajectoire du navire en giration	3
Figure 2 -	Signaux temporels du cap et de l'angle de gouverne lors d'une manœuvre de zig-zag 10/10	4
Figure 3 -	Trajectoire du navire lors d'une manœuvre d'arrêt	5
Figure 4 -	a) équilibre instable, b) équilibre stable	6
Figure 5 -	Paramètres de stabilité statique	7
Figure 6 -	Courbe GZ de stabilité statique	8
Figure 7 -	Position relative du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ	10
Figure 8 -	Gisements et modes de navigation correspondant (<i>source</i> : T. Perez)	11
Figure 9 -	Diagramme de phase du surging et du surf-riding (<i>source</i> : V. Belenky et al., 2008)	14
Figure 10 -	Différents types d'attracteurs (<i>source</i> : K.J. Spyrou, 1995)	14
Figure 11 -	Navire en situation de broaching (résultats obtenus par le code de calcul <i>MANINWAVES</i> développé au cours des présents travaux de thèse)	16
Figure 12 -	Limites de classement sur le diamètre tactique (<i>source</i> : ABS)	18
Figure 13 -	Montage expérimental (<i>source</i> : H. Hashimoto et al., 2004)	41
Figure 14 -	Montage expérimental (<i>source</i> : H. Hashimoto et al., 2010)	43
Figure 15 -	Plateforme de réglage des inerties (<i>source</i> : Rapport du comité de tenue à la mer, ITTC 1978)	44
Figure 16 -	Schéma de l'instrumentation embarquée à bord de la maquette (<i>source</i> : N.K. Im et V.L. Tran, 2012)	47
Figure 17 -	Définition des repères de manœuvrabilité	49
Figure 18 -	Définition des repères de tenue à la mer	50
Figure 19 -	Angle de lacet ψ , de tangage θ et de roulis φ	50
Figure 20 -	Maillage du navire au format <i>Stl</i>	55
Figure 21 -	Description d'une facette	56
Figure 22 -	Transformation triangle-triangle d'une facette	57
Figure 23 -	Transformation triangle-quadrangle d'une facette	58
Figure 24 -	Détails de la capture de surface immergée	60
Figure 25 -	Effet de la succion (a), effet du sillage (b)	72
Figure 26 -	Profil NACA0015	75
Figure 27 -	Coefficients (a) de portance C_L et (b) de traînée C_D pour $Re = 3.25 \times 10^6$	75
Figure 28 -	Diagramme de vitesse longitudinale de l'écoulement autour du safran (<i>source</i> : K. Kobe et al., 1981)	77

Figure 29 -	Coefficients hydrodynamiques en fonction de l'angle de roulis φ	79
Figure 30 -	Coefficients hydrodynamiques en fonction de l'angle de tangage θ	79
Figure 31 -	Comparaison des résultats expérimentaux avec le modèle dont les coefficients hydrodynamiques sont calculés par la méthode de régression polynomiale	85
Figure 32 -	Évolution temporelle de la vitesse du chariot de traction U_C pour des accélérations de 0.2 m/s ² , 0.4 m/s ² et 0.6 m/s ²	90
Figure 33 -	Évolution de l'effort X_{acc} en fonction de l'accélération	90
Figure 34 -	Flotte métropolitaine par type de pêche	95
Figure 35 -	Plan de forme de la maquette sans appendices	96
Figure 36 -	Courbe de stabilité transversale GZ de la maquette en eau calme calculée à l'aide du code de calcul <i>MANINWAVES</i>	98
Figure 37 -	Dégagements de l'hélice (source : <i>Smith, Lapp et Sedat, 1985</i>)	99
Figure 38 -	Agencement de l'hélice et du gouvernail sur la maquette	100
Figure 39 -	Position de la bande de rugosité et détails de la couche limite (CL)	101
Figure 40 -	Vue latérale du montage de la maquette sur un mécanisme PMM (en haut), système bielle-manivelle de génération du mouvement (en bas) (<i>source : ITTC 7.5-02-06-04</i>)	102
Figure 41 -	Articulation présentée en position bridée à gîte et assiette nulles	103
Figure 42 -	Pose des bandes de rugosité et perçage des tubes de jaumières et d'étambot	104
Figure 43 -	Ligne d'arbre de l'hélice équipée du couplemètre	104
Figure 44 -	Installation des deux articulations dans la maquette	105
Figure 45 -	Orienteur de gouvernail	105
Figure 46 -	Maquette équilibrée et réglée en inerties	106
Figure 47 -	Vue CAO du montage et transfert de l'hexapode sur le chariot de traction	107
Figure 48 -	Vue d'ensemble du montage expérimental	108
Figure 49 -	Angle de tangage θ , $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$	110
Figure 50 -	Organigramme des équipements	111
Figure 51 -	Disposition des cibles actives sur la maquette	112
Figure 52 -	Zones balayées par les caméras du système <i>Qualisys</i>	112
Figure 53 -	Équipement embarqué à bord de la maquette	113
Figure 54 -	Système de lancement de la maquette	114
Figure 55 -	Vitesse en lacet lors d'une manœuvre de giration	115
Figure 56 -	Vitesse en cavalement	116
Figure 57 -	Angle de roulis	116

Figure 58 -	Batteur tronqué sans rampe (<i>source : F. Bonnefoy, 2015</i>)	117
Figure 59 -	Forme de la rampe appliquée aux volets 30 à 40 du batteur	118
Figure 60 -	Champ de vagues avec rampe sur les volets 30 à 40 du batteur. a) $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$, b) $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.03$ (<i>source : F. Bonnefoy, 2015</i>)	119
Figure 61 -	Houle imposée sur un segment tronqué [30, 40] à 15 mètres du batteur. a) $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$, b) $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.03$ (<i>source : F. Bonnefoy, 2015</i>)	120
Figure 62 -	Zones d'évolution de la maquette	121
Figure 63 -	Montage de réglage et de mesure du centre de gravité et des inerties	122
Figure 64 -	Organigramme de propagation des erreurs expérimental d'un montage PMM (<i>source : ITTC 7.5-02-06-04</i>)	128
Figure 65 -	Effort en cavement F_x en fonction de la vitesse de traction U_c ($N = 12$ essais)	129
Figure 66 -	Maquette lors d'un essai de lacet pur, $\lambda/L_{pp} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	137
Figure 67 -	Maquette lors d'un essai de garde cap en modèle libre, $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.1$	139
Figure 68 -	Définition du cap, du gisement et de la dérive	141
Figure 69 -	Résistance à l'avancement X_{HD0}	142
Figure 70 -	Résistance à l'avancement X_{HD0} exprimée en fonction de l'angle de dérive β	143
Figure 71 -	Force en embardée Y_{HD0} exprimée en fonction de l'angle de dérive β	144
Figure 72 -	Moment de roulis K_{HD0} exprimé au centre de gravité de la maquette en fonction de l'angle de dérive β	144
Figure 73 -	Moment de lacet N_{HD0} exprimé au centre de gravité de la maquette en fonction de l'angle de dérive β	145
Figure 74 -	Efforts mesurés en dérive pure pour différents angles de dérive β et de gouverne δ	146
Figure 75 -	Évolution temporelle de la résistance X_{HD0}	147
Figure 76 -	Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD0}	148
Figure 77 -	Évolution temporelle du moment de roulis K_{HD0}	148
Figure 78 -	Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD0}	149
Figure 79 -	Évolution temporelle de la résistance X_{HD0}	150
Figure 80 -	Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD0}	150
Figure 81 -	Évolution temporelle du moment de roulis K_{HD0}	151
Figure 82 -	Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD0}	151

Figure 83 - Evolution de la poussée de l'hélice, $N=1100\text{tr/min}$, $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	153
Figure 84 - Résistance à l'avancement en conditions de surf-riding, $\chi = 0^\circ$	154
Figure 85 - Résistance à l'avancement X_{HD} pour différentes pulsations de rencontre, $\chi = 0^\circ$	155
Figure 86 - Résistance à l'avancement X_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 4^\circ$	156
Figure 87 - Force en embardée Y_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 4^\circ$	157
Figure 88 - Moment de lacet N_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 4^\circ$	157
Figure 89 - Résistance à l'avancement X_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 8^\circ$	158
Figure 90 - Force en embardée Y_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 8^\circ$	159
Figure 91 - Moment de lacet N_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 8^\circ$	159
Figure 92 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$...	160
Figure 93 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$	161
Figure 94 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$	161
Figure 95 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	162
Figure 96 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	162
Figure 97 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	163
Figure 98 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	164
Figure 99 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	164
Figure 100 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	165
Figure 101 - Essai d'extinction en roulis	167
Figure 102 - Essai d'extinction en tangage	168
Figure 103 - Essai d'extinction en roulis-tangage	169
Figure 104 - Trajectoires mesurées lors des essais de giration à 35 degrés d'angle de barre	170
Figure 105 - Évolution numérique du taux de giration L/R en fonction de l'angle de barre δ_R	170
Figure 106 - Trajectoire décrite par la maquette lors d'une manœuvre de giration	171
Figure 107 - Évolutions temporelles des vitesses en cavalement u et en embardée v ..	172
Figure 108 - Évolution temporelle de la vitesse de lacet r	173
Figure 109 - Évolution temporelle de l'angle de roulis φ	174

Figure 110 - Évolution temporelle de la portance L et de la trainée D sur le safran	174
Figure 111 - Évolution temporelle de la poussée T de l'hélice	175
Figure 112 - Trajectoires expérimentales en giration pour un nombre de Froude initial de 0.25, (a) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.03$, (b) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	176
Figure 113 - Trajectoires expérimentales en giration, (a) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.03$, (b) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	177
Figure 114 - Gisement moyen $\chi = -25^\circ$ (a) Vitesse de rotation de l'hélice N_p et poussée T pour $F_n = 0.25$, (b) Vitesse de rotation de l'hélice N_p et poussée T pour $F_n = 0.3$	178
Figure 115 - Évolution temporelle du gisement de la maquette pour $F_n = 0.25$	179
Figure 116 - Évolution temporelle du gisement de la maquette pour $F_n = 0.27$	179
Figure 117 - Évolution temporelle du gisement de la maquette pour $F_n = 0.3$	180
Figure 118 - Diagrammes de phase de la vitesse de lacet ψ' en fonction de la différence entre le gisement instantané χ et le gisement nominal χ_0 (a) $F_n = 0.25$, (b) $F_n = 0.3$, (c) $F_n = 0.35$, (d) $F_n = 0.45$	181
Figure 119 - Diagrammes de phase de la vitesse de cavement du navire par rapport au creux de la vague en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de la vague (a) $F_n = 0.25$, (b) $F_n = 0.3$, (c) $F_n = 0.35$, (d) $F_n = 0.45$	182
Figure 120 - Position du navire lors d'un surf-riding stable ($\lambda/L_{wl} = 1.25$, $H/\lambda = 0.05$ et $\xi_G/\lambda = 0.2$)	183
Figure 121 - Diagramme des modes de navigation pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	184
Figure 122 - Trajectoire décrite par la maquette lors d'une manœuvre de giration sur houle régulière pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$	185
Figure 123 - (a) Evolutions temporelles des vitesses en cavement u et en embardée v , (b) spectre de la vitesse en cavement u , (c) spectre de la vitesse en embardée v	186
Figure 124 - (a) Signal expérimental de la vitesse en lacet r , (b) signal théorique de la vitesse en lacet r , (c) spectres de la vitesse en lacet r	187
Figure 125 - (a) Signal expérimental de l'angle de roulis φ , (b) signal théorique de l'angle de roulis φ , (c) spectres de l'angle de roulis φ	188
Figure 126 - (a) Signaux expérimentaux de la portance L et de la trainée D sur le safran, (b) signaux théoriques, (c) spectre de la portance L , (d) spectre de la portance D	189
Figure 127 - (a) Signal expérimental de la poussée T , (b) signal théorique de la poussée T , (c) spectres de la poussée T	190

Figure 128 - Diagramme des modes de navigation pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.1$	191
Figure 129 - Diagramme de phase de la vitesse de lacet ψ' en fonction de la différence entre le gisement instantané χ et le gisement nominal χ_0	192
Figure 130 - Évolution du gisement en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ	193
Figure 131 - Diagramme de phase de la vitesse de cavement du navire par rapport au creux de la vague en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de la vague	193
Figure 132 - Évolution temporelle du moment de lacet lors d'une navigation en surging et lors de l'apparition du broaching	194
Figure A1 - Paramétrage de la théorie du pendule pesant composé	211
Figure A2 - Plateau de mesure et de réglage des inerties en roulis, tangage et lacet ..	212
Figure A3 - Plateau balancier en roulis (a) et tangage (b)	213
Figure A4 - Plateau quadrifilaire en lacet	214

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 - Comparatif des critères de manœuvrabilité OMI et ABS	17
Tableau 2 - Différents types de navires	25
Tableau 3 - Vérification des niveaux 1 et 2 du critère de surf-riding (SLF 53/INF.10) (<i>Source : W. Peters et al. (2011)</i>)	27
Tableau 4 - Vérification des niveaux 1 et 2 du critère de surf-riding (<i>Source : C. Wandji et P. Corrignan (2012)</i>)	28
Tableau 5 - Dérivées hydrodynamiques en eau calme	82
Tableau 6 - Dérivées hydrodynamiques par mer de l'arrière	83
Tableau 7 - Caractéristiques du navire	97
Tableau 8 - Valeurs des dégagements pour une hélice à n pales	100
Tableau 9 - Valeurs des incertitudes absolues	123
Tableau 10 - Incertitudes absolues des moyens de mesure	127
Tableau 11 - Expressions analytiques des coefficients de sensibilité pour $F_n=0.25$	131
Tableau 12 - Programme d'essais stationnaires sur eau calme en modèle semi-captif	133
Tableau 13 - Programme d'essais harmoniques sur eau calme en modèle semi-captif	133
Tableau 14 - Programme d'essais stationnaires sur houle en modèle semi-captif	134
Tableau 15 - Programme d'essais harmoniques sur houle en modèle semi-captif	134
Tableau 16 - Programme d'essais en modèle libre	135
Tableau 17 - Équivalence de vitesse entre la maquette et le navire	142
Tableau 18 - Valeurs dimensionnelles des coefficients hydrodynamiques en eau calme	152

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Assurer la sécurité des hommes en mer en évaluant la capacité des navires à résister au chavirement par mer forte est la motivation majeure de ce travail de thèse. Concrètement, les travaux menés au cours de cette thèse ont permis d'étudier la capacité d'une approche système et modèle de comportement associée à une approche expérimentale à évaluer les qualités manœuvrières, la stabilité de route ainsi que la stabilité transversale des navires naviguant par mer de l'arrière. Dans ce type de modélisation physique, les expérimentations sur modèle réduit permettent de mesurer les interactions entre le fluide et la carène du navire.

Les travaux réalisés se sont particulièrement focalisés sur la prédiction des phénomènes de surging où le navire est dépassé par la vague, de surf-riding où la pulsation de rencontre entre le navire et la vague est nulle et de broaching où le navire subit un changement brutale de sa cinématique en lacet du fait de la présence de la houle.

Les trois principaux objectifs de cette thèse sont de contribuer à la définition des modèles adaptés à l'étude de la stabilité de route par mer de l'arrière, de mettre en place une méthodologie expérimentale permettant de valider le modèle choisi et de contribuer à l'étude des critères et des paramètres influençant l'apparition du broaching.

Hormis pour des vagues très cambrées, le broaching apparaît suite à une phase de surf-riding du navire. L'étude des facteurs d'apparition du phénomène du broaching implique donc nécessairement une étude de prédiction du surf-riding.

Les récentes études sur les critères de stabilité intacte de deuxième génération en cours de définition par l'Organisation Maritime Internationale (OMI) ont montré que la quasi-totalité de la flotte mondiale (bateau de pêche, frégate, porte-conteneurs, ...) est vulnérable aux phénomènes de surf-riding et de broaching. Lors de navigations par mer de l'arrière, si les états de mer rencontrés correspondent à des conditions de navigations inadaptées, alors la stabilité statique initiale du navire peut s'avérer insuffisante et conduire au chavirement. Dans le but de mieux comprendre les phénomènes du surf-riding et du broaching sur les petits navires de service, un modèle mathématique à six degrés de liberté a été développé.

La première partie de ce manuscrit est consacrée à l'exposé des connaissances actuelles en matière de manœuvrabilité et de tenue à la mer des navires. Elle permet de définir les concepts et les aspects réglementaires qui serviront de références. Une part importante du chapitre est consacrée à la description des modèles théoriques et des moyens expérimentaux utilisés de par le monde pour prédire le comportement du navire dans la houle.

Une seconde partie est consacrée à la théorie utilisée au cours de ces travaux de thèse. Ainsi, sont entre autres présentés la décomposition des efforts en torseurs et la partie numérique du modèle mathématique utilisant la capture de surface immergée instantanée. Cette méthode qui a déjà fait l'objet d'une présentation en conférence internationale, consiste à remailler la surface de la carène proche de la surface libre afin de prendre en compte les non-linéarités du profil de la houle dans le calcul des efforts hydrostatiques et des efforts de Froude Krylov.

La troisième partie du manuscrit est consacrée à l'expérimentation. Pour les essais en modèle semi-captif, le montage expérimental innovant inspiré des mécanismes de mouvements plans PMM (Planar Motion Mechanism) est présenté. Ce montage permet d'imposer des mouvements dans le plan horizontal en conservant le pilonnement et l'assiette libres pour des essais sur houle très cambrée. Les programmes d'essais stationnaires et harmoniques sur eau calme et sur houle sont aussi présentés. Les campagnes d'essais ont permis de mesurer les efforts agissant sur la coque pour différentes pulsations de rencontre mais surtout à pulsation de rencontre nulle. La maquette était alors libre en pilonnement et en tangage. La principale difficulté résidait dans la synchronisation de la position relative du centre de gravité de la maquette avec le creux de la vague. Dans ce chapitre, les essais en modèle libre ayant servis à valider le modèle mathématique sont aussi présentés.

La dernière partie de ce manuscrit de thèse est consacrée à la présentation des résultats. L'analyse des mesures expérimentales a montré que les efforts hydrodynamiques agissant sur la carène se différencient des efforts en eau calme par leur dépendance à la pulsation de rencontre ω_e , aux paramètres de vague λ/L_{pp} et H/λ , au gisement du navire χ et à la position relative du navire par rapport au creux de vague ξ_G/λ . Un premier paragraphe présente les résultats expérimentaux obtenus lors des essais en modèle semi-captif et rend compte de la définition du modèle mathématique et de l'identification des coefficients hydrodynamiques. Le deuxième paragraphe présente quant à lui la validation du modèle mathématique à l'aide de comparaisons entre les résultats du modèle et les mesures réalisées lors d'essais en modèle libre pour des manœuvres de giration et de garde-cap sur eau calme et dans la houle.

Ce travail de thèse est un travail exploratoire dans le domaine de la modélisation physique du comportement du navire au sein du laboratoire d'accueil LHEEA. A l'issue de ces travaux, un outil de simulation, un modèle de comportement par mer de l'arrière, un montage d'essai, une méthodologie expérimentale ainsi qu'un programme d'essais permettant de calibrer le modèle ont été définis.

NOMENCLATURE

A_w :	Amplitude de la houle (m)
A_{WP} :	Aire de la surface de flottaison (m^2)
AD :	Avance lors de la manœuvre de giration (m)
C_b :	Coefficient de bloc du navire
C_φ :	Célérité de l'onde (m/s)
d :	Tirant d'eau (m)
D_p :	Diamètre de l'hélice (m)
F_n :	Nombre de Froude, $F_n = \frac{U}{\sqrt{gL_{pp}}}$
g :	Accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$)
H :	Hauteur de vague crête à creux (m), $H = 2A_w$
HR :	Avance parcourue lors de la manœuvre d'arrêt (m)
k :	Nombre d'onde
L_{pp} :	Longueur entre perpendiculaire (m)
m :	masse du navire (kg)
N_p :	Vitesse de rotation de l'hélice (Hz)
OG :	Distance verticale entre la ligne de flottaison et le centre de gravité du navire (m)
p :	Vitesse angulaire en roulis exprimée dans le repère lié au navire (rad/s)
q :	Vitesse angulaire en tangage exprimée dans le repère lié au navire (rad/s)
r :	Vitesse angulaire en lacet exprimée dans le repère lié au navire (rad/s)
Rt :	Indicateur de manœuvrabilité du navire
$Rt\alpha_{10}$:	Indicateur de classement de l'angle du premier dépassement lors d'une manœuvre de zig-zag 10/10
$Rt\alpha_{20}$:	Indicateur de classement de l'angle du premier dépassement lors d'une manœuvre de zig-zag 20/20
Rtd :	Indicateur de classement du diamètre tactique
Rts :	Indicateur de classement de la capacité à s'arrêter du navire
S_w :	Surface mouillée du navire (m^2)
TD :	Diamètre tactique (m)
TD_m :	Diamètre tactique moyen (m)
TR :	Distance parcourue lors de la manœuvre d'arrêt (m)
u :	Vitesse en cavement exprimée dans le repère lié au navire (m/s)
U :	Vitesse d'avance du navire (m/s)
Uc :	Vitesse du chariot de traction (m/s)
v :	Vitesse en embardée exprimée dans le repère lié au navire (m/s)

V :	Résultante de vitesse du navire (m/s)
V_{imm} :	Volume immergé de la carène (m^3)
V_p :	Vitesse des particules fluides (m/s)
w :	Vitesse en pilonnement exprimée dans le repère lié au navire (m/s)
$\alpha 10_1$:	Angle du premier dépassement pour la manœuvre de zig-zag 10/10 (deg)
$\alpha 10_2$:	Angle du second dépassement pour la manœuvre de zig-zag 10/10 (deg)
$\alpha 20_1$:	Angle du premier dépassement pour la manœuvre de zig-zag 20/20 (deg)
$\alpha 20_2$:	Angle du second dépassement pour la manœuvre de zig-zag 20/20 (deg)
β :	Angle de dérive (deg)
δ :	Angle du gouvernail (deg)
Δ :	Déplacement massique du navire (N)
η :	Elevation de surface libre (m)
λ :	Longueur d'onde de la houle (m)
ω :	Pulsation de l'onde (rad/s)
ω_e :	Pulsation de rencontre (rad/s), $\omega_e = 2\pi \frac{ U - c_\phi }{\lambda}$
φ :	Angle de roulis (deg)
Φ :	Potentiel de la houle (m^2/s)
ψ :	Angle de lacet (deg)
θ :	Angle de tangage (deg)
χ :	Gisement du navire (deg)
∇ :	Déplacement volumique du navire (m^3), $\nabla = \frac{\Delta}{\rho g}$

ÉTAT DE L'ART

Cette partie du manuscrit est consacrée à l'exposé des connaissances actuelles en matière de manœuvrabilité et de tenue à la mer des navires. Elle permet de définir les concepts et les aspects réglementaires qui serviront de références dans la suite du manuscrit. Une part importante de ce chapitre est consacrée à la description des modèles théoriques et des moyens expérimentaux utilisés dans l'étude du comportement du navire dans la houle.

I. Manœuvrabilité

L'étude de la manœuvrabilité d'un navire peut se définir d'une manière générale comme l'analyse des états stables ou transitoires du navire par mer calme ainsi qu'à fréquence de rencontre nulle ou quasi-nulle. Elle consiste en l'étude de la capacité du navire à garder ou à changer de cap sous l'action des appendices de contrôle. Par conséquent, des équations dynamiques tenant lieu de modèles mathématiques sont formulées pour retranscrire le plus fidèlement possible le comportement du navire lors de manœuvres. Ces modèles mathématiques servent à étudier des manœuvres complexes ou des scénarios particuliers tels que le broaching. Leur validation se fait par comparaison des résultats théoriques avec les mesures expérimentales réalisées lors d'essais standards de manœuvrabilité en bassin.

L'établissement de standards pour la manœuvrabilité par le Comité de la Sécurité Maritime (CSM ou MSC) de l'Organisation Maritime Internationale (OMI) fait suite à la construction de navires ayant de faibles qualités manœuvrières et causant nombre d'accidents et de pollutions maritimes. Ainsi, la mise en place de ces standards doit permettre de garantir que tous les navires d'une même catégorie sortant de différents chantiers navals satisfassent aux mêmes règles. Ces caractéristiques manœuvrières sont typiquement des mesures de performances et de capacité à tenir un cap. L'Organisation Maritime Internationale a établi que l'ensemble des questions concernant la manœuvrabilité des navire comprend aussi bien la stabilité lors des phases stationnaires du mouvement avec appendices de contrôle fixes que l'étude de la réponse du navire dans le domaine temporel à une perturbation liée à l'action des appendices de contrôle utilisés pour maintenir ou modifier un mouvement stationnaire, obligeant le navire à suivre une trajectoire désirée ou à initier une manœuvre d'urgence par exemple.

D'un point de vue fondamental, le mouvement du navire est principalement gouverné par la poussée de l'hélice, par les efforts hydrodynamiques et par les efforts de gravité. Lors de la manœuvre, l'effort latéral, dit d'embarquée, ou de dérive causé par le gouvernail est bien souvent faible devant les autres efforts latéraux. Cependant, l'effort de contrôle généré est en

général suffisant pour équilibrer la résultante de toutes les autres forces. Lors d'une manœuvre de giration stationnaire, il y a un équilibre total entre les efforts agissant sur la coque du navire bien que certains semblent déstabiliser le mouvement et d'autre le stabiliser.

La capacité d'un navire à tenir le cap, mieux connu sous les termes de course-keeping ou de stabilité dynamique, est un domaine qui doit non seulement tenir compte du navire et de son gouvernail, mais aussi de l'influence de la rapidité et de la précision du contrôle de l'angle de gouverne, c'est-à-dire de l'autopilote ou du facteur humain. Cette performance du timonier est prise en compte par les standards du CSM puisque le critère du premier dépassement acceptable lors d'un essai de zigzag inclus une dépendance au ratio L_{pp}/U , exprimé en secondes, qui est un rapport caractérisant la constante de temps du navire et l'historique temporel de la manœuvre.

Ci-dessous, sont listées les six qualités manœuvrières d'un navire que le Comité de la Sécurité Maritime a identifiées comme majeures dans sa circulaire 1053 [1] du 16 Décembre 2002 :

- La **stabilité dynamique** inhérente, qui correspond à la capacité du navire à revenir à une course en ligne droite après qu'il ait été écarté de sa course initiale par une faible perturbation, sans que le gouvernail n'ait été utilisé. L'écart entre le cap initial et le nouveau cap dépend du degré de stabilité inhérente ainsi que de l'amplitude et de la durée de la perturbation.
- La **capacité à maintenir un cap**, qui se définit comme la capacité du navire équipé d'un gouvernail à suivre une trajectoire déterminée sans qu'aucune oscillation de l'angle de gouvernail ou du cap ne puisse être relevée.
- La **capacité à changer de cap** est présentée comme la réponse du navire à une action modérée du gouvernail. Elle s'exprime en termes d'écart de cap par unité de distance parcourue ou en termes de distance couverte avant d'atteindre un certain écart de cap.
- L'**aptitude à contrôler le lacet** se mesure par l'analyse de la réponse du navire au braquage du gouvernail dans le sens opposé à la manœuvre de giration, obligeant le navire à s'écarter de sa situation stable.
- La **capacité à virer** se définit comme la mesure de la capacité du navire à effectuer une giration pour un angle de gouverne fixé. Sont alors pris en compte l'avance avant changement de cap de 90 degrés et le diamètre tactique correspondant au diamètre de la giration après que le navire ait effectué une rotation complète de 180 degrés.
- L'**aptitude à s'arrêter** se mesure par la distance parcourue pendant la manœuvre ainsi que par le temps écoulé jusqu'à l'arrêt du navire sur eau calme. La commande machine est actionnée sur « arrière toute » après une approche stationnaire à pleine vitesse.

Afin que les constructeurs puissent vérifier les qualités manœuvrières de leurs navires, l'OMI préconise que des essais soient effectués dans des conditions météorologiques les plus calmes possibles, c'est-à-dire que la force du vent n'excède pas 5 Beaufort, soit une belle brise entre 17 et 21 nœuds, et que l'état de mer n'excède pas un état 4. Si l'on se reporte aux données du rapport STANAG 4194 cela correspond à une hauteur de vague comprise entre 1.25 et 2.5 mètres, soit un état de mer modéré sur l'échelle de Douglas*. De plus, la profondeur d'eau doit être au moins égale à 4 fois le tirant d'eau moyen du navire, pour que les effets du fond sur la carène soient considérés comme nuls. Enfin, s'il y a présence de courant, il faut qu'il soit uniforme en intensité et en direction. L'annexe 6 à la résolution 137(76) adoptée le 4 Décembre 2002, stipule aussi que la vitesse U du navire lors des essais est égale à 90% de la vitesse correspondant à 85% de la vitesse de rotation maximale du moteur.

1.1 La giration

Cette manœuvre doit être réalisée sur tribord et bâbord à 35 degrés d'angle de barre. La modification de l'angle du gouvernail intervient après que le navire ait effectué une approche stationnaire à angle de barre nul et vitesse de rotation en lacet nulle. Comme le montre la figure 1, les informations essentielles obtenues grâce à ce test sont le diamètre tactique, l'avance et le transfert.

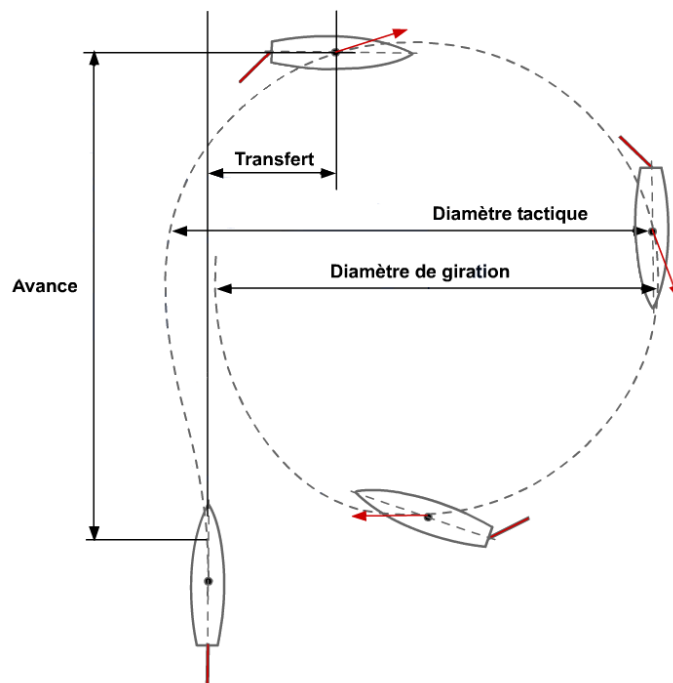


Figure 1 - Trajectoire du navire en giration

* Echelle établie en 1920 par le capitaine H.P. Douglas, hydrographe de la Marine Royale anglaise

1.2 Le zigzag 10/10 et 20/20

Tout comme pour la giration, cette manœuvre doit être effectuée sur tribord et bâbord. Elle consiste dans un premier temps à changer l'angle de gouvernail après que le navire ait effectué une approche stationnaire à angle de barre nul et vitesse de rotation en lacet nulle, cette première phase est appelée première exécution. La deuxième exécution consiste à modifier l'angle du gouvernail lorsque le cap du navire dévie d'une certaine valeur de son cap initial. Dans le cas de l'essai zigzag 10/10 l'angle de barre δ est fixé à 10 degrés sur tribord lors de la première exécution puis, lorsque le cap du navire dévie de 10 degré de sa route initiale, l'angle de barre est fixé à 10 degrés sur bâbord. La méthodologie utilisée lors de la deuxième exécution est alors répétée et le mouvement du navire devient périodique. La philosophie est la même pour l'essai zigzag 20/20. Comme indiqué sur la figure 2, les informations essentielles mesurées lors de ce test sont les valeurs angulaires des dépassements (overshoot angles), le temps entre la première et la deuxième exécution ainsi que le déphasage entre le changement d'angle du gouvernail et la modification du cap du navire.

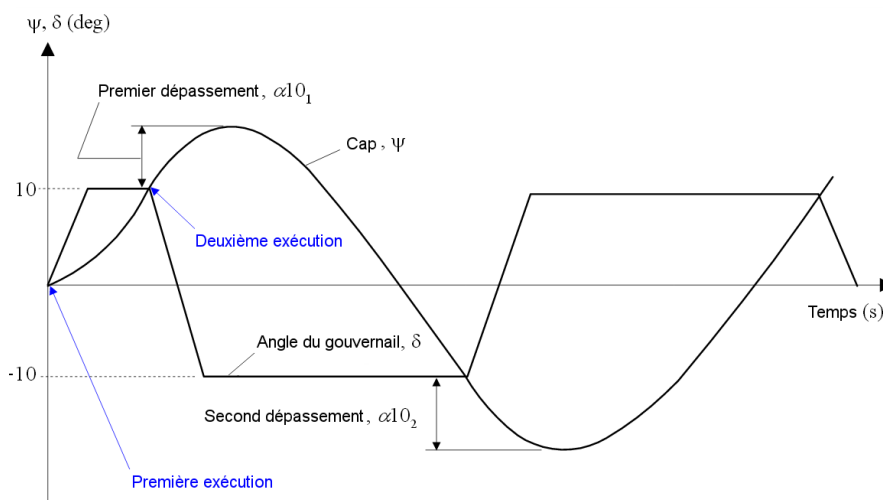


Figure 2 - Signaux temporels du cap et de l'angle de gouverne lors d'un zig-zag 10/10

1.3 La spirale directe

Cette manœuvre consiste à effectuer une séquence ordonnée de giration de façon à établir une relation entre la vitesse de rotation en lacet et l'angle de gouverne. Initialement, le navire navigue à vitesse constante, angle de barre nul et vitesse de rotation en lacet nulle. L'angle de gouvernail est alors fixé à 15 degrés puis diminué par palier de 5 degrés à chaque fois que la vitesse de rotation en lacet devient constante. Cet essai permet de mesurer la stabilité dynamique du navire.

1.4 L'arrêt

Cette manœuvre est utilisée en eau calme à angle de barre nul pour déterminer la trajectoire du navire entre le moment où l'ordre « arrière toute » est donné et le moment où le navire est arrêté. La distance parcourue ainsi que l'avance parcourue lors de la manœuvre sont indiquées sur la figure 3.

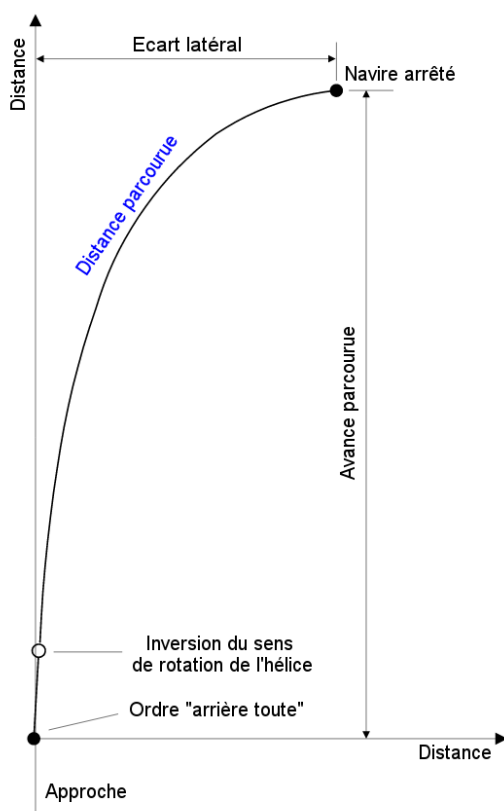


Figure 3 - Trajectoire du navire lors d'une manœuvre d'arrêt

II. Tenue à la mer

A contrario de la manœuvrabilité, la tenue à la mer ou « seakeeping », se définit comme l'étude des mouvements du navire induits par les vagues à hautes fréquences de rencontre. En conditions sévère de navigation, par mauvais temps, le navire peut être amené à réduire sa vitesse, non à cause d'une limitation de puissance, mais sur ordre du capitaine afin d'éviter les effets néfastes du slamming, l'invasion du pont par l'eau, l'émergence de l'hélice ou encore d'éviter tout mouvement incontrôlé du navire qui pourrait mettre en péril la sécurité de l'équipage. Mais les mouvements du navire dans la houle ne sont pas qu'une nuisance pour

les performances ou l'équipage, ils peuvent aussi conduire à des dommages structuraux et dans le pire des cas au chavirement.

La prédiction des phénomènes dangereux et des conditions critiques de navigation sont les problèmes fondamentaux en tenue à la mer puisque cela concerne une partie du cycle de vie opérationnelle du navire pendant laquelle ses performances sont gouvernées par sa réponse à la houle. Selon les règles de l'OMI établies en 2005, les navires doivent être conçus et construits pour naviguer en sécurité et de manière écologique au regard d'un cycle de vie opérationnelle prédéfini. Un navire en condition intacte doit ainsi posséder les capacités suivantes : flottabilité, étanchéité, stabilité et capacités opérationnelles spécifiques.

De nombreux problèmes de tenue à la mer concernent des structures flottantes sans vitesse d'avance ou en mouvement stationnaire. Dans le cas d'un navire confronté à un état de mer supérieur à 4, i.e. mer agitée, la succession d'accélération et de décélération subie par le navire au passage des vagues rend le problème à résoudre instationnaire.

Associées à la connaissance des caractéristiques manœuvrières et de la stabilité transversale d'un navire, les théories de tenue à la mer permettent de définir les limites en dehors desquelles la navigation ne se fait plus en condition intacte. Ainsi, elles rendent possible l'identification des situations permettant au navire de rallier une route favorable sur laquelle il n'est plus vulnérable.

III. Stabilité

L'équilibre est stable, si toute action mécanique extérieure (vent, vagues, manœuvres, chargements, ...) tendant à écarter le navire de sa position d'équilibre provoque une réaction opposée et tendant à ramener le navire à sa position initiale. Dans le cas contraire, l'équilibre est instable. La figure 4 présente une analogie mécanique pour la compréhension des concepts d'équilibre stable et instable.

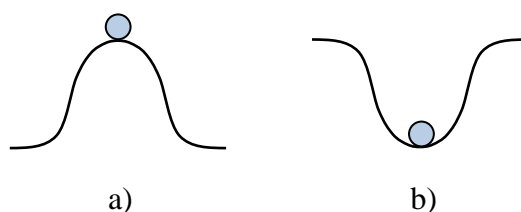


Figure 4 - a) équilibre instable, b) équilibre stable

Lors de la conception d'un navire, il est d'usage d'établir un rapport de stabilité présentant les caractéristiques de stabilité statique transversale et longitudinale du navire. Puisque la masse du navire est constante, la courbe de stabilité se calcule pour des flottaisons isocarènes. Les flottaisons isocarènes représentent alors les limites des volumes de carène égaux pour différents angles de roulis et de tangage du navire. Le caractère stable ou instable du navire est connu par la mesure du rayon métacentrique et de la position du métacentre M par rapport au centre de gravité G . Le métacentre correspond au point d'intersection entre une droite verticale dans le repère terrestre passant par le centre de carène et l'axe vertical du repère lié au navire passant par son centre de gravité.

Le paramètre de stabilité statique initiale GM est un critère de stabilité rendant compte des conditions de chargement du navire. Il se calcule comme la distance entre le centre de gravité G et le point métacentrique instantané M .

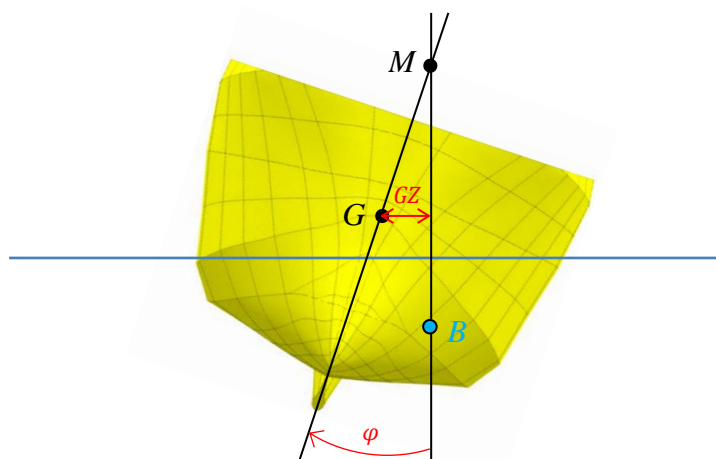


Figure 5 - Paramètres de stabilité statique

Le paramètre de stabilité GZ calculé à partir du moment de redressement et de la poussée hydrostatique est appelé le bras de levier de redressement. Son tracé en fonction de l'angle de gîte φ permet de calculer l'aire sous la courbe et d'évaluer la réserve de stabilité du navire. Les conditions de chargements du navire influencent grandement le GZ puisque $GZ = GM \cdot \sin \varphi$. Pour de faibles angles de gîte où $\sin \varphi \approx \varphi$, le paramètre GM est égal à la valeur de la pente à l'origine de la courbe $GZ = f(\varphi)$.

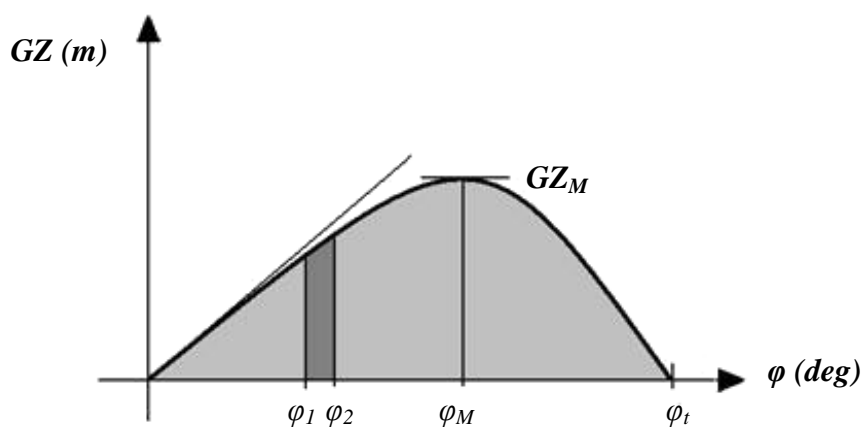


Figure 6 - Courbe GZ de stabilité statique

Sur la figure 6, l'aire sous la courbe, entre un angle φ_1 et un angle φ_2 est proportionnelle au travail nécessaire pour incliner le navire de φ_1 à φ_2 . Il en résulte que l'étude de la répartition de cette aire permet d'évaluer la capacité de redressement du navire. L'aire totale sous la courbe de stabilité est la réserve de stabilité.

L'angle φ_M correspondant au sommet de la courbe de GZ est l'angle limite de stabilité statique au-delà duquel, le moment de redressement qui s'oppose au moment inclinant diminue lorsque l'inclinaison du navire augmente. L'équilibre ne peut donc pas être stable car si le moment inclinant persiste il y a chavirement. La valeur maximale GZ_M et l'angle correspondant sont des indications de la capacité de redressement du navire sous de fortes sollicitations.

L'angle φ_t est l'angle de chavirement statique correspondant à l'annulation de la courbe de stabilité, donc à l'annulation du moment de redressement. Au-delà de cet angle, le moment de redressement devient négatif : il y a chavirement spontané, sans nécessité de l'action d'un moment inclinant.

En dynamique, si le moment inclinant est appliqué brutalement, puis maintenu constant, le navire dépasse sa position d'équilibre statique φ_1 et s'incline jusqu'à φ_2 qui est l'angle pour lequel le travail du moment de redressement est égal au travail du moment inclinant. La valeur maximum de φ_1 est l'angle limite de stabilité dynamique : au-delà le travail de redressement n'est pas suffisant et l'angle d'inclinaison augmente jusqu'au chavirement.

Les paramètres de stabilité longitudinale sont définis de manière analogue aux paramètres de stabilité transversale.

Lors de navigations par mer de l'arrière, les états de mer rencontrés correspondent à des conditions de navigation inadaptées dans lesquelles la stabilité statique initiale du navire en eau calme peut s'avérer insuffisante et conduire au chavirement.

Ainsi, bien que les paramètres de stabilité statique soient satisfaisants, ils ne sont pas garants de la stabilité dynamique du navire. En fonction du mode de navigation du navire, les efforts de vague peuvent être constants, e.g. en cas de surf-riding, ou périodiques, e.g. en cas de surging.

Il est donc primordial d'étudier la stabilité dynamique lorsque l'on s'intéresse au comportement du navire dans la houle. Les travaux de N. Umeda, H. Hashimoto et A. Matsuda [2] sur l'influence des composantes hydrodynamiques de la houle sur les variations du bras de levier de redressement du navire ont permis d'établir une formulation empirique de GZ^W en fonction de la longueur d'onde λ de la houle, de l'amplitude A_w de la houle, du nombre de Froude F_n , de la longueur du navire L_{pp} , du tirant d'eau d , de la vitesse en cavement u , de la distance verticale entre la flottaison et le centre de gravité OG et la position relative du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ . Le paramètre GZ^W correspondant au bras de levier de redressement GZ dans la houle pour un navire de pêche de type senneur ayant une jauge brute de 39 tonneaux.

$$GZ^W = \left[\left\{ (7.42 \times e^{-7.9 \times F_n}) \left(-A_w \cos \left(2\pi \frac{\xi_G}{\lambda} + 0.314 \right) \right) + (18.6 \times e^{-9.2 \times F_n}) \frac{(2A_w)^2}{L_{pp}} \right\} \times \varphi \times \frac{1}{2} \rho L_{pp} d u^2 \right] \times H_{eff} \times \frac{\left(\frac{d}{2} - OG \right)}{m} \quad (1)$$

$$\text{Avec : } H_{eff} = \sqrt{\frac{2\pi \frac{L_{pp}}{\lambda} \cos(\chi) \sin\left(\pi \frac{L_{pp}}{\lambda} \cos(\chi)\right)}{\pi^2 - \left(\pi \frac{L_{pp}}{\lambda} \cos(\chi)\right)^2}} \quad (2)$$

En 1961, O. Grim [3] a introduit le paramètre adimensionnel H_{eff} pour représenter l'influence du gisement χ sur les variations d'amplitude du moment de redressement en roulis.

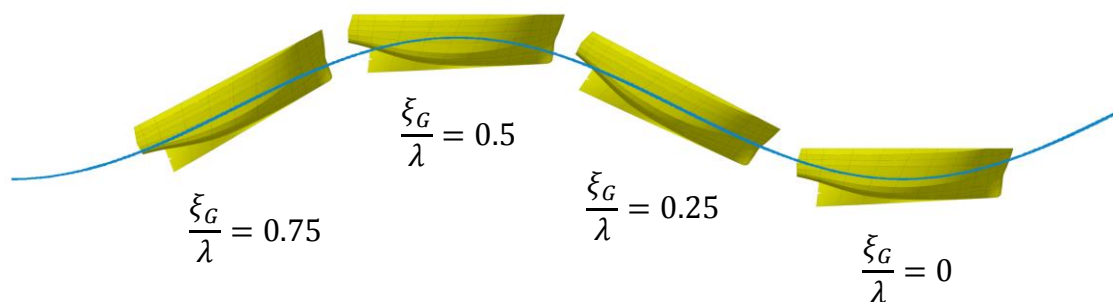


Figure 7 - Position relative du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ

Les valeurs de la position relative adimensionnelle du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague utilisées dans l'équation (1) sont données par la figure 7.

IV. Modes de navigation du navire

IV.1 Conditions normales de navigation

En France, dans l'article 230-1.03 de l'arrêté du 9 mai 2011 portant modification de l'arrêté du 23 novembre 1987 relatif à la sécurité des navires, les conditions normales d'exploitation et d'habitabilité d'un navire sont définies comme « les conditions dans lesquelles le navire dans son ensemble, les machines, les services, les moyens destinés à assurer la propulsion principale et auxiliaire, l'appareil à gouverner et le matériel connexe, les aides visant à assurer la sécurité de la navigation et à limiter les risques d'incendie et d'envahissement, les moyens nécessaires aux signaux et aux communications intérieures et extérieures sont en état de marche et dans lesquelles les conditions minimales de confort et d'habitabilité sont satisfaisantes ».

En outre, les conditions normales de navigation sont des conditions de mer n'engendrant pas de perturbations suffisamment grandes pour écarter le navire de sa route initiale et mettre sa stabilité en péril.

IV.2 Situations critiques

Les recherches actuelles sur la stabilité intacte des navires, se focalise sur le remplacement des critères empiriques, à l'origine créés pour les monocoques après la seconde guerre mondiale, par des critères dynamiques pour les navires civils et militaires modernes et pour différents modes de chavirement. Dans la classification ITTC du chavirement des navires par mer de l'arrière, trois modes dominant : la perte totale de stabilité, le roulis paramétrique et le

broaching. L'envahissement du pont, l'immersion de l'étrave, le vent et les conditions de chargement, peuvent aussi causer le chavirement du navire en compléments des trois modes dominants.

La compréhension du comportement du navire dans la houle permet de distinguer cinq configurations majeures de navigation classées en fonction du gisement du navire χ par rapport à la direction de propagation des vagues. Dans la littérature, les modèles mathématiques s'attachent à décrire le comportement du navire navigant dans une des conditions de mer ci-après : mer de face (head seas et bow seas/head quartering seas), mer de travers (beam seas) et mer de l'arrière (following seas et following quartering seas).

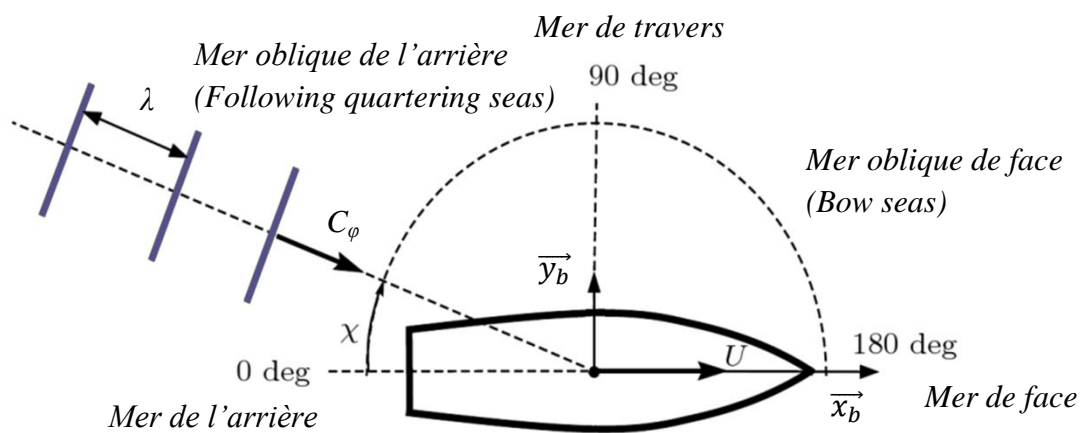


Figure 8 - Gisements et modes de navigation correspondant (source : T. Perez [4])

Bien que le roulis paramétrique soit un phénomène qui apparaît aussi bien par mer de face que par mer de l'arrière, les phénomènes physiques les plus dangereux pour la stabilité et la sécurité du navire tels que le surf-riding ou le broaching apparaissent dans des conditions de mer allant de la houle de travers à la houle de l'arrière.

La lecture du rapport d'enquête *M09L0074* publié par le Bureau de la sécurité des transports du Canada met en lumière un état de mer critique dans lequel la réserve de stabilité d'un navire de pêche de 14 mètres a été mise à mal. La configuration météorologique au moment du chavirement est décrite de la manière suivante : « Vers la fin de l'après-midi du 17 mai 2009, soit la veille de l'événement, ces deux sources ont enregistré des vents de l'ouest soufflant à une vitesse de 10 à 18 nœuds. Les conditions de vent sont demeurées les mêmes jusqu'au moment de l'événement qui est survenu le lendemain après-midi à 17 h. À ce moment, on a enregistré des vents de 12 à 15 nœuds. À 18 h, le NGCC Cap Rozier a signalé que les vents soufflaient du nord-est à 10 nœuds sur les lieux de l'événement.

Les hauteurs significatives minimales et maximales des vagues enregistrées pour la bouée de Mont-Louis étaient de 0.4 m et de 1.4 m, respectivement, le 17 mai 2009. Elles ont augmenté à 0.8 m et 1.4 m le 18 mai 2009. Lors de l'événement, la hauteur maximale des vagues enregistrée était de 1.8 m. À 18 h, l'équipage du NGCC Cap Rozier a observé que la hauteur maximale des vagues sur les lieux de l'événement était de 1.5 m ».

Dans ce rapport d'enquête est aussi indiqué le mode de navigation du navire qui correspondait à une navigation par mer de l'arrière à mer oblique. *« Une bande vidéo enregistrée pendant les activités de recherche et sauvetage, une trentaine de minutes après le chavirement, montre une mer peu agitée à agitée avec des vagues de 0,5 à 1 m de hauteur. L'angle des vagues a été estimé entre 320° (V) et 350° (V). Étant donné que le bateau suivait un cap au 135° (V) environ, l'angle de rencontre par rapport au cap du bateau a dû se situer entre 145° et 175° sur la hanche bâbord, ce qui correspond à une mer de l'arrière ou une mer oblique. En outre, la période de la vague a été estimée entre 3 et 4,5 secondes. Ceci correspond à une longueur de vague de 14 à 32 m, et à des vitesses de vague de 9 à 14 nœuds. La période de rencontre de la vague aurait duré de 9 à 26 secondes ».*

Les phénomènes de surf-riding (navigation sur la crête) et de broaching (la tombée en travers) sont décrits comme les plus dangereux par mer arrière : *« Une mer de l'arrière et une mer oblique peuvent menacer la stabilité d'un navire et causer deux phénomènes dangereux principaux : la navigation sur la crête des vagues et la tombée en travers. [...] Par mer de travers, la flottabilité est modifiée dans le sens transversal, alors que par mer de l'avant ou de l'arrière, la flottabilité est modifiée dans le sens longitudinal. Par contre, par mer oblique, la flottabilité est modifiée dans les deux directions. Cette répartition inégale occasionne une réduction transitoire et parfois importante de la stabilité ».*

Concernant la liste des faits établis quant aux causes et aux facteurs contributifs à cet accident, le rapport indique les quatre faits suivants :

- *« Dans sa condition de départ, le bateau Le Marsouin I avait une stabilité limitée, même en eaux calmes. Dès qu'il a pris la mer et qu'il a dû naviguer par mer de l'arrière et par mer oblique, sa stabilité a été encore plus réduite qu'au départ ».*
- *« Le bateau avait une faible gîte inhérente sur tribord, de sorte que sa stabilité initiale était encore plus réduite lorsqu'il gîtait de ce côté ».*
- *« Navigant par mer de l'arrière et par mer oblique, le bateau a atteint un angle de gîte assez grand pour atteindre l'angle de chavirement statique, et il a chaviré ».*
- *« Du fait que le bateau a gîté et chaviré brusquement, l'équipage n'a pas eu le temps de faire un appel de détresse ».*

L'analyse de ce genre d'accident remet directement en cause la conception du navire et l'évaluation de sa stabilité statique initiale puisqu'elle n'a pas permis de garantir l'intégrité du navire et de son équipage. Afin de prévenir le chavirement des navires dans la houle, il est primordial de mettre en place des critères de stabilité dynamique basé sur l'utilisation d'outils dédiés.

IV.3 Surf-riding

D'après W. Peters *et al.* (2011), le surf-riding apparaît lorsqu'une vague arrivant de l'arrière capture le navire et l'oblige à accélérer jusqu'à atteindre la vitesse de phase. Pour un observateur extérieur, ce phénomène semble être une transition entre une situation périodique de surging et une situation où le mouvement du navire est stationnaire par rapport à la vague. Cette transition est connue pour être un phénomène non-linéaire. Dans la plupart des cas, le surf-riding est une situation stationnaire dans laquelle le profil de la vague le long de la carène du navire ne varie pas.

Le phénomène du surf-riding correspond à un état d'équilibre dans lequel la vitesse du navire égale la célérité de la vague et où la somme des efforts de propulsion, de résistance et de vague incidente est nulle. Il existe deux états d'équilibre du navire sur la vague. Un état d'équilibre proche de la crête qui est instable en cavement et où le navire est susceptible de poursuivre son mouvement sous l'action d'une perturbation extérieure. L'autre état d'équilibre se trouve proche du creux de la vague et est un état stable en cavement car sous l'effet d'une perturbation, le navire reviendra toujours à cet état d'équilibre. Pour que ce phénomène apparaisse, la longueur d'onde de la vague doit être proche de la longueur du navire. Les navires très long ne sont pas vulnérables au surf-riding car les vagues susceptibles de déclencher le phénomène ont une vitesse bien plus élevée que celle du navire.

Lorsque le navire surfe sur la vague, la vitesse relative est nulle. L'étude du diagramme de phase de la figure 9, entre la vitesse relative du navire par rapport à la vague ξ_G et la position du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague ξ_G permet de déterminer les états d'équilibre et donc de surf-riding.

On distingue deux nombres de Froude associés au surf-riding. Le premier correspond à un mode de navigation où le surging et le surf-riding sont possibles alors que le deuxième nombre de Froude correspond à un mode où seul le surf-riding est possible.

Cette seconde vitesse critique, où le surf-riding est inévitable, est déterminée en augmentant le rapport entre la vitesse en eau calme et la vitesse de rotation de l'hélice, de telle sorte que la

zone de surf-riding augmente jusqu'à faire disparaître la zone de surging du diagramme de phase, figures 9 et 10.

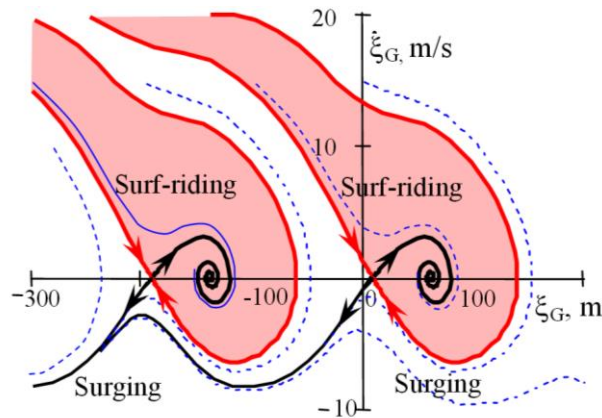


Figure 9 - Diagramme de phase du surging et du surf-riding
(source : V. Belenky et al., 2008 [5])

Sur la figure 9 ci-dessus, on distingue les 2 états d'équilibre du surf-riding. L'état instable en crête de vague est représenté graphiquement par un point selle (saddle point) alors que l'état stable en creux de vague est représenté par un attracteur identifiable par un foyer stable (stable focus).

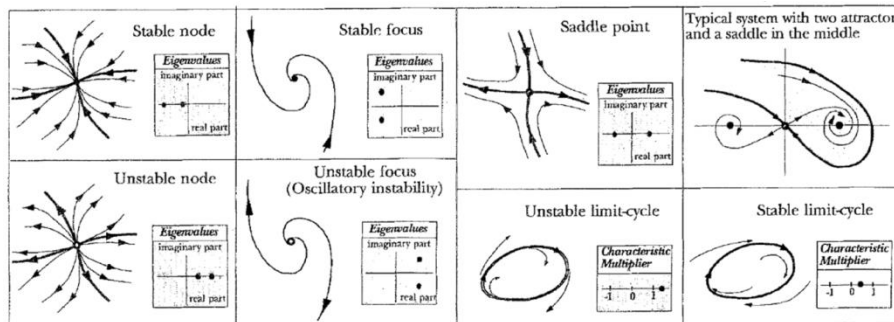


Figure 10 - Différents types d'attracteurs (source : K.J. Spyrou, 1995 [6])

En 2006, K.J. Spyrou [7] indiquait que le phénomène clé du surf-riding est la bifurcation globale mieux connue sous le nom de connexion homocline. Ce phénomène de bifurcation est une caractéristique de la dynamique du navire dans la direction de cavaleme. Cependant, il ne conduit au broaching que dans les cas de houle oblique de l'arrière, i.e. un état de mer capable de générer des instabilités dans le plan horizontal. Les recherches sur le comportement du navire par mer oblique entraînent au minimum l'introduction d'effets de couplage entre les mouvements d'embardeé et de lacet qui enrichissent le modèle dynamique

de façon remarquable et qui dans certains cas peuvent provoquer un surf-riding oscillatoire, voire chaotique.

IV.4 Broaching

Le phénomène du broaching ou broaching-to est défini comme un changement brutal de la cinématique dans le plan horizontal pouvant entraîner une perte de cap du navire et conduire à son chavirement. Dans un article paru lors de la dixième Conférence Internationale sur la Stabilité des Navires et des Véhicules Océaniques (STAB 2009), K.J. Spyrou [8] retrace l'histoire de ce phénomène. Il indique qu'en effet, la majeure partie des connaissances scientifiques sur le broaching provient de travaux effectués dans la deuxième moitié du vingtième siècle mais que dès le dix-huitième siècle, en 1762 plus exactement, le poète écossais William Falconer s'inspire de faits réels pour publier son poème intitulé « The Shipwreck », i.e. « Le Naufrage », dans lequel il fait référence au phénomène du broaching. Dans des ouvrages de la même époque, l'utilisation explicite du terme broaching-to par les marins leur permettait de caractériser ce qu'ils percevaient être les conditions les plus hostiles qu'un navire puisse rencontrer en navigation. En 1795, R. Anderson donne, dans une note de page d'un de ces poèmes, une définition du broaching pour les navires à voiles qui reste assez fidèle à celles que les scientifiques utilisent aujourd'hui.

« Broaching-to is a sudden and involuntary movement in navigation, wherein a ship, whilst scudding or sailing before the wind, unexpectedly turns her side to windward. It is generally occasioned by the difficulty of steering her, or by some disaster happening to the machinery of the helm. » (R. Anderson, 1795)

En effet, à cette époque la navigation se faisait à la voile et la vulnérabilité des navires au broaching était fortement influencée par des phénomènes que l'on ne retrouve pas avec les navires à moteur modernes comme par exemple l'arrangement des voiles et les forces véliques tendant à déséquilibrer le navire.

Plus récemment, en 2011, W. Peters *et al.* [9] qualifient aussi le phénomène du broaching comme un mouvement de lacet incontrôlable qui apparaît malgré un effort de gouverne maximum. Comme tout mouvement de giration brusque, le broaching s'accompagne d'une augmentation de l'angle de roulis qui peut conduire à une perte partielle ou totale de la stabilité. Ce phénomène est bien connu pour apparaître par mer de l'arrière ou par mer oblique de l'arrière. Il survient en majeure partie sur les navires de pêche et les navires monocoques rapides à passagers. L'apparition du broaching-to est aussi bien souvent précédée par le surf-riding du navire sur la vague. Dans ces conditions, il arrive que des navires subissent une instabilité dynamique en lacet malgré un contrôle actif du safran. Cet

état instable conduit à un mouvement de lacet incontrôlé identifié comme le broaching. Par conséquent, la probabilité d'apparition du surf-riding peut être utilisée dans le but de formuler des critères de vulnérabilité adaptés au phénomène du broaching-to.

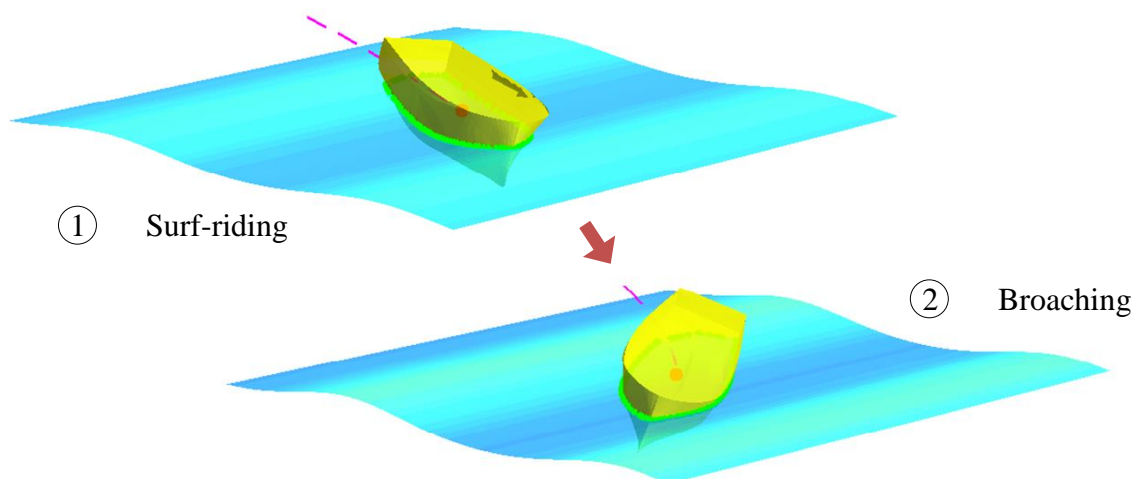


Figure 11 - Navire en situation de broaching (résultats obtenus par le code de calcul *MANINWAVES* développé au cours des présents travaux de thèse)

V. Critères à respecter

C'est en se basant sur les concepts théoriques de manœuvrabilité et de stabilité que les structures intergouvernementales telles que l'Organisation Maritime Internationale mettent en place les critères auxquels doivent satisfaire les navires actuels.

V.1 Critères de manœuvrabilité

Dans un article technique de 2006 de l'American Bureau of Shipping (ABS) intitulé « Rating-Based Maneuverability Standards », V. Belenky et J. Falzarano [10] proposent l'établissement de critères ABS ayant au minimum les exigences des critères OMI. Ces critères s'appliquent aux navires d'une longueur à la flottaison de plus de 100 mètres en conditions de déplacement à pleine charge. Une partie de ces critères est présentée dans le tableau 1.

Tableau 1 - Comparatif des critères de manœuvrabilité OMI et ABS [11]

Qualités manœuvrières	Manœuvres	Normes et critères	Exigences OMI	Exigences ABS
Capacité à virer	Giration	Diamètre tactique (TD)	$TD < 5L_{pp}$	$Rtd > 1$
		Avance (AD)	$AD < 4.5L_{pp}$	$AD < 4.5L_{pp}$
Capacité à changer de cap et aptitude à contrôler le lacet	Zig-zag 10/10	Angle du premier dépassement	$\alpha 10_1 \leq f_{101}(L_{pp}/U)$	$Rt\alpha_{10} \geq 1$
		Angle du second dépassement	$\alpha 10_2 \leq f_{102}(L_{pp}/U)$	$\alpha 10_2 \leq f_{102}(L_{pp}/U)$
	Zig-zag 20/20	Angle du premier dépassement	$\alpha 20_1 \leq 25$	$Rt\alpha_{20} \geq 1$
Aptitude à s'arrêter	Arrêt d'urgence	Distance parcourue (TR)	$TR < 15L_{pp}^*$	$TR < 15L_{pp}^*$
		Avance parcourue	Aucun	$Rts \geq 1$

* Dans le cas d'un navire très grand et de faible puissance, $TR < 20L_{pp}$

A partir de données statistiques issues des travaux de Barr et al. (1981) sur des essais à la mer à échelle réelle sur plus de 600 navires, V. Belenky et J. Falzarano ont proposé un système de critères permettant de juger de la manœuvrabilité d'un navire. Ainsi, pour chaque manœuvre, et en fonction de la valeur moyenne du diamètre tactique TD_m , de l'écart type σ_D des valeurs adimensionnelles du diamètre tactique moyen TD_m/L_{pp} et du déplacement Δ exprimé en tonnes, le navire sera qualifié selon le classement suivant : marginal, en-dessous de la moyenne, moyen, au-dessus de la moyenne et supérieur.

V.1.1 La giration

Dans le cas de la manœuvre de giration, et en respectant le critère OMI limitant le diamètre tactique à $5L_{pp}$ au maximum, l'indicateur de la capacité de giration du navire Rtd se définit comme suit :

- Si $(4.26 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta) < TD/L_{pp} \leq 5$, alors $Rtd = 1$
- Si $(3.63 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta) < TD/L_{pp} \leq (4.26 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta)$, alors $Rtd = 2$
- Si $(2.79 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta) < TD/L_{pp} \leq (3.63 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta)$, alors $Rtd = 3$
- Si $(2.16 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta) < TD/L_{pp} \leq (2.79 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta)$, alors $Rtd = 4$

- Si $(2.16 - 1.62 \cdot 10^{-6} \Delta) \geq TD/L_{pp}$, alors $Rtd = 5$

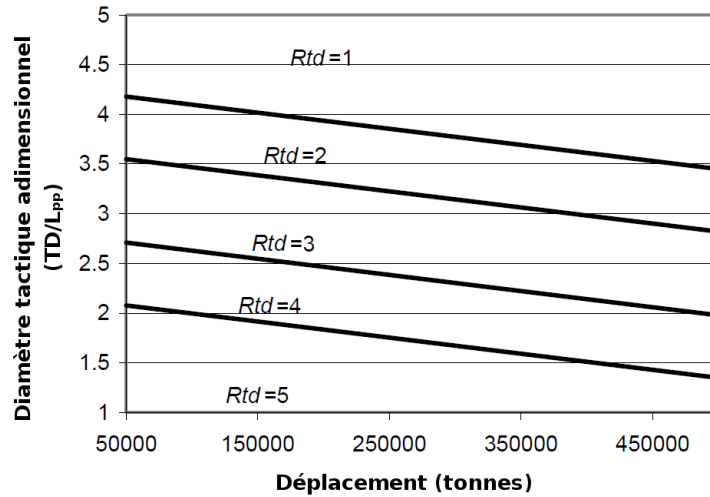


Figure 12 - Limites de classement sur le diamètre tactique (source : ABS)

V.1.2 Le zig-zag 10/10 et 20/20

La manœuvre de zig-zag permet d'évaluer la capacité du navire à changer de cap et son aptitude à contrôler le lacet.

Dans le cas de l'essai zig-zag 10/10, les fonctions permettant de borner les angles de premier et de second dépassement, respectivement $f_{101}(L_{pp}/U)$ et $f_{102}(L_{pp}/U)$, sont définies par l'OMI en fonction de la vitesse du navire U (exprimée en mètres par seconde) et de la longueur entre perpendiculaire L_{pp} .

$$f_{101}(L_{pp}/U) = \begin{cases} 10.0 & \text{si } L_{pp}/U \leq 10s \\ 5 + 0.5(L_{pp}/U) & \text{si } 10s < L_{pp}/U \leq 30s \\ 20.0 & \text{si } L_{pp}/U \geq 30s \end{cases}$$

$$f_{102}(L_{pp}/U) = \begin{cases} 25.0 & \text{si } L_{pp}/U \leq 10s \\ 17.5 + 0.75(L_{pp}/U) & \text{si } 10s < L_{pp}/U \leq 30s \\ 40.0 & \text{si } L_{pp}/U \geq 30s \end{cases}$$

L'indicateur de classement $Rt\alpha_{10}$ du critère ABS concernant l'angle du premier dépassement s'exprime en fonction du coefficient de bloc C_b du navire.

- Si $(10.04 + 2.22C_b) < \alpha I0_1 \leq f_{101}(L_{pp}/U)$, alors $Rt\alpha_{10} = 1$

- Si $(10.04 + 2.22C_b) < f_{101}(L_{pp}/U)$,
Et $(7.42 + 2.22C_b) < \alpha I \theta_I \leq (10.04 + 2.22C_b)$, alors $Rt\alpha_{10} = 2$
- Si $(10.04 + 2.22C_b) \geq f_{101}(L_{pp}/U)$,
Et : $(7.42 + 2.22C_b) < \alpha I \theta_I \leq f_{101}(L_{pp}/U)$, alors $Rt\alpha_{10} = 2$
- Si $(3.92 + 2.22C_b) < \alpha I \theta_I \leq (7.42 + 2.22C_b)$, alors $Rt\alpha_{10} = 3$
- Si $(1.29 + 2.22C_b) < \alpha I \theta_I \leq (3.92 + 2.22C_b)$, alors $Rt\alpha_{10} = 4$
- Si $(1.29 + 2.22C_b) \geq \alpha I \theta_I$, alors $Rt\alpha_{10} = 5$

Avec :
$$C_b = \frac{\Delta}{\rho \cdot L_{pp} \cdot B_{WL} \cdot T} \quad (3)$$

De manière analogue au zig-zag 10/10, l'indicateur de classement $Rt\alpha_{20}$ du critère ABS concernant l'angle du premier dépassement lors d'un essai zig-zag 20/20 est aussi exprimé en fonction du coefficient de bloc C_b du navire.

- Si $(20.09 + 4.44C_b) < \alpha 20_I \leq 25$, alors $Rt\alpha_{20} = 1$
- Si $(14.84 + 4.44C_b) < \alpha 20_I \leq (20.09 + 4.44C_b)$, alors $Rt\alpha_{20} = 2$
- Si $(7.84 + 4.44C_b) < \alpha 20_I \leq (14.84 + 4.44C_b)$, alors $Rt\alpha_{20} = 3$
- Si $(2.59 + 4.44C_b) < \alpha 20_I \leq (7.84 + 4.44C_b)$, alors $Rt\alpha_{20} = 4$
- Si $(2.59 + 4.44C_b) \geq \alpha 20_I$, alors $Rt\alpha_{20} = 5$

V.1.3 L'arrêt

Lors de la manœuvre d'arrêt d'urgence, l'avance parcourue par le navire est qualifiée à l'aide de l'indicateur de classement de la capacité à s'arrêter du navire Rts . Les 5 niveaux de cet indicateur sont définis par le Bureau Américain du Transport Maritime comme suit :

- Si $(69.4 + 0.000139\Delta)F_n < HR/L_{pp}$, alors $Rts = 1$
- Si $(56.2 + 0.000139\Delta)F_n < HR/L_{pp} \leq (69.4 + 0.000139\Delta)F_n$, alors $Rts = 2$
- Si $(29.8 + 0.000139\Delta)F_n < HR/L_{pp} \leq (56.2 + 0.000139\Delta)F_n$, alors $Rts = 3$
- Si $(16.6 + 0.000139\Delta)F_n < HR/L_{pp} \leq (29.8 + 0.000139\Delta)F_n$, alors $Rts = 4$
- Si $(16.6 + 0.000139\Delta)F_n \geq HR/L_{pp}$, alors $Rts = 5$

Une fois les valeurs des indicateurs calculées pour chaque manœuvre, l'indicateur de manœuvrabilité du navire Rt est calculé comme la moyenne des valeurs de ces indicateurs.

$$Rt = \frac{1}{3} \left(Rtd + \frac{Rt\alpha_{10} + Rt\alpha_{20}}{2} + Rts \right) \quad (4)$$

V.2 Critères de stabilité

En complément des critères de manœuvrabilité, un navire se doit, en condition normale de navigation, d'avoir une stabilité transversale et longitudinale suffisante pour garantir la sûreté de son équipage. Des critères de stabilité minimale sont établis par les structures intergouvernementales telles que l'Organisation Maritime Internationale (OMI). Sauf cas particulier, comme les navires à voiles dont le centre de poussée vélique se trouve au-dessus du pont, seul un déficit de stabilité transversale peut conduire au chavirement. Cette stabilité dans le plan transverse au navire peut bien souvent être évaluée par le calcul de la hauteur métacentrique et par certaines autres caractéristiques de la courbe de stabilité. Le manuel des ingénieurs de la Marine américaine référencé S0300-A8-HBK-010 [12] indique que ces critères de stabilité peuvent être divisés en 5 groupes :

- **GM** ou stabilité statique initiale : le GM est un critère de stabilité rendant compte des conditions de chargement du navire.
- **GZ** ou stabilité quasi-dynamique : Le GZ est aussi appelé le bras de levier de redressement. Le tracé du GZ en fonction de l'angle de gîte φ permet d'évaluer la réserve de stabilité du navire.
- **Equilibre énergétique** : ce critère est basé sur le fait que l'énergie disponible pour le redressement du navire doit être supérieure ou égale à l'énergie de chavirage.
- **Stabilité ajustée sur houle** : De nombreuses formes de carène subissent une réduction de leur stabilité lors de navigations par mer de l'arrière ou trois quart arrière. Les critères quasi-statiques prenant en compte ces effets sont à différents stades de développement et impliquent généralement une mise à jour du tracé ou une correction de la courbe du bras de levier de redressement GZ pour une position spécifique du navire sur la vague.
- **Méthode de stabilité dynamique** : Les travaux de recherche actuels montrent que les modèles statiques ou quasi-dynamiques ne parviennent pas à prédire le comportement dynamique du navire dans la houle et par conséquent ne permettent pas d'établir des critères de stabilité suffisamment précis pour éviter le chavirement.

En France, parmi les divisions existantes, la mise en place de la division 211 sur la stabilité à l'état intact et après avarie par le Ministère de l'Ecologie, du Développement Durable et de l'Energie [13] a permis de spécifier les critères à respecter pour tout navire en circulation. Dans le cas d'un navire de pêche dont la longueur hors tout est inférieure à 24 mètres et est supérieure à 12 mètres, les critères de stabilité ci-après doivent être respectés.

- L'angle de début d'envahissement φ_f ne doit pas être inférieur à 40 degrés. En tout état de cause, les ouvertures de la cale à poisson et de la machine, même à l'intérieur des espaces fermés, doivent être obligatoirement munis d'un surbau de 600 millimètres de hauteur. Bien que l'entrepont soit considéré comme espace ouvert, il doit, sauf impossibilité justifiée, être protégé par une porte brise-lames.
- L'angle de chavirement statique φ_t ne doit pas être inférieur à 60 degrés. Pour la vérification de ce critère, il est permis de considérer comme fermées les ouvertures munies de moyens de fermeture étanches aux intempéries.
- L'aire limitée par la courbe des bras de levier de redressement GZ ne doit pas être inférieure à 0.10 mètre-radian dans l'intervalle $(0, 40^\circ)$.
- Le bras de levier de redressement doit être au moins de 0.25 mètres à un angle de gîte égal ou supérieur à 30 degrés.
- Le bras de levier de redressement maximal doit être atteint à un angle de gîte égal ou supérieur à 25 degrés.
- La hauteur métacentrique initiale ne doit pas être inférieure à 0.45 mètres.
- Le critère de redressement par vent fort et mer forte doit être satisfait pour le cas de chargement le plus défavorable.

De manière analogue, l'article 228-3.02 de la division 228, fait état des critères de stabilité à respecter dans le cas d'un navire de pêche dont la longueur est égale ou supérieure à 24 mètres.

- L'aire sous-tendue par la courbe des bras de levier de redressement (courbe de GZ) ne doit pas être inférieure à 0.055 mètre-radian jusqu'à un angle d'inclinaison de 30 degrés, ni inférieure à 0.090 mètre-radian jusqu'à un angle d'inclinaison de 40 degrés ou jusqu'à l'angle d'envahissement φ_f si cet angle est inférieur à 40 degrés ; de plus, l'aire sous-tendue par la courbe des bras de levier de redressement entre les angles d'inclinaison 30 degrés et 40 degrés ou entre les angles 30 degrés et φ_f , si ce dernier est inférieur à 40 degrés, ne doit pas être inférieure à 0.030 mètre-radian. φ_f est l'angle d'inclinaison auquel commencent à être immergées les ouvertures de la coque, des superstructures ou des roufs qui ne peuvent être fermées rapidement de façon étanche aux intempéries. En appliquant ce critère, on peut ne pas considérer comme ouvertes les petites ouvertures par lesquelles un envahissement progressif ne peut pas se produire.
- Le bras de levier de redressement GZ doit être au moins de 200 millimètres à un angle d'inclinaison égal ou supérieur à 30 degrés.

- Le bras de levier de redressement maximal GZ_{max} doit être atteint à un angle d'inclinaison de préférence supérieur à 30 degrés, mais au moins égal à 25 degrés, et la distance métacentrique initiale GM ne doit pas être inférieure à 350 millimètres pour les navires à pont unique. La distance métacentrique peut être réduite, à la satisfaction de l'Autorité compétente mais elle ne doit en aucun cas être inférieure à 150 millimètres.

VI. Critères et paramètres de stabilité sur houle

L'origine de la première génération des critères de stabilité intacte incluent dans les fondements du code international de stabilité intacte développé par l'OMI en 2009 (IS Code 2008) remonte aux travaux de thèse de J. Rahola en 1939 [14] et plus tard, dans les années cinquante, aux premières définitions de critères sur les conditions météorologiques. L'apparition de navires ayant des caractéristiques et des modes de navigation bien différents de la flotte de navires sur laquelle étaient basés les critères de première génération et l'augmentation des accidents liés à des défaillances de stabilité des navires dans les quinze dernières années, impliquant entre autres l'*APL China*, le *M/V Aratere*, le *Chicago Express* ou le *Marsouin I* révèlent la nécessité de revisiter les critères de stabilité intacte de première génération.

Le développement des critères de stabilité intacte de seconde génération a débuté en 2002 avec la constitution du comité de l'OMI sur la stabilité et lignes de charges et sur la sécurité des navires de pêche (SLF) (cf. A. Francescutto, 2004 [15], 2007 [16]). Le comité établit alors que la seconde génération de critères devra être basée sur les performances des navires en axant leurs travaux sur trois modes de défaillances de stabilité (SLF 48/21, paragraphe 4.18) :

- Les problèmes de variation du bras de levier de redressement, tels que les excitations paramétriques et la perte pure de stabilité.
- La stabilité du navire après avarie, telle que définie dans la réglementation SOLAS (Safety Of Life At Sea) II-1/3-8.
- Les problèmes de manœuvrabilité dans la houle, tels que le surf-riding et le broaching.

Le rapport du comité de stabilité dans la houle établi suite à la vingt septième conférence ITTC qui s'est déroulée à Copenhague du 31 août au 5 septembre 2014, indique que les critères de seconde génération traitant de la vulnérabilité des navires à des défaillances spécifiques de stabilité intacte sont actuellement développé par l'Organisation Maritime Internationale (OMI). Dans la houle, la stabilité et la manœuvrabilité sont des disciplines complémentaires qui permettent de traiter différents sujets d'étude tels que la capacité d'un

navire à maintenir un cap, les manœuvres à la mer et la caractérisation des phénomènes dangereux (broaching, surf-riding, roulis paramétrique, perte pure de stabilité, enfournement de l'étrave, envahissement du pont). Pour chaque discipline, une méthodologie différente est utilisée. Les essais en modèles libres donnent encore les meilleurs résultats en termes de réalité des phénomènes physiques comme par exemple la ventilation d'une hélice. La simulation numérique est aussi un outil très répandu mais pour lequel aucun consensus n'a encore été trouvé.

Pour chaque mode de défaillance, l'OMI compte bientôt finaliser deux niveaux de critères et de normes. Concernant le mode de défaillance de stabilité en broaching (IMO 2013a), le premier niveau de vulnérabilité est très simple et ne prend en considération que le nombre de Froude et la longueur du navire. Pour le second niveau, le nombre de Froude critique correspondant au seuil où le surf-riding est susceptible d'apparaître, est évalué en houle régulière pour une cambrure spécifique et un ratio spécifique entre la longueur d'onde de la vague et la longueur du navire. La probabilité à court-terme du surf-riding peut être calculée par la formule théorique de Longuet-Higgin [17] pour une fonction de densité de probabilité conjointe appliquée à une hauteur et une longueur locale de la vague. La probabilité à long terme doit être calculée en utilisant le diagramme de vagues (wave scatter diagram) de l'Atlantique Nord et comparée à une norme acceptable telle que celle de N. Umeda (2013) [18].

Le premier niveau du critère de vulnérabilité au surf-riding et au broaching indique que la détermination du second seuil de surf-riding permettant d'éviter l'apparition du broaching est basée sur une analyse du diagramme de phase pour une vague ayant une cambrure de $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{10}$. Les résultats obtenus sur différents navires ont permis d'établir une expression de la vitesse critique quelle que soit les conditions initiales V_S au-delà de laquelle le broaching peut apparaître. Ainsi, la vitesse maximale autorisée du navire pour ne pas se trouver en conditions défavorables de navigation se calcule comme suit (MCS.1/Circ. 1228) :

$$V_S = \frac{1.8\sqrt{L_{pp}}}{\cos(\chi)} \quad (\text{en nœuds}) \quad (5)$$

En considérant une mer de l'arrière on peut réécrire l'équation (5) de façon à obtenir une condition sur le nombre de Froude.

$$F_n = \frac{1.8}{\sqrt{g}} \cdot \frac{1.852}{3.6} = 0.296 \approx 0.3 \quad (6)$$

Par conséquent, si le nombre de Froude est supérieur à 0.3, alors le navire est vulnérable au broaching et doit être soumis au deuxième niveau de critère. Toutefois, cette vitesse critique est valable dans le cas d'une cambrure de houle de 10% qui est une valeur relativement élevée. De plus, la probabilité de rencontrer des vagues longues et cambrées est plus faible que celle de rencontrer des vagues courtes et faiblement cambrée. Cette condition sur le nombre de Froude pénalise donc les navires ayant une grande longueur à la flottaison. Le critère présenté dans le document SLF-53/3/8 inclut une condition sur la longueur du navire, de telle sorte que seuls les navires ayant une longueur à la flottaison inférieure à 200 mètres soient vulnérables au surf-riding et au broaching. N. Umeda *et al.* (2007) [19] puis W.S. Peters *et al.* (2011) [20] sont arrivés à la conclusion que l'augmentation simultanée de la longueur d'onde et de la cambrure de la vague conduit à diminuer la probabilité d'apparition du broaching-to.

Le deuxième niveau du critère de vulnérabilité au surf-riding et au broaching est basé sur la mesure du pourcentage de vagues capable de déclencher le surf-riding du navire. Comme pour la perte pure de stabilité, le surf-riding est souvent un phénomène déclenché par une vague unique. La houle irrégulière est modélisée par la superposition de vagues d'amplitudes et de longueurs d'onde aléatoires. Pour chaque vague du spectre de houle associé à un état de mer particulier, la vitesse du navire caractérisée par son nombre de Froude F_n est comparée à la vitesse critique du second seuil de surf-riding F_{nTR} . La méthode de Melnikov permet de calculer le coefficient $C2_{ij}$ associé à l'apparition du surf-riding.

$$C2_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } F_n > F_{nTR}(\lambda_i, A_j) \\ 0 & \text{si } F_n \leq F_{nTR}(\lambda_i, A_j) \end{cases} \quad (7)$$

La moyenne pondérée $C2(H_S, T_Z)$ calculée sur l'ensemble des amplitudes A_j et longueurs d'onde λ_i du spectre de houle est une fonction de la hauteur significative des vague H_S (ou $H_{1/3}$) et de la période moyenne T_Z . Elle est l'élément clé du critère.

$$C2(H_S, T_Z) = \sum_{i=1}^{N_\lambda} \sum_{j=1}^{N_A} W_{ij} C2_{ij} \quad (8)$$

Le paramètre W_{ij} est le poids statistique associé à la vague de longueur d'onde λ_i et d'amplitude A_j .

La formulation à long terme du critère est la moyenne sur l'ensemble des états de mer $C2_L$ de la moyenne pondérée précédente.

$$C2_L = \sum_{H_S} \sum_{T_Z} C2(H_S, T_Z) P(H_S, T_Z) \quad (9)$$

Où $P(H_S, T_Z)$ est la fréquence statistique des observations d'un état de mer de hauteur significative H_S et de période moyenne T_Z . Les données permettant de moyenniser les différents états de mer peuvent être obtenus par le diagramme de vague standard IACS 2001 (International Association Classification Societies Ltd.).

$$P(H_S, T_Z) = \frac{N(H_S, T_Z)}{N_{Total}} \quad (10)$$





Où $N(H_S, T_Z)$ est le nombre d'observations d'un état de mer donné et N_{Total} le nombre total d'observations disponibles.

La vulnérabilité d'un navire au second niveau du critère est alors évaluée à partir de la valeur prise par le coefficient de probabilité à long terme C_{2L} . Dans W. Peters *et al.* (2011), si C_{2L} est supérieur à 0.01 alors le navire est vulnérable.

VII. Navires vulnérables

Par mer de l'arrière, et plus particulièrement dans l'étude du surf-riding et du broaching, les analyses de vulnérabilité sont effectuées sur un panel assez large de navires comportant aussi bien des tankers que de navires de pêche. Le tableau 2 ci-dessous présente un échantillon non-exhaustif des navires composant la flotte mondiale.

Tableau 2 - Différents types de navires

Navires	Description	Navires	Description
<i>Vraquier (BC)</i>		<i>Porte-containers (CS)</i>	
<i>Navire de pêche (FV)</i>		<i>Cargo (GC)</i>	

<p><i>LNG (Gaz Naturel Liquéfié)</i></p>		<p><i>Navire militaire (M)</i></p>	
<p><i>Navire à passagers (PS)</i></p>		<p><i>RoPax (RP)</i></p>	
<p><i>Tanker (T)</i></p>			

Dans le but d'évaluer la vulnérabilité d'une population de navires à ces phénomènes, la valeur du critère à court terme C_2 a été calculée pour un unique état de mer dont la hauteur moyenne du tiers supérieur des plus hautes vagues observées vaut $H_5 = 2.5$ mètres et la période moyenne vaut $T_Z = 8.5$ secondes. Dans les travaux de W. Peters *et al.* (2011), dont les résultats sont présentés dans le tableau 3 ci-dessous, le critère à long terme C_{2L} est comparée à une valeur standard de 0.01. Dans ces conditions, on constate que seuls les navires de pêche et les navires militaires sont susceptibles de subir le surf-riding et par conséquent le broaching. Ils indiquent alors que ces prédictions sont généralement en accord avec l'expérience à la mer de ces navires. Le critère à long terme semble plus sensible puisqu'il couvre un plus grand nombre d'états de mer. Les résultats du premier niveau de critère sont aussi cohérents vis-à-vis de leurs capacités opérationnelles.

Tableau 3 - Vérification des niveaux 1 et 2 du critère de surf-riding (SLF 53/INF.10)
(Source : W. Peters et al. (2011))

Navires	Description	L_{pp} (m)	U (Nœuds)	F_n	$F_n > 0.3 ?$	C_2	C_{2L}	$C_{2L} > 0.01 ?$
BC1		275	16	0.15	Non	0.00	0.00	Non
BC2		145	14	0.18	Non	0.00	0.00	Non
CS1	Post-panamax	323	25	0.22	Non	0.00	0.00	Non
CS2	Post-panamax	376	25	0.20	Non	0.00	0.00	Non
CS3	Post-panamax	330	25	0.22	Non	0.00	0.00	Non
CS4	Panamax	283	25	0.23	Non	0.00	0.00	Non
CS5	C11 Class	262	25	0.24	Non	0.00	0.00	Non
FV1	Japanese Purse Seiner	35	17	0.44	Oui	0.56	0.285	Oui
FV2		22	14	0.46	Oui	0.34	0.175	Oui
CG1	Serie 60 $C_B = 0.7$	122	18	0.25	Non	0.00	3.10^{-9}	Non
CG2	C4 Class	161	18	0.22	Non	0.00	0.00	Non
LNG		268	18	0.17	Non	0.00	0.00	Non
M1	ONR Tumblehome	150	30	0.39	Oui	0.20	0.22	Oui
M2	ONR Flared	150	30	0.39	Oui	0.20	0.22	Oui
PS		276	25	0.24	Non	0.00	0.00	Non
RP		137	19	0.25	Non	0.00	5.10^{-5}	Non
T		320	14	0.12	Non	0.00	0.00	Non

Une étude similaire a été menée en 2012 par C. Wandji et P. Corrigan pour un état de mer 4 identique à celui des travaux de W. Peters. La condition à long terme de l'apparition du surf riding a cependant été comparée à une valeur de 10^{-6} et non plus 0.01. La lecture du tableau 4 ci-dessous permet de constater qu'une fois de plus les navires de pêches et les navires militaires sont vulnérables aux phénomènes du surf-riding et du broaching. Ils justifient le fait

que leur étude ne soit pas très exhaustive sur le second niveau de critère par la difficulté à collecter des données fiables concernant la propulsion et la résistance des navires.

Tableau 4 - Vérification des niveaux 1 et 2 du critère de surf-riding (N.D. : Non Disponible)
(Source : C. Wandji et P. Corrigan (2012))

Navires	L_{pp} (m)	F_n	Niveau 1	Niveau 2
M1	150.00	0.40	Oui	0.224
M2	150.00	0.40	Oui	0.221
FV1	34.50	0.50	Oui	0.291
FV2	74.60	0.34	Oui	N.D.
FV3	20.35	0.36	Oui	N.D.
GC1	121.92	0.28	Non	N.D.
GC2	69.12	0.24	Non	N.D.
T1	225.00	0.16	Non	N.D.
T2	114.00	0.22	Non	N.D.
T3	180.00	0.18	Non	N.D.
T4	99.90	0.23	Non	N.D.
CS1	262.00	0.25	Non	N.D.
CS2	150.00	0.31	Oui	N.D.
CS3	275.00	0.35	Non	N.D.
CS4	349.50	0.21	Non	N.D.
CS5	142.37	0.27	Non	N.D.
CS6	159.00	0.25	Non	N.D.
CS7	167.00	0.25	Non	N.D.
CS8	185.50	0.26	Non	N.D.
CS9	266.00	0.24	Non	N.D.
CS10	210.00	0.26	Non	N.D.

RP1	135.00	0.21	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
RP2	146.00	0.27	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
RP3	161.60	0.31	<i>Oui</i>	<i>N.D.</i>
RP4	168.10	0.30	<i>Oui</i>	<i>N.D.</i>
RP5	117.00	0.23	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
BC1	217.00	0.16	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
BC2	282.00	0.14	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
BC3	172.00	0.18	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
LNG1	274.10	0.20	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>
LNG2	146.80	0.22	<i>Non</i>	<i>N.D.</i>

Ces travaux ou encore ceux de M.M. González *et al.* (2014) [21] permettent de mettre en lumière une prédisposition des navires de pêche et des navires militaires à subir le surf-riding et le broaching. Par conséquent, cette thèse se focalisera sur la modélisation du comportement d'un navire de pêche d'une longueur de 21.34 mètres à la flottaison vulnérable dès le premier niveau du critère de stabilité intacte de seconde génération.

VIII. Modèle d'efforts et de comportement du navire

L'International Towing Tank Conference (*ITTC*) [22] a établi que les problèmes actuels de stabilité des navires concernent la perte et la survie du navire endommagé, la modélisation de la géométrie interne du navire, les fuites et effondrements des portes et cloisons étanches ainsi que la modélisation d'états de mer extrêmes. Par conséquent, les modèles de comportement ne peuvent plus seulement se restreindre à des modèles simples mais doivent tendre à être des modèles non linéaires à six degrés de liberté, fortement couplés, développés en adéquation avec les théories de manœuvrabilité et de tenue à la mer.

Lors de navigations dans la houle, si le gisement entre l'axe longitudinal du navire et la direction de propagation de la houle est nul, alors un modèle mathématique à trois degrés de liberté en cavement, tangage et pilonnement suffit à prédire le comportement du navire. Toutefois, ces modèles ne permettent pas l'étude de la stabilité dans le plan transversal.

VIII.1 Généralités

Que ce soit par mer calme ou sur houle, un grand nombre de modèles de manœuvrabilité utilise une formulation linéarisée basée sur le principe fondamentale de la dynamique. Ces modèles sont généralement formulés à partir de l'équation (11) ci-dessous, dans laquelle M représente la matrice des masses et inerties, A la matrice des masses et inerties ajoutées, B la matrice des coefficients d'amortissement, C la matrice des raideurs hydrostatiques, F le vecteur des efforts extérieurs et X le vecteur d'état défini comme une fonction dépendant de l'attitude du navire.

$$(M + A) \cdot \ddot{X} + B \cdot \dot{X} + C \cdot X = F \quad (11)$$

Les principales différences des modèles de manœuvrabilité établis à travers le monde résident dans la modélisation des efforts extérieurs.

En 1964, M.A. Abkowitz [23] propose un modèle mathématique non linéaire dans lequel la partie hydrodynamique des efforts F est développée en série de Taylor des variables concernées. Cette formulation est la plus répandue et s'avère être très utile dans le cas où les constantes du modèles, i.e. les coefficients ou dérivées hydrodynamiques, doivent être déterminées à partir d'essais sur modèle réduit. Le contenu physique de la mesure et l'ensemble des effets hydrodynamiques peuvent alors être décrits par cette formulation.

Par mer calme, il est possible d'identifier trois familles de modèles mathématiques organisées suivant le programme de navigation du navire.

Le modèle MMG (Maneuvering Modelling Group) a été établi entre les années 1976 et 1980 par le JTTC (Japan Towing Tank Committee). Il permet de connaître les capacités manœuvrières d'un navire en condition normale de navigation grâce aux caractéristiques en eau libre de la carène, de l'hélice et du safran et des effets de leurs interactions.

Le second modèle est un modèle hydrodynamique associé à un modèle de réponse qui permet l'étude des mouvements d'arrêt du navire.

Le troisième modèle permet de prendre en compte le fait que les efforts extérieurs sur l'hélice et le gouvernail soient supérieurs aux efforts hydrodynamiques sur la carène dans le cas où la vitesse de cavement du navire est très inférieure à sa vitesse en embardée.

VIII.2 Modèles de comportement dans la houle

En 2004, K.J. Spyrou a mené une étude sur les variations du mouvement de cavalement par mer de l'arrière, mieux connus sous le terme de surging, et ses répercussions sur la sécurité du navire. Basé sur les précédents travaux de O. Grim [24] en Allemagne et M. Kan [25] au Japon, il motive son étude par l'observation remarquable que le surf-riding apparaît au moment où la vitesse de cavalement asymétrique maximale atteint la vitesse de phase de la vague. Le modèle mathématique qu'il utilise pour modéliser le cavalement oscillatoire du navire sur des vagues régulières très cambrées et de grandes longueurs d'onde vient directement de l'application de la seconde loi de Newton au mouvement non couplé de cavalement qu'il représente analytiquement comme suit :

$$(m - X_{\dot{u}}(u, \lambda))\dot{u} = (T(x, u, N_p, A_w k, \lambda) - R_T(x, u, A_w k, \lambda)) - X_w(x, A_w k, \lambda) \quad (12)$$

La variable x représente alors la position du centre de gravité du navire par rapport au creux de vague considéré. Dans ce modèle à un degré de liberté, il corrige la vitesse en cavalement u en additionnant un terme dépendant de la position du navire et correspondant à la vitesse moyenne des particules fluides.

Dans le champ des modèles de comportement, on relève aussi le modèle de manœuvrabilité par mer formée de l'arrière développé par Z. Ayaz, D. Vassalos et K.J. Spyrou en 2006 [26]. Ce modèle utilise une formulation de type MMG. Dans leurs travaux, ils s'intéressent à l'étude de la capacité d'un navire à garder un cap. Ils emploient alors les théories de tenue à la mer associées à celles de la manœuvrabilité pour exprimer les efforts extérieurs agissant sur le navire. Leur modèle incluant les termes dépendant de la fréquence est le suivant :

$$(M + A)\ddot{X} + B(X)\dot{X} + C(X)X + \int_0^\infty \int K_{ij}(t)V_j(t - \tau)d\tau = F(A_w, X, \dot{X}, \ddot{X}) \quad (13)$$

Dans la décomposition d'effort à laquelle ils procèdent, les efforts de vagues sont issus de la théorie linéaire, en fluide non-visqueux, incompressible et irrotationnel où la tension de surface est négligée et où l'hypothèse de profondeur infinie est considérée valide. En tenue à la mer les efforts de Froude-Krylov (FK) de la houle incidente sont dissociés des efforts de la houle diffractée. En théorie potentielle, les efforts de FK se calculent par intégration de la pression sur la surface immergée instantanée. Dans le cas général, la méthode des tranches est utilisée pour déterminer les efforts de vagues diffractées. Toutefois, elle semble inadaptée par mer de l'arrière lorsque les fréquences de rencontre sont faibles.

La théorie de M. Ohkusu (1986) [27] permettant de modéliser les effets de la houle résultant de la perturbation de la vague incidente par le navire semble alors plus appropriée. Les efforts

hydrodynamiques sur la carène sont estimés en ayant recours aux essais expérimentaux ou au calcul numérique CFD (Computational Fluid Dynamics). Lorsque les résultats de ces derniers sont indisponibles, il est possible d'utiliser le modèle de J. Holtrop et G.G.J. Mennen (1982) [28]. Sinon, la résistance totale $R_T(u)$ est calculée par le modèle suivant :

$$R_T(u) = a_0 \cdot u + a_1 \cdot u \cdot |u| + a_2 \cdot u^3 \quad (14)$$

Les efforts de portance et de traînée sur le gouvernail sont hautement influencés par les interactions entre la carène et l'hélice. Le contrôle de l'orientation du gouvernail s'effectue à l'aide d'un autopilote pourvu d'un correcteur proportionnel dérivateur dont l'équation d'état est donnée ci-dessous :

$$\delta_R + t_r \dot{\delta}_R = K_R(\psi - \psi_c) + K_p \dot{\psi} \quad (15)$$

Avec :

- δ_R : Angle du gouvernail
- t_r : Constante de temps du gouvernail
- K_R : Gain en lacet
- ψ_c : Cap consigne
- K_p : Gain de vitesse angulaire en lacet

Les efforts de propulsion sont modélisés quel que soit le système (hélice, pod, ...) par respect de la poussée. S. Inoue *et al.* (1981) [29] ainsi que K.J. Spyrou (1990) [30] basent leurs modèles sur des formulations obtenues à partir des caractéristiques en eau libre de l'hélice. La poussée T de l'hélice peut alors s'écrire en fonction de la masse volumique du fluide ρ , de la vitesse de rotation de l'hélice N_p , du diamètre de l'hélice D_p et du coefficient de poussée K_T .

$$T = \rho N_p^2 D_p^4 K_T \quad (16)$$

En 1962, W.E. Cummins [31] établit que pour un corps en mouvement autour de sa position moyenne, les efforts de radiation issus de la théorie potentielle linéaire s'expriment dans le domaine temporel en fonction de la masse ajoutée à fréquence infinie et d'une intégrale de convolution correspondant aux effets mémoires. La fonction de Kernel K_{ij} correspond à la partie réelle de la transformée de Fourier de la fonction d'amortissement dans le domaine fréquentiel.

$$F_{RAD_{ij}} = -A_{ij}(\infty) \dot{V}_j - \int_0^\infty K_{ij}(t) V_j(t - \tau) d\tau \quad (17)$$

Avec : $i, j = 1, 2, 3, 4, 5, 6$

Les efforts de radiation calculés par la méthode des tranches sont donnés dans le repère lié au navire bien que les coefficients hydrodynamiques soient évalués pour un mouvement stationnaire du navire impliquant des mouvements de faibles amplitudes. Cependant, dans des conditions de mer formée, les amplitudes du mouvement du navire sont grandes et imposent dans leur modèle de projeter les efforts de radiation dans la base horizontale liée au navire.

De cette étude, Z. Ayaz *et al.* concluent que les mouvements de plus grandes amplitudes apparaissent par mer de l'arrière. Ces conditions de pure mer de l'arrière sont les plus dangereuses au regard de celles rencontrées dans une mer de travers ou trois quart arrière. Pour améliorer la précision de leur modèle, ils relèvent la nécessité de coupler les mouvements verticaux aux autres mouvements. Pour certaines conditions initiales de vague, ils remarquent que les termes dépendants de la fréquence de rencontre peuvent affecter la précision du modèle et avoir un impact considérable sur la contrôlabilité du navire.

Un autre modèle mathématique a été proposé en 2008 par R. Skejic et Odd M. Faltinsen [32]. La vérification et la validation de leur théorie unifiée de tenue à la mer et de manœuvrabilité ont été faites par comparaison des résultats numériques et expérimentaux lors de manœuvres de zigzag et de giration en eau calme.

Dans leurs travaux, les mouvements et les chargements induits par la houle ont été déterminés en généralisant la méthode des tranches de Salvesen-Tuck-Faltinsen (Trans SNAME 1970; 78:250–287). La validation des calculs de tenue à la mer pour le mouvement vertical s'est faite par comparaison avec les résultats expérimentaux de N. Salvesen et W.E. Smith [33] sur la coque d'un Mariner par houle de face à gisement nul et à un nombre de Froude de 0.2. Leurs essais expérimentaux les ont conduits à s'interroger sur l'importance des paramètres de l'écoulement et sur l'échelle à laquelle les essais doivent être menés. Ils font le constat que seuls les mouvements induits par les vagues et les chargements moyens au second ordre peuvent être validés par leur modèle. Ils justifient cela par le fait que peu de résultats expérimentaux appropriés et bien documentés sur la manœuvrabilité des navires dans la houle sont disponibles. L'expression de ce modèle à quatre degrés de liberté est donnée par l'équation (18).

$$\begin{aligned}
 & \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{44} - mz_G^2 & -I_{46} \\ 0 & 0 & -I_{64} & I_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{p} \\ \dot{r} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & -mr & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & mu \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ p \\ r \end{pmatrix} = \\
 & \begin{pmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_{\dot{v}} & Y_{\dot{p}} & Y_{\dot{r}} \\ 0 & K_{\dot{v}} & K_{\dot{p}} & K_{\dot{r}} \\ 0 & N_{\dot{v}} & N_{\dot{p}} & N_{\dot{r}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{p} \\ \dot{r} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_v & Y_p & Y_r \\ 0 & K_v & K_p & K_r \\ 0 & N_v & N_p & N_r \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ p \\ r \end{pmatrix} + \\
 & \begin{pmatrix} 0 & -C_{TN}Y_{\dot{v}}r & -Y_{\dot{p}}r & -Y_{\dot{r}}r \\ 0 & 0 & 0 & X_{\dot{u}}u \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -X_{\dot{u}}u & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ p \\ r \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \int_0^t u dt \\ \int_0^t (v + z_G p + u\psi) dt \\ \varphi \\ \psi \end{pmatrix} + \\
 & \begin{pmatrix} X_r \\ Y_r \\ 0 \\ N_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -R_T(u) + (1-t)T(u) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ Y_{CF} \\ K_{CF} \\ N_{CF} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \overline{R_X} \\ \overline{R_Y} \\ \overline{M_X} + z_G \overline{R_Y} \\ \overline{M_Z} \end{pmatrix} \quad (18)
 \end{aligned}$$

Le terme C_{TN} est un facteur de réduction de la masse ajoutée $Y_{\dot{v}}$. En accord avec les travaux de J. Artyszuk (2003) [34], les valeurs prises par ce coefficient varient de 0.2 à 0.8. Pour la simulation des manœuvres de giration du Mariner, $C_{TN} = 0.35$.

Le modèle de comportement le plus documenté est sans doute celui proposé par N. Umeda. Lors de leur collaboration sur des travaux concernant l'apparition des phénomènes du surf-riding et du broaching, N. Umeda, H. Hashimoto et A. Matsuda (2011) [35] ont établi un modèle mathématique basé sur la définition d'un vecteur d'état x et d'un vecteur de contrôle b . Le navire étudié est alors l'ONR Tumblehome aux formes frégatées.

$$x = (x_1, x_2, \dots, x_8)^T = \left\{ \frac{\xi_G}{\lambda}, u, v, \chi, r, \varphi, p, \delta \right\}^T \quad (19)$$

$$b = \{N_p, \chi_c\}^T \quad (20)$$

Dans leur approche, le système dynamique peut être représenté par l'équation d'état suivante :

$$\dot{x} = F(x, b)^T = \{f_1(x, b), f_2(x, b), \dots, f_8(x, b)\}^T \quad (21)$$

Où :

$$f_1(x, b) = (u \cos \chi - v \sin \chi - C_\varphi) / \lambda \quad (22)$$

$$f_2(x, b) = \left[T \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, u, \chi, N_P \right) - R_T(u) + X_\varphi(u, \varphi) + X_w \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, \chi \right) \right] / (m + A_{11}) \quad (23)$$

$$f_3(x, b) = \left[-(m + A_{11})ur + Y_v(u, N_P)v + Y_r(u, N_P)r + Y_\varphi(u, \varphi) + Y_\delta(u, N_P)\delta + Y_w \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, \chi \right) \right] / (m + A_{22}) \quad (24)$$

$$f_4(x, b) = r \quad (25)$$

$$f_5(x, b) = \left[N_v(u, N_P)v + N_r(u, N_P)r + N_\varphi(u, \varphi) + N_\delta(u, N_P)\delta + N_T \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, u, \chi, N_P \right) + N_w \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, u, \chi, N_P \right) \right] / (I_{zz} + A_{66}) \quad (26)$$

$$f_6(x, b) = p \quad (27)$$

$$f_7(x, b) = \left[A_{11}z_H ur + K_v(u, N_P)v + K_r(u, N_P)r + K_p(u)p + K_\varphi(u, \varphi) + K_\delta(u, N_P)\delta + K_w \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, u, \chi, N_P \right) - mg \left\{ GZ(\varphi) + GZ^W \left(\frac{\xi_G}{\lambda}, \chi, \varphi \right) \right\} \right] / (I_{xx} + A_{44}) \quad (28)$$

$$f_8(x, b) = [-\delta - K_R(\chi - \chi_c) - K_R T_D r] / T_E \quad (29)$$

Leur modèle est alors un modèle à quatre degrés de liberté en cavement, embardée, roulis et lacet. Le modèle mathématique d'effort associé à ce modèle dynamique dérive de résultats d'essais en modèle captif. Lors des essais, la maquette est lentement dépassée par la vague, par conséquent, les dérivées hydrodynamiques qui en découlent sont exprimées en fonction des valeurs du tangage et du pilonnement mesurées pour différentes position relative de la maquette par rapport au creux de vague. En utilisant ce modèle, les forces et les moments seront raisonnablement estimés en respectant l'attitude exacte du navire en assiette et enfoncement par la résolution du système dynamique satisfaisant les conditions de nullité de la force en pilonnement et du moment en tangage.

En considérant que les variations en pilonnement et en tangage sont faibles, les forces et les moments exprimés au centre de gravité G dans le repère lié au navire peuvent être définis par les équations (30) à (35). Le paramètre ζ_G représente l'élévation verticale du centre de gravité au-dessus de la surface libre en eau calme. L'élévation ζ_G^* et l'angle de tangage θ^* sont obtenus en résolvant initialement les équations (32) et (34).

$$X\left(\zeta_G, \theta, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) = X\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) + X_\zeta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \zeta_G^* + X_\theta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \theta^* \quad (30)$$

$$Y\left(\zeta_G, \theta, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) = Y\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) + Y_\zeta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \zeta_G^* + Y_\theta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \theta^* \quad (31)$$

$$Z\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) + Z_\zeta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \zeta_G^* + Z_\theta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \theta^* = 0 \quad (32)$$

$$K\left(\zeta_G, \theta, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) = K\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) + K_\zeta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \zeta_G^* + K_\theta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \theta^* \quad (33)$$

$$M\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) + M_\zeta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \zeta_G^* + M_\theta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \theta^* = 0 \quad (34)$$

$$N\left(\zeta_G, \theta, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) = N\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) + N_\zeta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \zeta_G^* + N_\theta\left(\zeta_{G0}, \theta_0, \varphi, F_n, \frac{\xi_G}{\lambda}\right) \times \theta^* \quad (35)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta_G^* = \zeta_G - \zeta_{G0} \\ \theta^* = \theta - \theta_0 \end{array} \right. \quad (36)$$

$$\quad (37)$$

Le fait que lors de l'apparition du broaching, les fréquences propres en tangage et pilonnement du navire soient grandes devant la fréquence de rencontre, autorise, pour étudier l'apparition du broaching, à utiliser des hypothèses de quasi-stationnarité sur deux degrés de liberté associées au modèle mathématique en cavalement-embardée-roulis-lacet précédent.

Plus récemment, en 2010, les travaux de H. Sadat-Hosseini *et al.* ont montrés que le calcul numérique CFD utilisant le code URANS avait les capacités de prédire le roulis paramétrique et le broaching. Cette étude a permis la validation et la comparaison des résultats CFD aux résultats expérimentaux et aux prédictions basées sur une approche système. Leur modèle à six degrés de liberté est défini par les six équations de mouvement d'un corps rigide indéformable exprimé au centre de gravité du navire. Le modèle mathématique d'effort est approximé par un développement en série de Taylor du troisième ordre autour d'une position

d'équilibre, i.e. la vitesse axiale U_0 est constante pour un enfoncement dynamique σ et une assiette dynamique τ . L'effort total sur la carène est alors calculé comme la superposition linéaire d'un effort hydrostatique, d'un effort hydrodynamique, d'un effort de vague, d'efforts de contrôle et d'efforts de propulsion avec ε l'angle d'inclinaison de l'arbre de l'hélice.

$$\begin{aligned}
 m[\dot{u} - vr + (-U_0 \sin \tau + w)q] &= X_{\dot{u}}\dot{u} + X_* + X_{vv}v^2 + X_{ww}w^2 + X_{pp}p^2 + X_{qq}q^2 + \\
 &X_{rr}r^2 + X_{\varphi\varphi}\varphi^2 + X_{vp}vp + X_{vr}vr + X_{wq}wq + X_{pr}pr + X_{v\varphi}v\varphi + X_{r\varphi}r\varphi + \\
 &X_{wwq}w^2q + X_{wqq}wq^2 + X_{wvv}wv^2 + X_{wrr}wr^2 + X_{w\varphi\varphi}w\varphi^2 + X_{wpp}wp^2 + \\
 &X_{qvq}qv^2 + X_{qrr}qr^2 + X_{q\varphi\varphi}q\varphi^2 + X_{qpp}qp^2 + X_{www}w^3 + X_{qqq}q^3 + X_W + \\
 &2(1 - t_p)\rho N_p^2 D_p^4 K_T(J) \cos \varepsilon
 \end{aligned} \tag{38}$$

$$\begin{aligned}
 m[\dot{v} - (-U_0 \sin \tau + w)p + (U_0 \cos \tau + u)r] &= Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_{\dot{p}}\dot{p} + Y_{\dot{r}}\dot{r} + Y_vv + Y_pp + \\
 &Y_\varphi\varphi + Y_rr + Y_{vw}vw + Y_{qr}qr + Y_{vq}vq + Y_{wr}wr + Y_{wp}wp + Y_{w\varphi}w\varphi + Y_{pq}pq + \\
 &Y_{\varphi q}\varphi q + Y_{vvp}v^2p + Y_{vv\varphi}v^2\varphi + Y_{wvp}w^2p + Y_{vww}vw^2 + Y_{vvr}v^2r + \\
 &Y_{wwr}w^2r + Y_{vrr}vr^2 + Y_{vqq}vq^2 + Y_{qqr}q^2r + Y_{vpp}vp^2 + Y_{ppr}p^2r + Y_{v\varphi\varphi}v\varphi^2 + \\
 &Y_{\varphi\varphi r}\varphi^2r + Y_{pqq}pq^2 + Y_{prrr}pr^2 + Y_{\varphi qq}\varphi q^2 + Y_{\varphi rr}\varphi r^2 + Y_{vvv}v^3 + Y_{ppp}p^3 + \\
 &Y_{rrr}r^3 + Y_{\varphi\varphi\varphi}\varphi^3 + Y_W + Y_\delta\delta_R
 \end{aligned} \tag{39}$$

$$\begin{aligned}
 m[\dot{w} - (U_0 \cos \tau + u)q + vp] &= -\rho g A_{WPZ} + \rho g A_{WPCF}\theta + Z_* + Z_{\dot{u}}\dot{u} + Z_{\dot{w}}\dot{w} + \\
 &Z_{\dot{q}}\dot{q} + Z_w w + Z_q q + Z_{vv}v^2 + Z_{ww}w^2 + Z_{pp}p^2 + Z_{qq}q^2 + Z_{rr}r^2 + Z_{\varphi\varphi}\varphi^2 + \\
 &Z_{vp}vp + Z_{vr}vr + Z_{wq}wq + Z_{pr}pr + Z_{v\varphi}v\varphi + Z_{r\varphi}r\varphi + Z_{wwq}w^2q + \\
 &Z_{wqq}wq^2 + Z_{wvv}wv^2 + Z_{wrr}wr^2 + Z_{w\varphi\varphi}w\varphi^2 + Z_{wpp}wp^2 + Z_{qvq}qv^2 + \\
 &Z_{qr}r^2 + Z_{q\varphi\varphi}q\varphi^2 + Z_{qpp}qp^2 + Z_{www}w^3 + Z_{qqq}q^3 + Z_W + \\
 &2(1 - t_p)\rho N_p^2 D_p^4 K_T(J) \sin \varepsilon
 \end{aligned} \tag{40}$$

$$\begin{aligned}
 I_x\dot{p} + (I_z - I_y)qr &= -mg[GZ(\varphi) + \Delta GZ_W(z, \varphi, \theta, t)] + K_{\dot{v}}\dot{v} + K_{\dot{p}}\dot{p} + K_{\dot{r}}\dot{r} + K_vv + \\
 &K_pp + K_\varphi\varphi + K_rr + K_{vw}vw + K_{qr}qr + K_{vq}vq + K_{wr}wr + K_{wp}wp + \\
 &K_{w\varphi}w\varphi + K_{pq}pq + K_{\varphi q}\varphi q + K_{vvp}v^2p + K_{vv\varphi}v^2\varphi + K_{wvp}w^2p + \\
 &K_{ww\varphi}w^2\varphi + K_{vww}vw^2 + K_{vvr}v^2r + K_{wwr}w^2r + K_{vrr}vr^2 + K_{vqq}vq^2 + \\
 &K_{qqr}q^2r + K_{vpp}vp^2 + K_{ppr}p^2r + K_{v\varphi\varphi}v\varphi^2 + K_{\varphi\varphi r}\varphi^2r + K_{pqq}pq^2 + \\
 &K_{prrr}pr^2 + K_{\varphi qq}\varphi q^2 + K_{\varphi rr}\varphi r^2 + K_{vvv}v^3 + K_{ppp}p^3 + K_{rrr}r^3 + K_{\varphi\varphi\varphi}\varphi^3 + \\
 &K_W + K_\delta\delta_R
 \end{aligned} \tag{41}$$

$$\begin{aligned}
 I_y\dot{q} + (I_x - I_z)rp &= -mgGM_L\theta + \rho g A_{WPCFZ} + M_* + M_u\dot{u} + M_w\dot{w} + M_{\dot{q}}\dot{q} + \\
 &M_w w + M_q q + M_{vv}v^2 + M_{ww}w^2 + M_{pp}p^2 + M_{\varphi\varphi}\varphi^2 + M_{qq}q^2 + M_{rr}r^2 + \\
 &M_{vp}vp + M_{v\varphi}v\varphi + M_{pr}pr + M_{\varphi r}\varphi r + M_{vr}vr + M_{wq}wq + M_{vww}v^2w +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & M_{wwq}w^2q + M_{vvq}v^2q + M_{wqq}wq^2 + M_{wrr}wr^2 + M_{qrr}qr^2 + M_{wpp}wp^2 + \\
 & M_{w\varphi\varphi}w\varphi^2 + M_{ppq}p^2q + M_{\varphi\varphi q}\varphi^2q + M_{www}w^3 + M_{qqq}q^3 + M_W + \\
 & 2(1 - t_p)\rho N_p^2 D_p^4 K_T(J)(z_p \cos \varepsilon - x_p \sin \varepsilon)
 \end{aligned} \tag{42}$$

$$\begin{aligned}
 I_z \dot{r} + (I_y - I_x)pq = & N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{\dot{p}}\dot{p} + N_{\dot{r}}\dot{r} + N_vv + N_pp + N_\varphi\varphi + N_rr + N_{vw}vw + \\
 & N_{qr}qr + N_{vq}vq + N_{wr}wr + N_{wp}wp + N_{w\varphi}w\varphi + N_{pq}pq + N_{\varphi q}\varphi q + \\
 & N_{vvp}v^2p + N_{vv\varphi}v^2\varphi + N_{wvp}w^2p + N_{w^2\varphi}w^2\varphi + N_{vww}vw^2 + N_{vvr}v^2r + \\
 & N_{wvr}w^2r + N_{vrr}vr^2 + N_{vqq}vq^2 + N_{qqr}q^2r + N_{vpp}vp^2 + N_{ppr}p^2r + \\
 & N_{v\varphi\varphi}v\varphi^2 + N_{\varphi\varphi r}\varphi^2r + N_{pqq}pq^2 + N_{prp}pr^2 + N_{\varphi qq}\varphi q^2 + N_{\varphi rr}\varphi r^2 + \\
 & N_{vvv}v^3 + N_{ppp}p^3 + N_{rrr}r^3 + N_{\varphi\varphi\varphi}\varphi^3 + N_W + N_\delta\delta_R
 \end{aligned} \tag{43}$$

Les équations (38) à (43) représentent la formulation générale du modèle mathématique. Des simplifications peuvent y être apportées pour modéliser l'apparition du broaching. En effet, H. Hashimoto et N. Umeda (2002) ont introduit le modèle à quatre degrés de liberté présenté précédemment en faisant les hypothèses que la cambrure de la houle et les efforts qui en résultent sont faibles et que l'ensemble des interactions entre la vague et les mouvements perturbés sont d'ordre supérieur. De plus, l'effet de la vitesse en roulis est considéré significative pour le mouvement de roulis, mais négligeable pour les autres degrés de liberté, i.e. $K_p \neq 0$, $K_{ppp} \neq 0$ et $X_{pp} = Y_p = Y_{ppp} = N_p = N_{ppp} = 0$. Ils ne considèrent pas de termes couplés entre φ , p et les autres vitesses. L'ensemble des masses et inerties ajoutées sont considérées petites, exceptées $X_{\dot{u}}$, $Y_{\dot{v}}$, $K_{\dot{p}}$ et $N_{\dot{r}}$. L'angle d'inclinaison entre l'arbre d'hélice et l'axe longitudinal du navire est lui aussi considéré nul, i.e. $\varepsilon = 0$. Les résultats des études réalisées par H. Sadat-Hosseini sur l'aptitude de la CFD à prédire les situations où le navire est vulnérable au broaching ont été comparés aux résultats du modèle mathématique simplifié à quatre degrés de liberté suivant :

$$\dot{u} = [X_* + 2(1 - t_p)\rho N_p^2 D_p^4 K_T(J) + X_W]/(m - X_{\dot{u}}) \tag{44}$$

$$\dot{v} = [-(m - X_{\dot{u}})(U_0 + u)r + Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_vv + Y_rr + Y_\varphi\varphi + Y_\delta\delta_R + Y_W]/(m - Y_{\dot{v}}) \tag{45}$$

$$\dot{\varphi} = p \tag{46}$$

$$\dot{p} = [K_vv + K_rr + K_\varphi\varphi + K_{\varphi\varphi\varphi}\varphi^3 + K_pp + K_\delta\delta_R + z_H X_{\dot{u}}(U_0 + u)r - mgGZ(\varphi) + K_W]/(I_x - K_{\dot{p}}) \tag{47}$$

$$\dot{\psi} = r \tag{48}$$

$$\dot{r} = [N_vv + N_rr + N_\varphi\varphi + N_\delta\delta_R + N_W]/(I_z - N_{\dot{r}}) \tag{49}$$

$$\dot{\xi}_G = (U_0 + u) \cos \psi - v \sin \psi - C_\varphi \quad (50)$$

$$\dot{\delta}_R = [-\delta_R - K_P(\psi - \psi_C) - K_D r]/I \quad (51)$$

Les modèles présentés ici sont les plus fréquemment utilisés dans l'étude du comportement du navire par mer de l'arrière et dans l'étude du comportement dynamique du navire en général.

Le modèle développé au cours de ces travaux de thèse s'inspire grandement des modèles de la littérature et se base sur une approche système. Notre modèle non-linéaire conserve un maximum de termes de couplages sur les six degrés de libertés. Le système isolé est la coque du navire et le modèle d'efforts est défini par la superposition de torseurs d'action mécaniques extérieures dont les moments sont exprimés au centre de gravité du navire. Ce modèle mathématique combine les approches théoriques et empiriques.

IX. Essais expérimentaux

Dans ce dernier paragraphe, deux catégories d'essais expérimentaux sur modèle réduit seront présentés : les essais en modèle captif ou semi-captif permettant de déterminer les dérivées hydrodynamiques des modèles mathématiques d'effort et les essais en modèle libre permettant de valider les résultats obtenus à l'aide des modèles mathématiques.

IX.1 Essais en modèle captif

La procédure ITTC 7.5-02-06-02 datée de 2002 et traitant des méthodologies d'essais et d'extrapolation des résultats d'essais en modèle captif permet de connaître les recommandations à suivre pour ce type d'essai. Ainsi, l'échelle de la maquette doit être choisie aussi grande que possible sachant que 95% des maquettes utilisées pour les essais en modèle captif ont une longueur à la flottaison supérieure à 2 mètres. Pour les essais stationnaires et harmoniques, la longueur du bassin de traction est généralement de 35 fois la longueur de la maquette. Le rapport entre la longueur de la maquette et la largeur du bassin doit être inférieur à 0.47 pour les essais stationnaires et inférieur à 0.42 pour les essais harmoniques. Pour s'affranchir des effets de faible profondeur et considérer la profondeur comme infinie, l'OMI recommande que les essais soient effectués pour un rapport entre la profondeur h du bassin et le tirant d'eau T de la maquette au moins égal à 5. La vitesse de la maquette ne doit pas excéder $0.75\sqrt{gh}$. En 1992, M. Vantorre indique que la distance minimale de mesure doit être d'au moins 3 fois la longueur de la maquette. Dans le cas d'essais avec dérive, l'angle de dérive maximum ne doit pas causer d'interférences entre la maquette et les parois du bassin. Les angles de dérive supérieurs à ± 35 degrés ne sont que très rarement testés.

En 2003, N. Umeda *et al.* ont effectué des essais en modèle captif sur un navire de pêche à l'échelle 1/17.25 dans les bassins de l'Institut National de Recherche pour l'Ingénierie de la Pêche (NRIFE). Cette maquette est celle utilisée pour les essais de référence de l'ITTC. Afin de mesurer les variations du moment de redressement agissant sur la carène, la maquette libre en pilonnement et en tangage était tractée par mer de l'arrière et par mer oblique de l'arrière à l'aide d'un chariot de traction à deux degrés de liberté en X et Y. La gîte de la maquette était alors fixée à dix degrés. La houle générée était une houle régulière de grande longueur d'onde. Afin de régler indépendamment le cap et le gisement, les vitesses du chariot dans les deux directions ont été ajustées. L'effort latéral et le moment de lacet ont aussi été mesurés pour identifier les effets de la houle sur les coefficients de manoeuvrabilité. A l'issue de ces travaux, ils établissent que les coefficients hydrodynamiques dans la houle peuvent être estimés en faisant varier les valeurs des coefficients en eau calme obtenus lors des essais expérimentaux.

En 2004, H. Hashimoto *et al.* proposent une nouvelle procédure d'essais en modèle captifs pour la mesure des efforts hydrodynamiques en faisant varier la gîte d'une maquette à l'échelle 1/25 jusqu'à un angle de 90 degrés. Ils suggèrent que les effets non-linéaires de la gîte sur les efforts hydrodynamiques en eau calme sont non-négligeables dans le cas d'un chavirement dû au phénomène du broaching. L'intégralité des essais furent menés en eau calme pour des angles de roulis de 0, 10, 20, 30, 40 et 50 degrés et pour des nombres de Froude de 0.4877 et 0.5348 correspondant respectivement à un cas où la pulsation de rencontre est nulle pour une cambrure de houle de 1/10 et une longueur d'onde de $1.5L_{pp}$ et à un cas où la pulsation de rencontre est nulle pour une cambrure de houle de 1/10 et une longueur d'onde de $1.637L_{pp}$. Ce dernier cas correspond aux conditions de chavirement d'un navire dû au broaching telles que définit par les essais de référence de l'ITTC.

Comme le montre la figure 13, la maquette était complètement étanche et munie de pavois, de sabords et de superstructures similaires à celles utilisées pour les essais en modèle libre. Deux articulations réglables en longueur et en orientation ont été utilisées pour ajuster l'enfoncement, l'assiette et la gîte de la maquette.

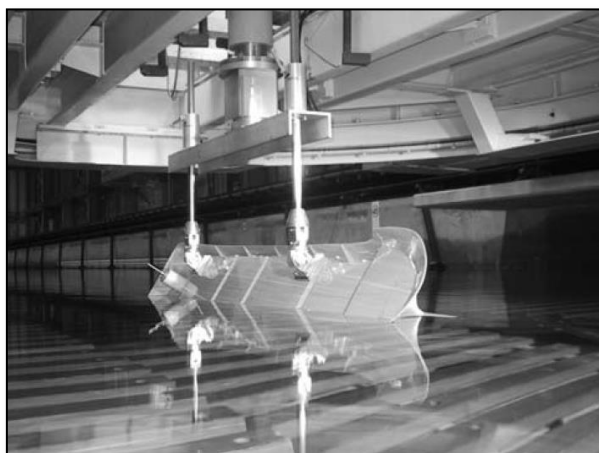


Figure 13 - Montage expérimental (*source : H. Hashimoto et al., 2004*)

Pour ces essais en modèle captif, la maquette était équipée d'un gouvernail mais ne disposait pas d'une hélice et était bridée dans toutes les directions. Les efforts en cavement, embardée et pilonnement et les moments en roulis, tangage et lacet étaient mesurés à l'aide d'une balance à six composantes. Les trois composantes de moments mesurées au point de réduction de la balance ont été exprimées au centre de gravité de la maquette. Le pilonnement et le tangage étaient réglés de manière à respecter les paramètres d'attitude dynamique de la maquette mesurés lors de précédents essais de résistance.

Afin de valider leur code numérique, Z. Ayaz, D. Vassalos et K.J. Spyrou (2005) ont utilisés des résultats d'essais effectués au NRIFE sur la maquette à l'échelle 1/17.25 d'un navire de pêche japonais de 712 tonnes équipée uniquement d'un gouvernail. Les essais ont été réalisés dans des conditions extrêmes de vagues régulières avec différentes cambrures de houle, différentes vitesses, différents gisement, différents enfoncements, différentes assiettes. La maquette réglée en masse et inertie était fixe dans les six degrés de liberté et montée sur une plateforme tournante du chariot de traction à deux degrés de liberté. Une sonde à houle était installée sur la plateforme tournante. La procédure expérimentale était la suivante : dans un premier temps, le batteur génère un train de houle régulière dans la direction longitudinale du bassin. Ensuite, en combinant les mouvements des deux plateformes, la maquette était tractée avec un gisement fixé par rapport à la direction de propagation de la houle. L'angle de dérive de la maquette est alors nul.

Dans le but de définir un modèle numérique à six degrés de liberté fortement couplé, deux conditions d'essais ont été réalisées. La première comprend les essais à gîte nulle, enfoncement nul et assiette nulle alors que la seconde comprend les essais expérimentaux

dans des configurations maximales de gîte, enfoncement et tangage autorisées par le montage d'essai. Du premier groupe d'essai, les effets de la cambrure de la houle, de la fréquence de rencontre et du gisement ont été investigués. Dans le second groupe d'essais, les résultats étaient présentés en termes de forces et de moments de vagues en fonction du gisement de la maquette.

Puisque l'applicabilité des modèles de simulation dépend de la précision de la prédiction des efforts hydrodynamiques, N. Umeda, A. Matsuda et H. Hashimoto (2008) ont effectués des essais en modèle captif sur une maquette à l'échelle 1/48.94 du navire militaire l'ONR Tumblehome. La maquette était libre en pilonnement et en tangage et était liée au chariot de traction par l'intermédiaire d'une balance à 4 composantes. Le pilonnement et le tangage ont été mesurés en utilisant respectivement un potentiomètre et un gyroscope. Ces essais ont été menés dans la houle à faible pulsation de rencontre. Dans ces conditions, la maquette était tractée avec un angle de roulis fixé successivement à 0, 10 et 20 degrés. En effet, il est important d'estimer les variations du moment de redressement en roulis dans la houle afin de prédire avec précision l'apparition du roulis paramétrique et de la perte pure de stabilité sur une crête de vague.

S. Hosseini (2009) [36] a réalisé des essais sur l'ONR Tumblehome dans le bassin de l'Institut National pour l'Étude et l'Expérimentation en Architecture Navale (INSEAN) et dans le bassin de traction de l'Université d'Osaka. Les conditions de chargement de la maquette étaient telles que la valeur du GM état de 0.042 mètres à l'échelle maquette. Des essais de résistance en eau calme, de gîte statique en eau calme, de dérive en eau calme et de gîte statique par mer de l'arrière ont été effectués pour recueillir les paramètres de tenue à la mer et de manœuvrabilité de son modèle de broaching NDA (Non-linear Dynamic Analysis). La maquette était libre en assiette et enfoncement afin de mesurer la résistance en eau calme pour des nombres de Froude allant de 0.05 à 0.4. Dans la houle, des essais de gîte fixée ont été réalisés pour mesurer les efforts d'excitation dus à la présence de la vague. La maquette était libre en pilonnement et tangage pour un nombre de Froude de 0.3, une cambrure de 0.03, une longueur d'onde égale à L_{pp} et à angle de gîte de 10 et 20 degrés. Les autres essais ont été menés à gîte nulle pour des nombres de Froude de 0.15, 0.25 et 0.35 pour une cambrure de 0.025 et une longueur d'onde de $1.25L_{pp}$ et un nombre de Froude de 0.35, pour une cambrure de 0.05 et une longueur d'onde de $1.25L_{pp}$.

En 2010, H. Hashimoto *et al.* ont à leur tour mené une campagne d'essais en modèle captif sur l'ONR Tumblehome. Ils ont effectué des essais de résistance et les essais en eau libre de l'hélice afin d'estimer la résistance et la poussée du navire étudié. Des essais de giration CMT (Circular Motion Tests) ont aussi été réalisés dans le bassin océanique du NRIFE pour

plusieurs combinaisons d'angles de dérive $\{-2\ 2\ 5\ 10\ 15\}$ degrés et de vitesses de lacet de valeurs adimensionnelles rL_{pp}/U égales à $\{0.2\ 0.4\ 0.6\}$. Pour ces essais, la maquette était dépourvue de ses hélices et de ses safrans. Les coefficients hydrodynamiques linéaires et non-linéaires ont été obtenus en appliquant la méthode des moindres carrés aux données mesurées. Ils ont souligné que les efforts hydrodynamiques induits par la gîte ont un rôle important dans la prédiction du broaching et ont réalisés des essais en eau calme avec vitesse d'avance et à différents angles de roulis allant jusqu'à 70 degrés.

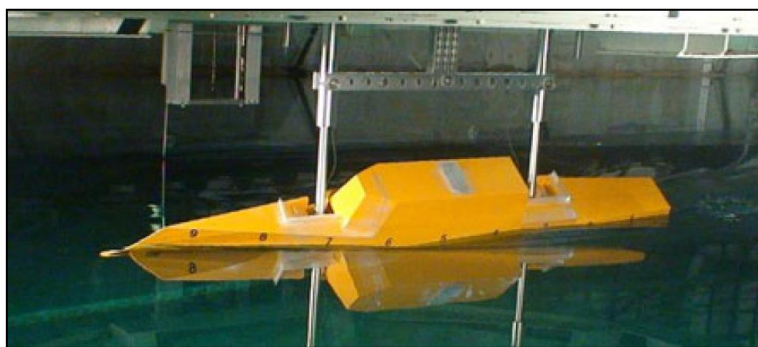


Figure 14 - Montage expérimental (*source : H. Hashimoto et al., 2010 [37]*)

Pour étudier la variation du moment de redressement, ils ont également effectué des essais en bassin de traction par mer de l'arrière avec différents angles de roulis allant jusqu'à 70 degrés. Lors des essais, la maquette était libre en pilonnement et en tangage. Les efforts d'excitation de la houle ont été mesurés sur houle régulière pour des cambrures de 0.025 et 0.05, une longueur d'onde de $1.25L_{pp}$ et un gisement de 30 degrés. Les nombres de Froude étaient compris entre 0 et 0.35.

Pour valider les modèles mathématiques dont les coefficients hydrodynamiques ont été déterminés par l'analyse des essais en modèle captifs, des campagnes d'essais en modèle libre ont été réalisés à travers le monde.

IX.2 Essais en modèle libre

En février 1978, à Trondheim, le comité de tenue à la mer de l'ITTC établissait un rapport dans lequel figuraient entre autres des indications concernant le réglage en inertie des maquettes d'une longueur comprise entre 1 et 8 mètres. En effet, le réglage en inertie lors d'essais en modèle libre est un point clé qui influence grandement le comportement dynamique de la maquette. La plupart des méthodes de mesure et de réglage des inerties utilise une plateforme sur balancier permettant de mesurer le rayon de giration en tangage, i.e.

l'inertie, et se base sur l'hypothèse que pour les navires conventionnels, le rayon de giration en lacet est identique à celui en tangage. L'inertie en roulis est connue en appliquant la théorie du pendule pesant à la maquette montée sur la plateforme à balancier. Il est aussi possible de mesurer la période propre du roulis en eau calme en considérant que la masse ajoutée est négligeable. Un exemple de plateforme de réglage des inerties est donné par la figure 15.

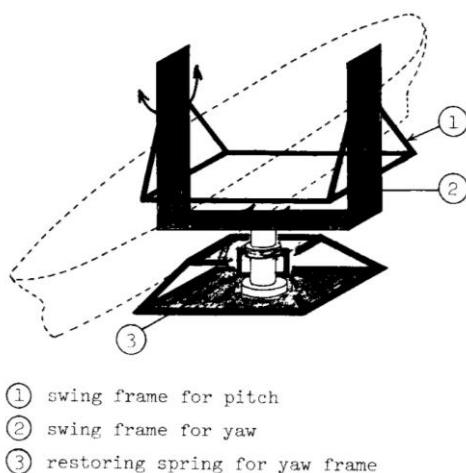


Figure 15 - Plateforme de réglage des inerties

(source : *Rapport du comité de tenue à la mer, ITTC 1978*)

Dans le cadre de l'établissement de méthodologies d'essais et d'extrapolation des résultats d'essais en modèle libre, la procédure ITTC 7.5-02-06-01 (2008) permet de connaître les standards à respecter. Dans un premier temps, concernant les conditions initiales de l'essai, il est recommandé que des essais de vitesse en ligne droite soient effectués afin de connaître la vitesse de rotation de l'hélice correspondant à la vitesse désirée. Pour faire accélérer la maquette, trois solutions sont recensées :

- Par la propre propulsion de la maquette (méthode la plus commune mais nécessitant une relativement longue distance d'accélération)
- Par un système de catapulte.
- Par une plateforme de traction asservie qui suit le modèle après l'avoir relâché.

En 2005, Z. Ayaz *et al.* ont menés une campagne d'essais en modèle libre pour deux états de mer aléatoires basés sur les spectres ITTC et JONSWAP. La maquette qu'ils utilisent est celle d'un navire de pêche de 2.3 mètres équipée de quille anti-roulis, d'un gouvernail et d'une hélice. Les batteries servant à envoyer la puissance au moteur de propulsion étaient embarquées. Les angles de roulis, tangage et lacet étaient mesurés à l'aide d'un gyroscope à fibres optiques. Les signaux d'attitudes ainsi que l'angle du gouvernail et la vitesse de

rotation de l'hélice étaient enregistrés par un ordinateur embarqué. L'angle de lacet mesuré était aussi utilisé pour le contrôle du pilote automatique. L'intérêt des essais en modèle libre est alors d'avoir un spectre de vague suffisamment propre pour servir de base à la création de modèles numériques permettant de déterminer les limites de chavirement d'un navire. Leurs essais ont été réalisés pour trois gisements initiaux différents, trois périodes moyennes de houle et trois hauteurs significatives de vagues.

Les travaux de T. Lilienthal *et al.* [38] en 2007, se basent sur des résultats d'essais en modèle libre sur houle régulière de l'arrière effectués au NRIFE. La maquette était alors celle d'un navire de pêche à l'échelle 1/20. La propulsion se composait d'une hélice mise en rotation par un moteur pouvant atteindre une vitesse de 3000 tours par minute. La communication entre le poste de contrôle à terre et la maquette se faisait par une connexion sans fil Ethernet. Les essais par mer de l'arrière ont été réalisés pour des gisements de 5, 15 et 25 degrés et des nombres de Froude de 0.171, 0.228 et 0.285. La houle était une houle régulière de cambrure 1/10 et de deux longueurs d'onde différentes, i.e. $0.8L_{pp}$ et $2L_{pp}$. La procédure d'essais était la suivante. Initialement, la maquette était maintenue proche du batteur avec le moteur de propulsion en fonctionnement. Une fois le front d'onde suffisamment loin, la maquette était relâchée. Le gouvernail était piloté manuellement afin de maintenir le cap désiré. Les données enregistrées pouvaient alors être divisées en trois sections. Les données de la première section n'ont pas été utilisées puisqu'elles correspondaient à la phase transitoire d'accélération après le lâcher. La seconde section de l'essai contenait un nombre significatif de données concernant les vagues rencontrées. Les données obtenues lors de cette phase ont été conservées pour analyse. Les données de la dernière section n'ont pas été traitées non plus car elles contenaient les phases de décélération et de récupération manuelle de la maquette. Au cours de leurs travaux, ils définirent le chavirement comme une configuration du navire où l'angle de gîte est supérieur à 80 degrés et où le navire n'est pas en capacité de revenir à une position verticale stable. Si la maquette chavirait dans la deuxième section de l'essai, il était reconduit aussitôt pour confirmer l'authenticité du chavirement. Si le chavirement apparaissait dans la première section, l'essai était ignoré puis répété par la suite. Dans le cas d'un chavirement dans la troisième section sans que la maquette n'ait montré de signes avant-coureurs de chavirement dans la deuxième section, l'essai n'était pas répété et était accepté comme un essai sans chavirement.

En 2008, en complément des essais en modèle captif précédemment présentés, N. Umeda *et al.* ont effectués des essais en modèle libre sur la maquette de l'ONR Tumblehome. Elle était propulsée par deux hélices. La puissance électrique était fournie par deux batteries montées à l'intérieur de la maquette. Une boucle d'asservissement permettait de maintenir une vitesse de rotation des hélices constante. La maquette était aussi équipée d'un gyroscope, d'un

ordinateur embarqué, d'appareillage électronique de contrôle et d'un contrôleur proportionnel en guise de garde-cap utilisant la vitesse angulaire en lacet issue du gyroscope. Les angles de roulis, tangage et lacet, l'angle de gouverne et la vitesse de rotation des hélices ont été enregistrées par l'ordinateur embarqué. L'élévation de surface libre a été mesurée par une sonde à houle placée proche du batteur. La procédure expérimentale qu'ils ont suivie lors de ces essais par mer de l'arrière et mer oblique de l'arrière est la suivante. Dans un premier temps, la maquette était maintenue proche du batteur sans que les hélices ne tournent. Ensuite, le batteur génère un train de houle régulière. Une fois le front d'onde suffisamment loin du batteur, l'opérateur augmente la vitesse de rotation des hélices jusqu'à atteindre la vitesse de rotation correspondant au nombre de Froude nominal et active le pilotage automatique permettant à la maquette de suivre un cap. Une fois la vitesse de rotation atteinte, la maquette est autonome dans la houle. Lorsqu'elle se rapproche de la paroi du bassin, ou la plage absorbante, le pilote automatique est désactivé et le sens de rotation des hélices est inversé pour éviter toute collision. Cette méthodologie est basée sur la procédure ITTC 7.5-02-07-04.1 concernant les essais expérimentaux pour l'étude de la stabilité intacte. Lors de ces essais en modèle libre, les nombres de Froude étaient de 0.25, 0.3, 0.35, 0.4 et 0.45. Les gisements de consigne étaient de -5, -15, -22.5, -30 et -37.5 degrés par rapport à la direction de propagation de la houle. Les longueurs d'onde de la houle étaient égales à L_{pp} , $1.25L_{pp}$, $1.5L_{pp}$, $1.75L_{pp}$ et $2L_{pp}$ pour des cambrures de houle de 1/100, 1/50, 1/33.3, 1/25, 1/16.7 et 1/12.5. Au total, plus de deux cents essais ont été réalisés.

Au cours des travaux de thèse de S. Hosseini en 2009, sur la prédiction des modes de chavirement du navire, une campagne d'essais en modèle libre a été menée sur la maquette de l'ONR Tumblehome pour deux conditions de chargement : $GM = 0.036$ mètres et $GM = 0.042$ mètres. La procédure suivie est alors la même que celle de N. Umeda présentée ci-dessus.

En 2010, A. Maki *et al.* [39] ont réalisé une campagne d'essais en modèle libre dans le bassin de tenue à la mer et de manœuvrabilité du NRIFE sur la maquette d'un ONR Tumblehome. Initialement la maquette était tractée proche du batteur de houle puis l'hélice et le pilote automatique ont été activés. La vitesse de rotation de l'hélice a été réglée de manière à respecter un nombre de Froude nominal en eau calme. Le modèle utilisé pour piloter l'angle du safran était celui d'un contrôleur proportionnel.

Dans un article paru en 2011, V. Belenky *et al.* [40] soulèvent le fait que la solution d'un problème non-rare ne présente pas de difficultés particulières, alors que la compréhension expérimental d'un problème rare peut être difficile puisqu'elle impose le contrôle total des conditions initiales. Dans le cas des essais sur maquette, les incertitudes expérimentales inhérentes nécessite pour chaque condition initiale de réaliser plusieurs essais afin de

déterminer la probabilité de défaillance et de chavirement. Le nombre de réalisations expérimentales nécessaire est déterminé par la précision du contrôle des conditions initiales dans un bassin autorisant la génération déterministe des vagues.

Dans un article traitant des performances du garde cap d'une maquette en modèle libre, N.K. Im *et al.* (2012) [41] décrivent à l'aide de la figure 16 l'instrumentation embarquée à bord de la maquette.

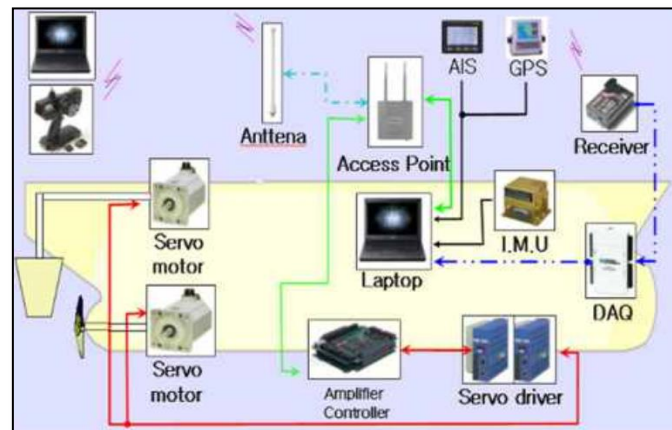


Figure 16 - Schéma de l'instrumentation embarquée à bord de la maquette
(source : N.K. Im et V.L. Tran, 2012)

Ils indiquent aussi avoir utilisé un contrôleur de type proportionnel dérivateur (PD) pour piloter l'angle du gouvernail. La formulation de ce contrôleur est donnée par l'équation (52) ci-dessous.

$$\delta = K_P e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (52)$$

Avec : $e(t) = \psi + \psi_c$ (53)

Les angles ψ et ψ_c sont respectivement le cap mesuré de la maquette et le cap consigne.

1^{ère} PARTIE : THÉORIE

I. Définition des repères

I.1 Manœuvrabilité

La manœuvrabilité est une discipline dans laquelle les mouvements étudiés sont majoritairement contenus dans le plan horizontal et les problèmes sont bien souvent résolus en deux dimensions. Certains modèles mathématiques tiennent cependant compte des couplages avec le roulis. Par conséquent, seuls deux repères s'avèrent importants pour décrire la position et l'orientation du navire dans l'espace : le repère terrestre fixe $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ et le repère lié au navire $(O_b, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)$. Dans les deux cas, ces repères sont orthonormés directs et leurs axes \vec{z}_0 et \vec{z}_b sont verticaux descendants.

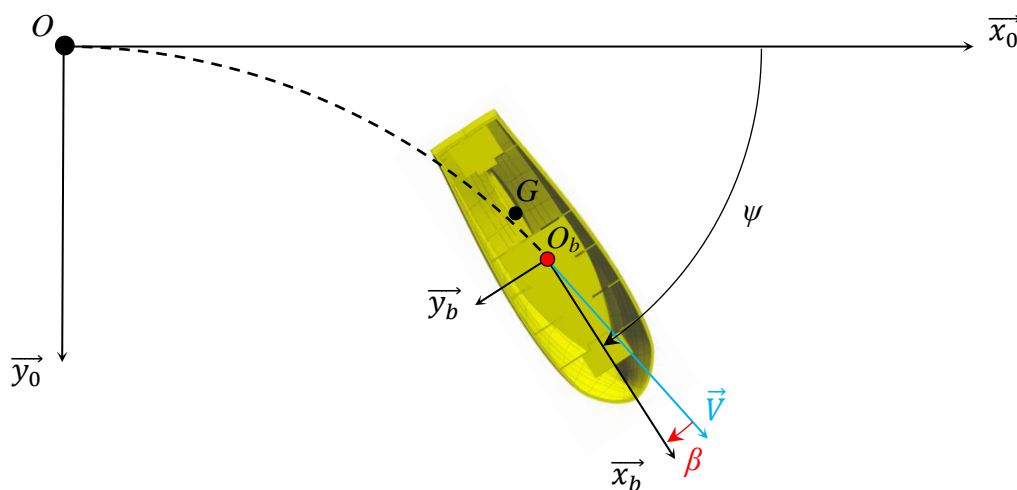


Figure 17 - Définition des repères de manœuvrabilité

L'angle entre la résultante de vitesse \vec{V} et l'axe longitudinal du navire, matérialisé par l'axe \vec{x}_b du repère lié au navire, est appelé l'angle de dérive β . Par convention, une giration sur tribord induit une vitesse en lacet r positive. Si $\vec{z}_0 = \vec{z}_b$, alors $r = \dot{\psi}$. La position du navire est connue à tout instant grâce aux coordonnées de l'origine O_b exprimées dans le repère terrestre fixe. Les vitesses en cavement u et en embardée v permettant de connaître l'angle de dérive du navire au cours de la manœuvre sont calculées de la manière suivante :

$$u = \|\vec{V}\| \cos \beta, v = -\|\vec{V}\| \sin \beta \text{ avec } \vec{V} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}_{(O_b, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)} \quad (54)$$

1.2 Tenue à la mer

En tenue à la mer, l'étude des interactions entre la houle et le navire requiert la définition de trois repères : le repère terrestre fixe $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, le repère lié au creux de la vague $(O_v, \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v)$ et le repère lié au navire $(O_b, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)$. La base b_v liée à la vague est l'image de la base b_0 par translation de vecteur \vec{OO}_v . La base b_b est l'image de la base b_0 par trois rotations successives d'angles ψ , θ , φ , appelés aussi angles de cardans. Ces trois systèmes de coordonnées sont des repères orthonormés directs dont les axes \vec{z}_0 et \vec{z}_v sont verticaux ascendants.

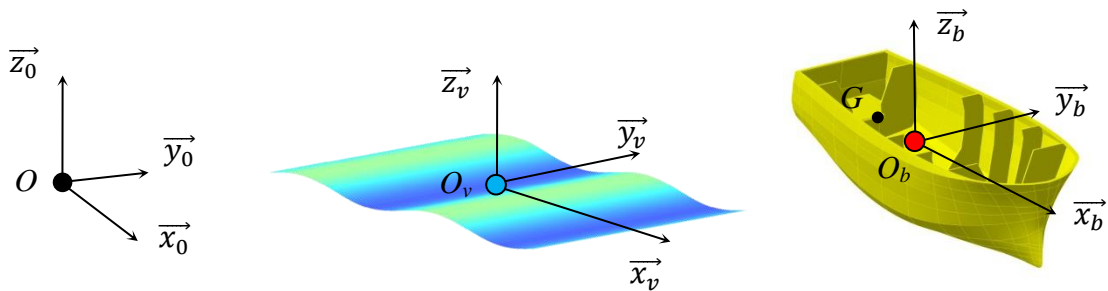


Figure 18 - Définition des repères de tenue à la mer

Dans l'étude des limites de stabilité où l'on cherche à prédire le chavirage d'un navire sans qu'il soit nécessaire de simuler le chavirage en lui-même, la modélisation des angles de lacet, tangage et roulis peut se faire à l'aide des angles de cardan tels que définis sur la figure 19. Dans le cas d'une étude plus poussée visant à simuler l'action de chavirer, il faudrait envisager l'utilisation des quaternions à la place des angles de cardan.

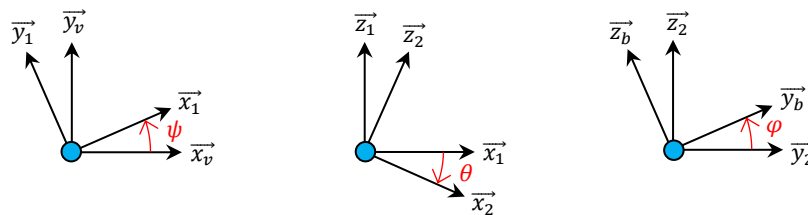


Figure 19 - Angle de lacet ψ , de tangage θ et de roulis φ

La matrice de passage de la base b_0 à la base b_b est la suivante :

$$\begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{pmatrix} \quad (55)$$

Par conséquent, afin de respecter les conventions établies par chacune des communautés scientifiques en manoeuvrabilité et en tenue à la mer, il sera nécessaire de choisir l'une des deux définitions de repères ci-dessus selon que l'on souhaite connaître la stabilité de route d'un navire ou son comportement dans la houle. Dans notre étude, on choisit d'exprimer les efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov dans le repère de tenue à la mer et de résoudre la dynamique du navire dans le repère de manoeuvrabilité.

II. Modélisation de la houle

Dans la littérature, différentes théories concernant la houle peuvent être recensées : linéaires, non-linéaires, rotationnelles, irrotationnelles, régulières, irrégulières, mono ou multidirectionnelles, en faible ou grande profondeur d'eau, etc. Dans le cadre de notre étude du mouvement du navire par mer de l'arrière, on se place dans des conditions rencontrées loin de la côte où la profondeur d'eau est relativement grande devant la longueur d'onde de la houle. Le modèle auquel on s'intéresse est un modèle permettant de décrire la propagation d'une onde loin de sa zone de génération et sans déferlement.

Afin de simplifier le problème cinématique, nous utilisons le modèle de houle décrit par B. Molin [42]. Les hypothèses de fluide parfait en écoulement irrotationnel permettent alors d'introduire un potentiel de vitesse $\Phi(x,y,z,t)$ dont le gradient donne le champ de vitesse V_p des particules fluides dans l'ensemble du domaine fluide.

$$\overrightarrow{V_p}(x, y, z, t) = \vec{\nabla}\Phi(x, y, z, t) \quad (56)$$

$$\text{Avec :} \quad \Delta\Phi(M, t) = 0 \quad (57)$$

La condition de conservation de la masse en fluide incompressible implique que la divergence du vecteur vitesse soit nulle et par conséquent que le laplacien du potentiel soit nul lui aussi.

Dans le cadre de cette thèse, on considérera un océan de profondeur infinie, i.e. $kh \geq 3$, où le fluide est supposé parfait, incompressible et ayant un écoulement irrotationnel. Le repère lié à la houle est alors un repère orthonormé direct, image du repère de tenue à la mer où l'axe \vec{z}_v est vertical ascendant. Dans un premier temps, une houle régulière monodirectionnelle dit houle de Stokes d'ordre 2 sera considérée. Le modèle associé à cette houle de Stokes est la superposition du modèle au premier ordre d'approximation mieux connu sous le nom de houle d'Airy et d'une composante de deuxième ordre. Dans le cas général, le potentiel $\Phi(x,y,z,t)$, solution particulière de la condition de surface libre, ainsi que l'élévation de surface libre $\eta(x,y,z,t)$ issue de la condition dynamique de surface libre en $z=0$, s'expriment de la manière suivante :

$$\Phi(x, z, t) = \frac{Ag}{\omega} \frac{ch k(z+h)}{ch kh} \sin(kx - \omega t) + \frac{3}{8} \frac{A^2 \omega}{sh^4 kh} ch 2k(z+h) \sin 2(kx - \omega t) \quad (58)$$

$$\eta(x, t) = A \cos(kx - \omega t) + \frac{A^2 k}{4} (3 \coth^3 kh - \coth kh) \cos 2(kx - \omega t) \quad (59)$$

L'application de l'hypothèse de profondeur infinie, i.e. $h \rightarrow +\infty$, permet de simplifier les deux expressions précédentes et d'exprimer le potentiel de la houle incidente et l'élévation de surface libre au deuxième ordre d'approximation de la manière suivante :

$$\Phi(x, z, t) = \frac{Ag}{\omega} e^{kz} \sin(kx - \omega t) \quad (60)$$

$$\eta(x, t) = A \cos(kx - \omega t) + \frac{A^2 k}{2} \cos 2(kx - \omega t) \quad (61)$$

Cette modélisation de l'élévation de surface libre induit des creux de vagues plus plats et des crêtes plus élevées et abruptes. L'hypothèse de profondeur infinie, implique que la pulsation ω s'exprime en fonction du nombre d'onde k comme suit :

$$\omega = \sqrt{gk} \quad (62)$$

Le nombre d'onde k est défini en fonction de la longueur d'onde de la houle λ :

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (63)$$

La célérité de l'onde C_ϕ qui en profondeur infinie est égale au double de la vitesse de groupe C_g se calcule à partir de la pulsation et du nombre d'onde :

$$C_\phi = \frac{\omega}{k} \quad (64)$$

Cette vitesse de phase de la houle est utilisée lors des essais en bassins de traction pour synchroniser à pulsation de rencontre nulle la position du centre de gravité de la maquette avec la vague.

III. Modèle mathématique

A l'heure actuelle, les codes de calculs CFD (Computational Fluid Dynamics) tels que les codes français *ICARE* et *ISIS CFD* ou le code américain *CFDShip-Iowa* permettent de simuler le comportement dynamique d'un navire dans la houle à partir de conditions initiales et de conditions aux limites fixées. La contrepartie est que ces codes nécessitent de fortes

capacités de calcul et mettent plusieurs semaines, pour calculer quelques minutes de temps réel. Dans une optique de vérification du comportement dynamique d'un navire sur houle au regard de critères *OMI* ou encore d'établissement de bases de données pour des applications statistiques et probabilistes, la CFD n'est pas adaptée. Les logiciels de calculs hydrostatiques tels que *MaxSurf* ou *Naval Designer* permettent d'effectuer des calculs de stabilité statique à partir de la recherche d'équilibres dynamiques où la somme des efforts s'appliquant sur la carène est nulle. Toutefois leur utilisation se limite à l'établissement de dossiers de stabilité dans la phase de conception d'un navire, puisqu'ils ne prennent pas en compte les effets des phénomènes transitoires sur la stabilité et ne permettent donc pas de garantir de la stabilité dynamique d'un navire sur la houle.

Ayant pour cahier des charges de simuler dans le domaine temporel des phénomènes de longue durée en ayant recours à un code de calcul relativement rapide, avec une faible incertitude et prenant en compte les phénomènes instationnaires dans le calcul du comportement dynamique du navire par mer de l'arrière, l'approche système ou systémique, très répandue dans le domaine de l'automatisme, a semblé être la méthode à suivre. En effet, cette méthode s'appuie sur l'analyse mathématique d'un système dans sa complexité par ses interactions dans leur globalité.

Dans certaines études telles que celles menées par le professeur N. Umeda (2003), un modèle mathématique à quatre degrés de liberté est utilisé. Les mouvements du navire sur houle à faible pulsation de rencontre sont alors apparentés à des mouvements basse fréquence impliquant une quasi-stationnarité des mouvements de tangage et de pilonnement. Dans la littérature, le phénomène du broaching se définit comme un changement brutal de la cinématique pouvant aussi apparaître à faible vitesse sans nécessairement être une issue au surf-riding. Cela implique une pulsation de rencontre entre la vague et le navire relativement élevée et des mouvements instationnaires dans le plan longitudinal ($x_b O_b z_b$). Le modèle développé au cours de cette thèse s'appuie sur le modèle mathématique défini par les 6 équations du mouvement de la seconde loi de Newton exprimées dans le repère lié au navire ($O_b, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b$) :

$$X = m[\dot{u} + qw - rv - x_G(q^2 + r^2) + y_G(pq - \dot{r}) + z_G(pr + \dot{q})] \quad (65)$$

$$Y = m[\dot{v} + ru - pw - y_G(r^2 + p^2) + z_G(qr - \dot{p}) + x_G(qp + \dot{r})] \quad (66)$$

$$Z = m[\dot{w} + pv - qu - z_G(p^2 + q^2) + x_G(rp - \dot{q}) + y_G(rq + \dot{p})] \quad (67)$$

$$K = I_x \dot{p} - I_{xy}(\dot{q} - rp) - I_{zx}(\dot{r} + pq) + (I_z - I_y)qr + I_{yz}(r^2 - q^2) + m[y_G(\dot{w} + pv - qu) - z_G(\dot{v} + ru - pw)] \quad (68)$$

$$M = I_y \dot{q} - I_{yz}(\dot{r} - pq) - I_{xy}(\dot{p} + qr) + (I_x - I_z)rp + I_{zx}(p^2 - r^2) + m[z_G(\dot{u} + qw - rv) - x_G(\dot{w} + pv - qu)] \quad (69)$$

$$N = I_z \dot{r} - I_{zx}(\dot{p} - qr) - I_{yz}(\dot{q} + rp) + (I_y - I_x)pq + I_{xy}(q^2 - p^2) + m[x_G(\dot{v} + ru - pw) - y_G(\dot{u} + qw - rv)] \quad (70)$$

Pour simplifier le système à résoudre, l'origine O_b du repère lié au navire est confondue avec son centre de gravité G , c'est à dire $x_G=y_G=z_G=0$. En outre, le navire étudié dispose de symétries dans les plans $(x_b O_b y_b)$ et $(y_b O_b z_b)$, les produits d'inertie I_{xy} et I_{yz} sont donc nuls.

En accord avec ces hypothèses, il est possible de réécrire dans le repère navire les équations du mouvement (65) à (70) de manière simplifiée comme suit :

$$X = m[\dot{u} + qw - rv] \quad (71)$$

$$Y = m[\dot{v} + ru - pw] \quad (72)$$

$$Z = m[\dot{w} + pv - qu] \quad (73)$$

$$K = I_x \dot{p} - I_{zx}(\dot{r} + pq) + (I_z - I_y)qr \quad (74)$$

$$M = I_y \dot{q} + (I_x - I_z)rp + I_{zx}(p^2 - r^2) \quad (75)$$

$$N = I_z \dot{r} - I_{zx}(\dot{p} - qr) + (I_y - I_x)pq \quad (76)$$

Soit le système matriciel suivant à résoudre :

$$\begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & 0 & I_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \\ \dot{p} \\ \dot{q} \\ \dot{r} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \\ K \\ M \\ N \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 & -r & q & 0 & 0 & 0 \\ r & 0 & -p & 0 & 0 & 0 \\ -q & p & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -r & q \\ 0 & 0 & 0 & r & 0 & -p \\ 0 & 0 & 0 & -q & p & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & 0 & I_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \\ p \\ q \\ r \end{pmatrix} \quad (77)$$

Comme évoqué précédemment, les principales différences entre les modèles mathématiques existants résident dans leurs capacités à modéliser les efforts agissant sur la carène du navire. Dans le cadre du développement du modèle mathématique, une décomposition des efforts à l'aide de torseurs a été choisie.

IV. Méthode de calcul de surface immergée instantanée

Le code de calcul *MANINWAVES* développé au cours de ces travaux de thèse est basé sur une approche système et modèle de comportement, le code est à l'origine conçu pour l'étude du comportement du navire par mer de l'arrière. Les hypothèses de l'approche système retenue impliquent que les effets des interactions fluides sur la coque soient modélisés sans maillage du domaine fluide. Ce code ne permet par conséquent pas de connaître l'écoulement autour de la coque ni la forme du champ de vague. Il permet à l'aide d'un modèle à six degrés de liberté de connaître en un temps de calcul relativement court, l'attitude d'un navire sur houle. Il a l'avantage de permettre une implémentation aisée des modèles mathématiques, que ce soit pour les appendices (hélice, gouvernail, ...) ou pour les efforts extérieurs. L'algorithme du code de calcul est donné en annexe 1.

Un des algorithmes du code *MANINWAVES* est celui du calcul de la surface immergée instantanée du navire afin de prendre en compte les non-linéarités du profil de la houle dans le calcul des efforts hydrostatique et de Froude-Krylov.

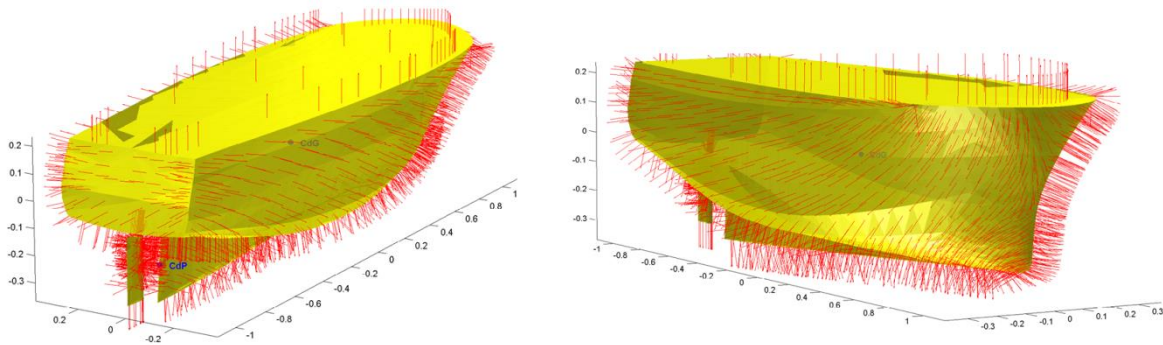


Figure 20 - Maillage du navire au format *Stl*
(*CdP* : Centre de poussée de l'hélice, *CdG* : Centre de gravité)

L'algorithme effectue l'intersection entre une surface paramétrée et un maillage de type stéréolithographie (*Stl*). C'est à partir d'un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO ou CAD) que la carène du navire est exportée au format *Stl*. La précision du maillage généré dépend alors de la capacité du logiciel de CAO à convertir et discrétiser la forme du

navire en un fichier de points et de normales orientées vers l'extérieur de la matière. De plus, les formes complexes telles que les bulbes, les voutes arrières, les quilles antiroulis, les hélices, etc. sont elles aussi prises en comptes dans le fichier de maillage. La figure 20 montre la géométrie orientée du navire telle que définie dans le maillage *Stl*.

En tenue à la mer, les efforts agissant sur la coque du navire sont évalués par intégration de la pression sur la surface mouillée instantanée. Cette dernière est définie comme la partie de la carène située en dessous de la surface libre. Dans le jargon maritime, cette surface mouillée correspond aux œuvres vives du navire.

La méthode présentée dans ce chapitre considère la surface de flottaison comme la surface inscrite à l'intérieur du contour défini par l'intersection entre la carène et la surface libre de la houle non perturbée par la présence du navire. Par conséquent, lorsque l'équation paramétrique de la surface libre est connue il est alors possible de connaître précisément la surface immergée du navire.

Le navire est considéré comme un corps rigide indéformable comportant un nombre fini de facettes. La position de l'ensemble des points de la carène est connue à chaque instant dans le repère terrestre fixe, par conséquent, il est aisé de connaître la géométrie de la surface mouillée. Pour chaque facette, quatre configurations sont possible : trois sommets en dessous de la surface libre, deux sommets en dessous, un seul sommet en dessous ou aucun des sommets de la facette n'est en dessous de la surface libre. Seules seront conservées les facettes ayant au moins un sommet immergé.

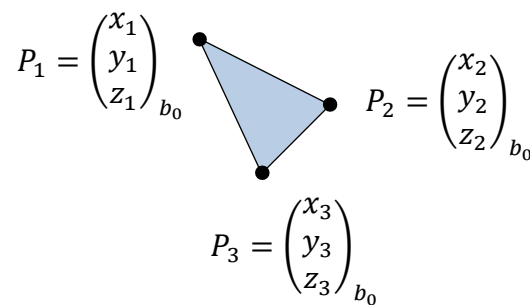


Figure 21 - Description d'une facette

Dans le cas d'une transformation triangle-triangle présentée sur la figure 21, si à l'instant t , seulement un des sommets de la facette considérée est en dessous de la surface libre, alors $n\%$ de la facette est immergé et $(100-n)\%$ est émergé. Ce pourcentage n de surface immergée est déterminé en utilisant deux systèmes d'équations paramétriques de droite.

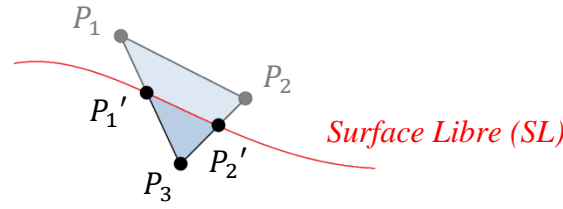


Figure 22 - Transformation triangle-triangle d'une facette

Si par exemple les sommets P_1 et P_2 sont au-dessus de la surface libre, alors les coordonnées de P_3 resteront inchangées et les équations paramétriques de la droite (P_1P_3) permettant de connaître les coordonnées de l'ensemble des points appartenant à cette droite seront exprimées en fonction du paramètre T comme suit :

$$\begin{cases} x_{P_{1'}} = (x_1 - x_3)T + x_3 & (78) \\ y_{P_{1'}} = (y_1 - y_3)T + y_3 & (79) \\ z_{P_{1'}} = (z_1 - z_3)T + z_3 & (80) \\ z_{SL} = \eta(x_{P_{1'}}, y_{P_{1'}}, t) & (81) \end{cases}$$

Ensuite, à l'aide d'une méthode de dichotomie, on cherche la valeur du paramètre T tel que les coordonnées $x_{P_{1'}}$ et $y_{P_{1'}}$ vérifient l'égalité $z_{P_{1'}} = z_{SL}$. Cette dernière coordonnée z_{SL} s'exprime comme la valeur instantanée, i.e. au temps t , de l'élévation de surface libre en un point de coordonnées $x_{P_{1'}}$ et $y_{P_{1'}}$. Les coordonnées du sommet $P_{1'}$, image du point P_1 dans la base b_0 associée au repère terrestre fixe sont :

$$P_{1'} = \begin{pmatrix} x_{P_{1'}} \\ y_{P_{1'}} \\ z_{SL} \end{pmatrix}_{b_0} \quad (82)$$

La méthode utilisée pour déterminer les coordonnées du point $P_{2'}$, image du point P_2 est identique et les équations paramétriques de la droite (P_2P_3) sont :

$$\begin{cases} x_{P_{2'}} = (x_2 - x_3)T + x_3 & (83) \\ y_{P_{2'}} = (y_2 - y_3)T + y_3 & (84) \\ z_{P_{2'}} = (z_2 - z_3)T + z_3 & (85) \end{cases}$$

Ainsi, pour une facette $P_1P_2P_3$ coupant la surface libre et n'ayant qu'un seul sommet en dessous, on construit une nouvelle facette $P_{1'}P_{2'}P_3$ dont la géométrie tient compte de la déformée de surface libre qu'elle soit linéaire ou non-linéaire. L'aire $A_{3n\%}$ de la facette ainsi

créée se calcule comme la norme du produit vectoriel des vecteurs directeurs des arêtes $(P_1'P_3)$ et $(P_2'P_3)$.

$$A_{3n\%} = \frac{1}{2} \left\| \overrightarrow{P_3P_1'} \wedge \overrightarrow{P_3P_2'} \right\| \quad (86)$$

A l'instant t , si deux sommets de la facette considérée sont en dessous de la surface libre, alors l'algorithme aura recours à une transformation triangle-quadrangle du même type que celle présentée sur la figure suivante.

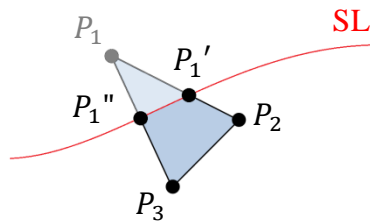


Figure 23 - Transformation triangle-quadrangle d'une facette

Si par exemple, les sommets P_2 et P_3 sont en dessous de la surface libre, alors leurs coordonnées seront inchangées et le système d'équations paramétriques permettant de calculer les coordonnées de l'ensemble des points de la droite (P_1P_2) est le suivant :

$$\begin{cases} x_{P_1'} = (x_1 - x_2)T + x_2 & (87) \\ y_{P_1'} = (y_1 - y_2)T + y_2 & (88) \\ z_{P_1'} = (z_1 - z_2)T + z_2 & (89) \\ z_{SL} = \eta(x_{P_1'}, y_{P_1'}, t) & (90) \end{cases}$$

Comme pour la transformation triangle-triangle, une méthode de dichotomie est utilisée pour chercher la valeur du paramètre T tel que les coordonnées $x_{P_1'}$ et $y_{P_1'}$ vérifient l'égalité $z_{P_1'} = z_{SL}$. Les coordonnées du sommet P_1' appartenant à l'arête (P_1P_2) , image du point P_1 dans la base b_0 associée au repère terrestre fixe s'écrivent alors :

$$P_1' = \begin{pmatrix} x_{P_1'} \\ y_{P_1'} \\ z_{FS} \end{pmatrix}_{b_0} \quad (91)$$

Le système d'équations paramétriques permettant de calculer les coordonnées de l'ensemble des points de la droite (P_1P_3) est le suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{P_1''} = (x_1 - x_3)T + x_3 \\ y_{P_1''} = (y_1 - y_3)T + y_3 \\ z_{P_1''} = (z_1 - z_3)T + z_3 \\ z_{SL} = \eta(x_{P_1''}, y_{P_1''}, t) \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (92) \\ (93) \\ (94) \\ (95) \end{array}$$

Les coordonnées du sommet P_1'' appartenant à l'arrête (P_1P_3) , image du point P_1 dans la base b_0 associée au repère terrestre fixe sont :

$$P_1'' = \begin{pmatrix} x_{P_1''} \\ y_{P_1''} \\ z_{FS} \end{pmatrix}_{b_0} \quad (96)$$

La nouvelle facette ainsi créée est le quadrangle $P_1'P_1''P_2P_3$ dont l'aire $A_{4n\%}$ se calcule comme suit :

$$A_{4n\%} = \frac{1}{2} \left\| \overrightarrow{P_2P_1'} \wedge \overrightarrow{P_2P_3} \right\| + \frac{1}{2} \left\| \overrightarrow{P_3P_1'} \wedge \overrightarrow{P_3P_1''} \right\| \quad (97)$$

Ces deux types de transformation ont pour avantage de conserver l'orientation des normales aux facettes.

En appliquant cette méthode de capture de surface immergée à l'ensemble des facettes ayant au moins un sommet au-dessous de la surface libre et en reconstruisant la géométrie de la carène proche de la surface libre à l'aide d'éléments triangulaires et quadrangulaires, on parvient à connaître avec précision la surface mouillée instantanée du navire. L'aire totale A_w des œuvres vives se calcule comme la somme des aires des facettes. A_f étant l'aire d'une facette dont les trois sommets sont en dessous de la surface libre.

$$A_w = \sum A_f + \sum A_{3n\%} + \sum A_{4n\%} \quad (98)$$

La figure suivante présente la surface mouillée calculée pour une position donnée du navire sur une houle régulière unidirectionnelle.

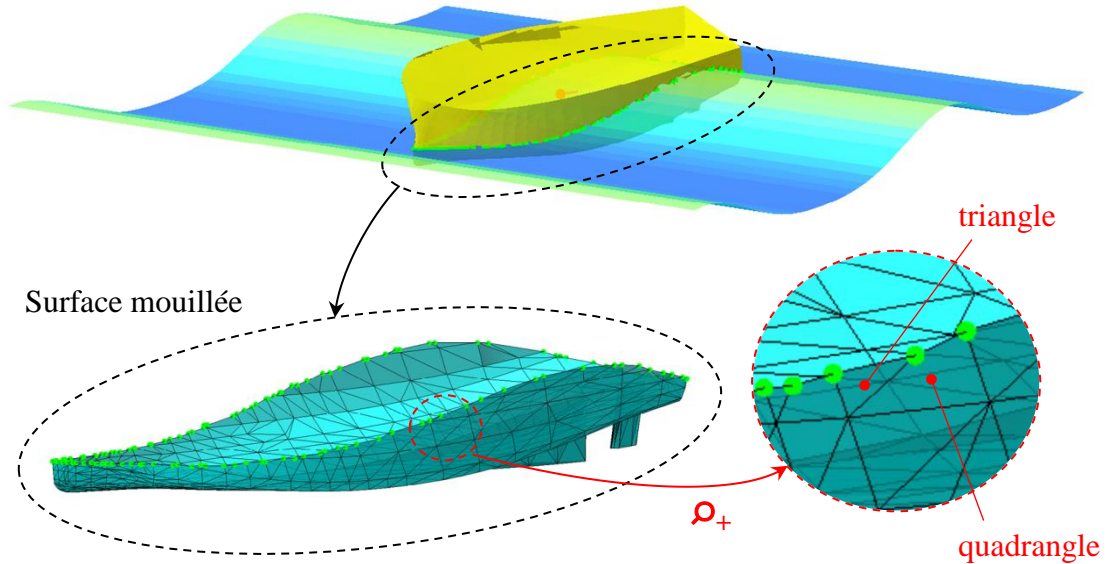


Figure 24 - Détails de la capture de surface immergée

Un des points forts de cette méthode de capture est la prise en compte des non-linéarités de la houle dans le calcul de la surface mouillée instantanée et par conséquent dans le calcul des efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov.

V. Résolution numérique

La résolution numérique du système matriciel de l'équation (77) revient à faire l'intégration temporelle du vecteur des accélérations afin de prédire la vitesse du navire au pas de temps suivant. Il existe de nombreuses méthodes d'intégration (Adams, Bulirsch-Stoer, ...) mais les méthodes de Runge-Kutta (RK) d'ordre deux ou quatre sont des méthodes à pas unique très couramment utilisées pour la résolution d'équations différentielles. Elles s'inspirent de la méthode d'Euler et ont l'avantage d'être simples à programmer, stables et nécessitent uniquement la bonne connaissance des conditions initiales. La méthode RK4 est la suivante :

$$\frac{dU(t)}{dt} = f(t, V(t)) \quad (99)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} k_1 = f(t, V(t)) \\ k_2 = f\left(t + \frac{dt}{2}, V(t) + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 = f\left(t + \frac{dt}{2}, V(t) + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 = f(t + dt, V(t) + k_3) \end{array} \right. \quad (100)$$

$$k_2 = f\left(t + \frac{dt}{2}, V(t) + \frac{k_1}{2}\right) \quad (101)$$

$$k_3 = f\left(t + \frac{dt}{2}, V(t) + \frac{k_2}{2}\right) \quad (102)$$

$$k_4 = f(t + dt, V(t) + k_3) \quad (103)$$

$$V(t + dt) = V(t) + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)dt \quad (104)$$

Avec ce schéma, l'erreur de consistance est d'ordre $O(dt^5)$ et l'erreur globale de convergence est d'ordre $O(dt^4)$. Le choix de ce schéma s'appuie aussi sur les travaux d'A.S. White (2007) [43] sur le contrôle du chavirement du navire par mer trois quart arrière, où il utilise un schéma d'intégration de Runge-Kutta d'ordre quatre à pas constant de 0.01 secondes.

De plus, en utilisant un schéma de différences finies Euler explicite, on peut connaître la nouvelle position du centre de gravité du navire. Ce schéma est dit explicite car connaissant les valeurs de $X(t)$, on peut déterminer explicitement les valeurs $X(t + dt)$.

$$V(t) = \frac{dX(t)}{dt} = \frac{X(t+dt) - X(t)}{dt} \quad (105)$$

$$\text{Soit : } X(t + dt) = X(t) + V(t)dt \quad (106)$$

VI. Modélisation des efforts

Dans le cas de calculs hydrostatiques, il n'est pas nécessaire de construire une maquette pour évaluer les propriétés d'un navire. En effet, l'hydrostatique ne fait appel qu'à très peu d'hypothèse pour décrire la réalité et peut être calculé à l'aide d'un modèle mathématique implémenté numériquement. Cependant, le problème de résistance à l'avancement d'un navire dans la houle est plus complexe et nécessite de faire de nombreuses hypothèses qui rendent dans certains cas le modèle mathématique peu fidèle à la réalité. Pour s'affranchir de ce problème, on choisira d'avoir recours à une modélisation physique issue d'essais en bassin, bien qu'une similitude complète soit techniquement impossible.

Le modèle d'effort choisi est issu d'une modélisation hybride théorique et physique. Le torseur de l'action mécanique totale du fluide sur la coque appliqué au centre de gravité du navire peut s'écrire comme la superposition de six torseurs d'actions mécaniques extérieures calculées numériquement et d'un torseur dont les composantes représentent le modèle mathématique des interactions hydrodynamiques.

$$\begin{Bmatrix} \vec{F} \\ \vec{M} \end{Bmatrix}_G = \begin{Bmatrix} \vec{F}_{Grav} \\ \vec{M}_{Grav} \end{Bmatrix}_G + \begin{Bmatrix} \vec{F}_{HS} \\ \vec{M}_{HS} \end{Bmatrix}_G + \begin{Bmatrix} \vec{F}_{FK} \\ \vec{M}_{FK} \end{Bmatrix}_G + \begin{Bmatrix} \vec{F}_{Amort} \\ \vec{M}_{Amort} \end{Bmatrix}_G + \begin{Bmatrix} \vec{F}_{Ctrl} \\ \vec{M}_{Ctrl} \end{Bmatrix}_G + \begin{Bmatrix} \vec{F}_P \\ \vec{M}_P \end{Bmatrix}_G + \begin{Bmatrix} \vec{F}_{HD} \\ \vec{M}_{HD} \end{Bmatrix}_G \quad (107)$$

$$X = X_{Grav} + X_{HS} + X_{FK} + X_{Amort} + X_{Ctrl} + X_P + X_{HD} \quad (108)$$

$$Y = Y_{Grav} + Y_{HS} + Y_{FK} + Y_{Amort} + Y_{Ctrl} + Y_P + Y_{HD} \quad (109)$$

$$Z = Z_{Grav} + Z_{HS} + Z_{FK} + Z_{Amort} + Z_{Ctrl} + Z_P \quad (110)$$

$$K = K_{HS} + K_{FK} + K_{Amort} + K_{Ctrl} + K_P + K_{HD} \quad (111)$$

$$M = M_{HS} + M_{FK} + M_{Amort} + M_{Ctrl} + M_P \quad (112)$$

$$N = N_{HS} + N_{FK} + N_{Amort} + N_{Ctrl} + N_P + N_{HD} \quad (113)$$

Les équations (108) à (113) montrent que le modèle d'effort peut être exprimé en fonction des efforts de la gravité (*Grav*), des efforts hydrostatiques (*HS*), des efforts de Froude-Krylov (*FK*), des efforts d'amortissement visqueux et de radiation avec effet mémoire (*Amort*), des efforts de contrôle (*Ctrl*), des efforts de propulsion (*P*) et des efforts d'interactions hydrodynamiques (*HD*).

VI.1 Efforts de la gravité

Les équations dynamiques présentées au paragraphe précédent sont exprimées au centre de gravité G dans le repère lié au navire. Le poids est la force exercée par la gravité sur un corps et est modélisée par une force ponctuelle appliquée au centre de gravité. Par conséquent, le torseur d'effort associé à ces efforts est un glisseur dont les moments en G sont nuls.

$$\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_{Grav}} \\ \overrightarrow{M_{Grav}} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{c} m \cdot \vec{g} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_G \quad (114)$$

Dans le cas d'un navire naviguant sur eau calme, le poids qui est une force vertical descendante n'influence que faiblement les variations de résistance du navire. Toutefois, lors de navigation dans la houle où les angles de rotation du navire ne permettent plus d'assimiler le comportement à un comportement linéaire, ces efforts agissent comme des forces extérieures tendant à faire ralentir ou accélérer le navire selon que celui-ci se trouve en amont ou en aval d'une crête de vague. Dans le cas d'un gisement non nul, i.e. cap du navire par rapport à la direction de propagation de la houle, ils contribuent aussi à faire dévier le navire de sa course initiale.

VI.2 Efforts hydrostatiques

L'origine des efforts hydrostatiques est liée à la poussée d'Archimède qui s'exerce sur la carène. Ils sont exprimés dans le repère lié au navire et s'appliquent au centre de flottaison C_B qui se définit comme le centre de gravité du volume immergé V_{imm} de la carène. Le moment

total appliqué au centre de gravité du navire peut être exprimé en fonction des paramètres de stabilité transversale GZ_T , longitudinale GZ_L et verticale GZ_V .

$$\overrightarrow{GC_B} \wedge \overrightarrow{F_{HS}} = \begin{pmatrix} GZ_T \overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{z_0} - GZ_V \overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{y_0} \\ GZ_V \overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{x_0} - GZ_L \overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{z_0} \\ GZ_L \overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{y_0} - GZ_T \overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{x_0} \end{pmatrix} \quad (115)$$

Dans la littérature, le paramètre GZ_T est plus communément appelé le bras de levier de redressement et se note GZ . Sa valeur se calcule comme le rapport de la composante du moment hydrostatique autour de l'axe $\overrightarrow{x_b}$ et de la composante de force hydrostatique $\overrightarrow{F_{HS}} \cdot \overrightarrow{z_0}$. Sur eau calme, la résultante des forces hydrostatiques n'a qu'une composante verticale suivant l'axe $\overrightarrow{z_0}$ positif. Toutefois, dans la houle, les six composantes du torseur hydrostatique sont non nulles et la composante suivant l'axe $\overrightarrow{x_0}$ aura tendance à agir comme une force propulsive tendant à faire accélérer le navire sur la pente de la vague et à favoriser le départ au surf. Il est donc difficile de concevoir le calcul d'un paramètre de stabilité statique sur houle lorsque qu'aucune position d'équilibre n'est possible sous l'action de l'effort hydrostatique seul.

Le torseur de l'action mécanique associé aux efforts hydrostatiques peut s'écrire comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_{HS}} \\ \overrightarrow{M_{HS}} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_{HS}} \\ \overrightarrow{0} \end{array} \right\}_{C_B} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_{HS}} \\ \overrightarrow{GC_B} \wedge \overrightarrow{F_{HS}} \end{array} \right\}_G \quad (116)$$

La résultante des forces $\overrightarrow{F_{HS}}$ exercées par l'eau sur la carène est calculée par intégration de la pression hydrostatique p_{HS} sur la surface mouillée instantanée S_w .

$$\overrightarrow{F_{HS}} = - \iint_{S_w} p_{HS}(z) d\overrightarrow{S_w} \quad (117)$$

$$\text{Avec : } p_{HS}(z) = \rho g(\eta(x, t) - z) \quad (118)$$

En pratique, comme le montre la formule 90 ci-dessous, la force hydrostatique élémentaire $d\overrightarrow{F_{HS}}$ appliquée au centre de gravité G_f de chaque facette de la surface mouillée est calculée comme le produit de la pression et de la surface orientée de la facette. Le vecteur $\overrightarrow{n_f}$ représente la normale extérieure à la facette et dS_w l'aire de la facette.

$$d\overrightarrow{F_{HS}} = -p_{HS}(z_G) \cdot dS_w \cdot \overrightarrow{n_f} \quad (119)$$

$$\text{Avec : } \quad \overrightarrow{OG_f} = \begin{pmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \end{pmatrix} \quad (120)$$

L'effort hydrostatique total est alors calculé comme la somme de tous les efforts élémentaires. En exprimant les composantes de manière discrète et N_f étant le nombre total de facette de la surface mouillée, le torseur hydrostatique s'exprime comme suit :

$$\begin{Bmatrix} \overrightarrow{F_{HS}} \\ \overrightarrow{M_{HS}} \end{Bmatrix}_G = \begin{Bmatrix} \sum_1^{N_f} d\overrightarrow{F_{HS}} \\ \sum_1^{N_f} \overrightarrow{GG_f} \wedge d\overrightarrow{F_{HS}} \end{Bmatrix}_G \quad (121)$$

La stabilité statique du navire est évaluée grâce aux valeurs prises par le moment de rappel hydrostatique $\overrightarrow{M_{HS}}$. Dans l'étude de la stabilité transversale, un navire est réputé raide et donc difficile à faire gîter si la composante du moment autour de l'axe de roulis $\overrightarrow{x_b}$ augmente fortement pour de faible valeur de l'angle de roulis. Le paramètre de stabilité GM donne une bonne indication de la raideur du navire.

VI.3 Efforts de Froude-Krylov

Le modèle de houle régulière de Stokes au second ordre est basé sur une théorie de fluide parfait potentiel, incompressible et en écoulement irrotationnel. Comme expliqué au chapitre II, ces hypothèses impliquent que la vitesse instantanée des particules en tout point M du domaine fluide dérive d'un potentiel. Par conséquent, la relation de Bernoulli-Lagrange ci-après donne l'expression de la pression à l'instant t sur la surface immergée du navire pour un écoulement instationnaire.

$$p(M, t) = -\rho g z - \rho \frac{\partial \Phi(M, t)}{\partial t} - \frac{1}{2} \rho (\nabla \Phi(M, t))^2 \quad (122)$$

Il est à noter que le membre de droite de l'équation (122) comprend un terme de pression hydrostatique, un terme de pression issu du potentiel fluide et un terme de pression dynamique. Le potentiel à prendre en compte est le potentiel total exprimé comme la somme du potentiel de la houle incidente non-perturbée Φ_i et du potentiel de perturbation lié à la présence du navire Φ_p :

$$\Phi(M, t) = \Phi_i + \Phi_p \quad (123)$$

L'approximation faite dans le calcul des efforts de Froude-Krylov consiste à ne retenir que la composante due au potentiel incident Φ_i . Dans ses travaux, B. Molin [42] indique que cette

approximation peut être une erreur de plus de 50%. Toutefois, l'étude de sensibilité réalisée par J.O. De Kat (1988) [44] sur les différents termes d'efforts rencontrés par le navire lors d'une navigation sur houle montre que par mer de l'arrière, les efforts de radiation et de diffraction sont négligeables devant les efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov.

Ces efforts de Froude-Krylov sont ceux de la houle incidente et sont calculés en faisant l'hypothèse que la présence du navire ne perturbe pas le champ de vitesse des particules fluides. Par conséquent, la théorie de Stokes donne l'expression du potentiel de la houle incidente en profondeur infinie :

$$\Phi_i(M, t) = \frac{Ag}{\omega} e^{kz} \sin(kx - \omega t) \quad (124)$$

$$\frac{\partial \Phi_i(M, t)}{\partial t} = -Ag e^{kz} \cos(kx - \omega t) \quad (125)$$

Dans le modèle de Stokes choisi, le niveau moyen de la houle est nul et la coordonnée verticale z est définie par rapport à ce niveau moyen. En appliquant l'opérateur gradient au potentiel incident, la vitesse des particules en tout point $M(x, y, z)$ du domaine fluide à l'instant t s'écrit :

$$\vec{\nabla} \Phi_i(M, t) = \begin{pmatrix} \frac{kAg}{\omega} e^{kz} \cos(kx - \omega t) \\ 0 \\ \frac{kAg}{\omega} e^{kz} \sin(kx - \omega t) \end{pmatrix}_{(M, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (126)$$

Le calcul des composantes de la résultante des forces \vec{F}_{FK} se fait par intégration des termes de pression dépendant du potentiel et rend compte des variations de pression liées à la déformation de la surface libre.

$$\vec{F}_{FK} = - \int \left[-\rho \frac{\partial \Phi_i(M, t)}{\partial t} - \frac{1}{2} \rho (\vec{\nabla} \Phi_i(M, t))^2 \right] d\vec{S}_w \quad (127)$$

Les composantes discrètes du torseur d'action mécanique associé aux efforts de Froude-Krylov et exprimé au centre de gravité G du navire s'écrivent de la façon suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{F}_{FK} \\ \vec{M}_{FK} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{l} \sum_1^{N_f} d\vec{F}_{FK} \\ \sum_1^{N_f} \vec{G} \vec{G}_f \wedge d\vec{F}_{FK} \end{array} \right\}_G \quad (128)$$

Avec :
$$d\vec{F}_{FK_i} = -\rho \left[-\frac{\partial \Phi_i(M, t)}{\partial t} - \frac{1}{2} (\vec{\nabla} \Phi_i(M, t))^2 \right] \cdot d\vec{S}_w \cdot \vec{n}_f \quad (129)$$

VI.4 Efforts d'amortissement

Les modèles d'amortissement utilisés à l'heure actuelle permettent de modéliser la dissipation et le transfert d'énergie entre le navire et le fluide. Les efforts d'amortissement hydrodynamiques permettent en agissant sur l'amplitude des mouvements, de faire revenir le navire à une situation stable après qu'il en ait été écarté par une perturbation extérieure. Plus les efforts d'amortissement hydrodynamiques sont élevés, plus il sera difficile d'écarter le navire d'une position stable. Dans la littérature, il est d'usage de décrire ces efforts comme résultant principalement de deux effets :

- Un amortissement potentiel linéaire dit de radiation lié à l'émission des vagues,
- Un amortissement visqueux résultant de la friction du liquide sur la carène et de l'émission de tourbillons.

L'estimation des efforts d'amortissement se fait à l'aide de formulations semi-empiriques telles que celles proposées par Ikeda, ou expérimentalement par identification de résultats d'essais, ou encore à l'aide d'études théoriques et de schémas numériques de type méthode de vortex discrète.

Dans cette étude, le modèle mathématique à six degrés de liberté mis en place contient des composantes issues de l'expérimentation en bassin. Par conséquent, les efforts mesurés contiennent déjà les effets de la radiation et du frottement visqueux dans les directions du cavement, de l'embarquée et du lacet.

Pour les amortissements en pilonnement et en tangage, le manque d'informations dans la littérature n'aura pas permis d'évaluer la proportion du frottement visqueux dans l'effort d'amortissement total. Ne disposant pas d'essais en mouvement forcé pour le pilonnement et le tangage, les coefficients d'amortissement ont été évalués par l'analyse des résultats d'essais d'extinction.

VI.4.1 Cas du roulis

Dans l'étude du comportement du navire dans la houle, la majeure partie des efforts agissant sur la carène peuvent être calculée à l'aide de théories potentielles mais le moment d'amortissement en roulis est quant à lui grandement influencé par les effets visqueux.

Les coefficients d'amortissement en roulis peuvent être déterminés à partir des résultats d'essais d'extinction en roulis ou à partir de modèles empiriques.

La théorie décrite dans la procédure 7.5-02-07-04.5 recommandée par l'ITTC indique que dans la méthode de type composantes discrètes, le moment d'amortissement en roulis K_{Amort} est calculé en superposant les composantes de vague (w), de portance (L), de frottement (F), de tourbillons (E) et des appendices (App).

$$K_{Amort} = K_w + K_L + K_F + K_E + K_{App} \quad (130)$$

Dans l'équation générale du mouvement de roulis le terme d'amortissement est généralement noté $B(\dot{\phi})$ avec $\dot{\phi}$ la vitesse angulaire en roulis. Dans le modèle linéaire plus quadratique ci-dessous, les contributions des composantes de vagues et de portance sont linéaires alors que les contributions des autres composantes sont considérées non-linéaires. On note alors l'amortissement comme suit :

$$B(\dot{\phi}) = B_{\phi 1}\dot{\phi} + B_{\phi 2}\dot{\phi}|\dot{\phi}| \quad (131)$$

L'amortissement total est approximé par un amortissement linéaire équivalent :

$$B(\dot{\phi}) = B_{eq}\dot{\phi} \quad (132)$$

$$\text{Avec : } B_{eq} = B_w + B_L + B_F + B_E + B_{App} \quad (133)$$

La première composante linéaire de l'amortissement B_w est calculée en résolvant le problème de diffraction/radiation par une méthode des tranches. Dans le modèle développé, on considère que B_w est nul et que K_w est calculé comme la composante autour de \vec{x}_b des efforts de radiation.

La composante liée à la portance hydrodynamique B_L représente l'influence du couple de portance lorsque le navire effectue un mouvement de cavement couplé à de l'embarquée. Un modèle simple de ce phénomène complexe a été proposé par Ikeda *et al.*, 1978a, 1978b. Il considère alors le terme d'amortissement en roulis équivalent suivant :

$$B_L = \frac{0.15}{2} \rho U L_{pp} d^3 k_N \left[1 - 2.8 \frac{OG}{d} + 4.667 \left(\frac{OG}{d} \right)^2 \right] \quad (134)$$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} k_N = 2\pi \frac{d}{L_{pp}} + \kappa \left(4.1 \frac{B}{L_{pp}} - 0.045 \right) \end{array} \right. \quad (135)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \kappa = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & C_M \leq 0.92 \\ 0.1 & \text{for } 0.92 < C_M < 0.97 \\ 0.3 & 0.97 \leq C_M < 0.99 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (136)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_M = \frac{A_M}{Bd} \end{array} \right. \quad (137)$$

C_M est le coefficient de forme de la section transversale d'aire A_M située au milieu du navire.

La composante de frottement B_F est générée par la contrainte de frottement superficiel sur la carène du navire lors du mouvement de roulis. Elle représente entre 8 et 10% de l'amortissement total en roulis pour une maquette de deux mètres de long. (Ikeda *et al.*, 1976, 1978c). Cette composante est fortement influencée par le nombre de Reynolds, i.e. par les effets d'échelle. Ainsi, à l'échelle du navire, la proportion de ce frottement dans l'amortissement total ne représente que 1 à 3%. Cette composante d'amortissement augmente significativement avec la vitesse en cavement. La combinaison des formulations semi-empiriques proposées par Tamiya (1972) et Kato (1958), permettent d'écrire la relation suivante :

$$B_F = B_{F0} \left(1 + 4.1 \frac{U}{\omega_R B} \right) \quad (138)$$

Les travaux de S. Chakrabarti (2001) [45] sur le calcul empirique des coefficients d'amortissement en roulis des navires proposent la formulation suivante du coefficient d'amortissement pour un écoulement turbulent et une vitesse d'avance nulle.

$$B_{F0} = 0.787 \rho S_w r_e^2 \sqrt{\omega_R \nu} \left\{ 1 + 0.00814 \left(\frac{r_e^2 \omega_R \left[\frac{(\varphi_{max} - \varphi_{min})}{2} \right]^2}{\nu} \right)^{0.386} \right\} \quad (139)$$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} r_e = \frac{1}{\pi} \left[(0.887 + 0.145 C_B) \frac{S_w}{B} - 2OG \right] \end{array} \right. \quad (140)$$

$$OG = d - KG \quad (141)$$

$$\omega_R = \sqrt{\frac{mgGM}{I_x + A_{44}}} : \text{ Pulsation propre de roulis (rad/s) (R. Birmingham, 2000)} \quad (142)$$

C_B : Coefficient de bloc du navire

ρ : Masse volumique du fluide ($kg.m^{-3}$)

S_w : Surface mouillée (m^2)

ν : Viscosité cinématique du fluide (m^2/s)

φ : Angle de roulis (rad)

La quatrième composante de l'amortissement en roulis est celle concernant les détachements tourbillonnaires visqueux. Ces tourbillons sont générés au niveau des angles vifs de la carène lors des variations de pression induites par la séparation de l'écoulement. Dans le cas d'une coque de navire dépourvue de quille antiroulis ou de tout autre appendice de stabilisation transversale, la composante d'amortissement est proportionnelle au carré de la vitesse

angulaire en roulis. Pour un navire élancé, l'amortissement est important au niveau de la poupe et de l'étrave, alors que pour un navire de type barge ou à bouchains vifs, l'amortissement sera plus important au niveau de la section moyenne.

La formulation empirique proposée par Ikeda *et al.* (1978a,b) concernant le coefficient d'amortissement en roulis liée aux détachements tourbillonnaires B_E pour une vitesse en cavement U non nulle est la suivante :

$$B_E = B_{E0} \left[\frac{\left(0.04 \frac{\omega_{RB}}{U}\right)^2}{1 + \left(0.04 \frac{\omega_{RB}}{U}\right)^2} \right] \quad (143)$$

La procédure ITTC 7.5-02-07-04.5 indique que des résultats d'essais de roulis forcé et de roulis libre en eau calme et à vitesse d'avance nulle ont permis d'établir une formulation empirique du coefficient d'amortissement B_{E0} dépendante des paramètres géométriques du navire.

$$B_{E0} = \frac{2}{\pi} \rho B d^4 \left(H_0^2 + 1 - \frac{OG}{d} \right) \left[H_0^2 + \left(1 - \frac{OG}{d} \right)^2 \right] \frac{(\varphi_{max} - \varphi_{min})}{2} \omega_R \quad (144)$$

Avec : $H_0 = \frac{B}{2d}$ (145)

Etant donné que la maquette testée lors des essais en modèle semi-captif et en modèle libre n'était pas équipée de quilles antiroulis, ni de bulbe d'étrave, on considérera en première approximation que la composante d'amortissement B_{App} liée à la présence des appendices est nulle.

VI.4.2 Efforts de radiation

En tenue à la mer, les efforts de radiation $\overrightarrow{F_{RAD}}$ avec vitesse d'avance moyenne \bar{U} sont évalués dans le domaine temporel par la formulation de Cummins basée la théorie linéaire. Ces efforts sont exprimés au centre de gravité G dans le repère lié au navire.

$$\overrightarrow{F_{RAD}} = -A_\infty(\bar{U}) \cdot \ddot{X}_b - B_\infty(\bar{U}) \cdot \dot{X}_b - \int_0^t K(\tau, \bar{U}) \cdot \dot{X}_b(t - \tau) \cdot d\tau \quad (146)$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}_b = (u, v, w, p, q, r)^T \\ A_\infty(\bar{U}) : \text{ Matrice de masse ajoutée à pulsation infinie} \\ B_\infty(\bar{U}) : \text{ Matrice d'amortissement à pulsation infinie} \\ K(\tau, \bar{U}) : \text{ Réponse impulsionnelle} \end{array} \right. \quad (147)$

Dans certains modèles mathématiques, tel que celui de Z. Ayaz *et al.*, les efforts de radiation sont pris en compte à vitesse d'avance nulle, i.e. pour $B_\infty(0) = 0$. Par ailleurs, J.O. de Kat (1988) a montré que par mer de l'arrière, les efforts de radiation sont d'amplitude négligeable comparée aux efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov. Toutefois, dans le but de prendre en compte l'intégralité des phénomènes physiques dans notre modèle d'effort, les efforts de radiation avec vitesse d'avance seront calculés en se basant sur les travaux de T. Perez et T.I. Fossen [46].

En 1964, T.F. Ogilvie [47] établit que la réponse impulsionnelle $K(\tau, \bar{U})$ d'un système peut être représentée dans le domaine temporel à partir de l'intégrale dans le domaine fréquentiel de la matrice d'amortissement.

$$K(\tau, \bar{U}) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty (B(\omega, \bar{U}) - B_\infty(\bar{U})) \cos(\omega\tau) d\omega \quad (148)$$

Dans ces travaux sur l'étude comparative des méthodes de calcul des efforts de radiation, F. Rongère (2010) [48] présente une formulation linéaire des termes de masse ajoutée et d'amortissement. Cette formulation établie par G. Delhommeau et J.M. Kobus [49] se base sur un développement au premier ordre de la condition de glissement sur la carène. Ainsi, il est possible d'exprimer les matrices de masse ajoutée et d'amortissement avec vitesse d'avance en fonction de leurs matrices respectives à vitesse nulle.

$$A(\omega, \bar{U}) = A_0(\omega) + \bar{U}A_{\bar{U}}(\omega) \quad (149)$$

$$B(\omega, \bar{U}) = B_0(\omega) + \bar{U}B_{\bar{U}}(\omega) \quad (150)$$

L'introduction d'une matrice de sélection L_S permet de prendre en compte les effets de couplage induits par la vitesse d'avance.

$$A_{\bar{U}}(\omega) = \frac{1}{\omega^2} B_0(\omega) L_S \quad (151)$$

$$B_{\bar{U}}(\omega) = -A_0(\omega) L_S \quad (152)$$

Avec :

$$L_S = \begin{bmatrix} 0 & & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 1 \\ 0 & & -1 & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \\ 0 & \dots & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (153)$$

Il est alors possible de réécrire l'équation (148) de manière à exprimer la réponse impulsionnelle en fonction des matrices de masse ajoutée et d'amortissement avec vitesse d'avance.

$$K(\tau, \bar{U}) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty [B_0(\omega) - \bar{U}A_0(\omega)L_s + \bar{U}A_0(\infty)L_s] \cos(\omega\tau) d\omega \quad (154)$$

Les effets mémoires des efforts de radiation représentent la dissipation d'énergie liée aux vagues générées par le navire dans le passé. Ils sont formulés par une intégrale de convolution dans le domaine temporel. En tenant compte de ce qui précède, les efforts de radiation avec vitesse d'avance sont exprimés comme suit :

$$\overrightarrow{F_{RAD}} = -A_0(\infty) \cdot \ddot{X}_b + \bar{U}A_0(\infty)L_s \cdot \dot{X}_b - \int_0^t K(\tau, \bar{U}) \cdot \dot{X}_b(t - \tau) \cdot d\tau \quad (155)$$

Les matrices de masse ajoutée et d'amortissement à vitesse nulle sont calculées à l'aide du code potentiel de tenue à la mer *Aquaplus*, développé au laboratoire de recherche LHEEA de l'École Centrale de Nantes.

Dans ces travaux de thèse où les dérivées hydrodynamiques du modèle d'interactions hydrodynamiques à quatre degrés de liberté en X , Y , K et N , sont calculées à partir de résultats d'essais stationnaires et harmoniques en modèle semi-captif, i.e. où seules les vitesses u , v et/ou r sont non nulles, les composantes X_{RAD_HD} , Y_{RAD_HD} , K_{RAD_HD} et N_{RAD_HD} de l'effort de radiation sont calculés à partir des vecteurs d'état \dot{X}_b et $\dot{X}_{b_HD} = (0, 0, w, p, q, 0)^T$.

$$\overrightarrow{F_{RAD_HD}} = -A_0(\infty) \cdot \ddot{X}_b + \bar{U}A_0(\infty)L_s \cdot \dot{X}_{b_HD} - \int_0^t K(\tau, \bar{U}) \cdot \dot{X}_{b_HD}(t - \tau) \cdot d\tau \quad (156)$$

Ainsi, l'effort total de radiation $\overrightarrow{F_{RAD_T}}$ s'exprime de la manière suivante :

$$\overrightarrow{F_{RAD_T}} = \begin{pmatrix} X_{RAD_HD} \\ Y_{RAD_HD} \\ Z_{RAD} \\ K_{RAD_HD} \\ M_{RAD} \\ N_{RAD_HD} \end{pmatrix} \quad (157)$$

Le torseur total des efforts d'amortissement est exprimé comme la somme du torseur des efforts d'amortissement en roulis et des efforts de radiation.

$$\begin{Bmatrix} \overrightarrow{F_{Amort}} \\ \overrightarrow{M_{Amort}} \end{Bmatrix}_G = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_L + K_F + K_E \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \overrightarrow{F_{RAD,T}} = \begin{Bmatrix} X_{RAD,HD} & K_L + K_F + K_E + K_{RAD,HD} \\ Y_{RAD,HD} & M_{RAD} \\ Z_{RAD} & N_{RAD,HD} \end{Bmatrix}_G \quad (158)$$

VI.5 Efforts de propulsion

Les études menées au cours de cette thèse s'intéressent au comportement des petits navires de service et plus particulièrement d'un navire conventionnel de pêche. Ces navires sont généralement propulsés par une unique hélice à pas fixe. Lors des essais en bassin, la maquette était équipée d'une hélice à quatre pales Wageningen B-Serie B4-55 à pas à droite dont les caractéristiques en eau libre, i.e. le coefficient de poussée K_T et le coefficient de couple K_Q , étaient connues et exprimées de manière polynomiale en fonction du degré de progression J .

$$K_{T0} = 0.3407 - 0.2430.J_0 - 0.2272.J_0^2 + 0.0686.J_0^3 \quad (159)$$

$$K_{Q0} = 0.04073 - 0.02451.J_0 - 0.01861.J_0^2 + 0.0007.J_0^3 \quad (160)$$

Avec : $J_0 = \frac{U_P}{N_P D_P} \quad (161)$

Les expressions de la poussée T et du couple Q sont données par les équations (162) et (163).

$$T = \rho N_P^2 D_P^4 K_T \quad (162)$$

$$Q = \rho N_P^2 D_P^5 K_Q \quad (163)$$

La présence du navire implique qu'il y ait des interactions entre la carène et l'hélice. On distingue trois paramètres d'interactions : le coefficient de suction t_p , le coefficient de sillage w_p et le rendement d'adaptation noté η_r .

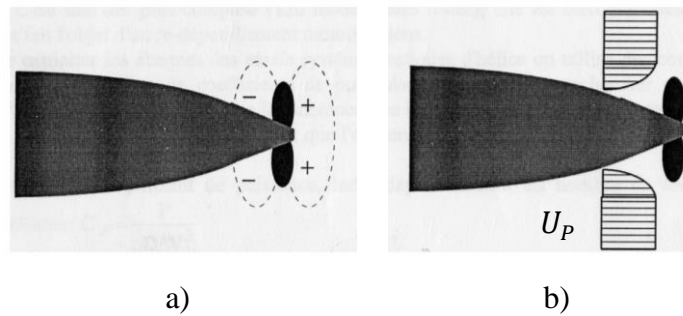


Figure 25 - (a) Effet de la suction, (b) effet du sillage

Le paramètre w_p rend compte du fait que la vitesse d'alimentation de l'hélice U_p est différente de la vitesse d'avance du navire U . Les valeurs de ce coefficient peuvent varier de 0.05 pour un navire rapide à deux lignes d'arbres jusqu'à 0.3 pour un gros navire de charge à une ligne d'arbre.

$$J_0 = (1 - w_p)J \quad (164)$$

Avec : $J = \frac{U}{N_p D_p} \quad (165)$

Le coefficient t_p caractérise l'effet de succion et vaut jusqu'à 0.2 pour un navire à hélice et peut descendre jusqu'à 0.07 pour un navire rapide à deux lignes d'arbre. J.Y. Billard indique que ce phénomène est dû à une dépression causée par l'hélice lorsqu'elle aspire l'eau qui se trouve à l'arrière de la carène. Cet effet de succion implique un accroissement de la résistance à l'avancement du navire. Ainsi, la poussée T que doit générer l'hélice pour vaincre une résistance totale R_t s'exprime en fonction de t_p .

$$R_t = (1 - t_p)T \quad (166)$$

La connaissance des coordonnées du point d'application de la poussée O_p dans le repère navire et de l'angle de trim ε de la ligne d'arbre permettent d'écrire le torseur de l'effort de propulsion exprimé au centre de gravité du navire.

$$\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_p} \\ \overrightarrow{M_p} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_p} \\ \left(\begin{array}{c} Q \cos \varepsilon \\ 0 \\ -Q \sin \varepsilon \end{array} \right) + \overrightarrow{O_p G} \wedge \overrightarrow{F_p} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} (1 - t_p)T \cos \varepsilon & Q \cos \varepsilon + K_p \\ 0 & M_p \\ -(1 - t_p)T \sin \varepsilon & -Q \sin \varepsilon + N_p \end{array} \right\}_G \quad (167)$$

De cette modélisation des efforts de propulsion, on peut déduire la vitesse de rotation de l'hélice à imposer lors des essais en modèle semi-captif. Pour cela, on s'intéresse à l'analyse du diagramme d'autopropulsion. Sur ce diagramme, on trace dans un premier temps les caractéristiques en eau libre de l'hélice K_{T0} et $10K_{Q0}$ ainsi que le rendement de l'hélice η_0 .

$$\eta_0 = \frac{J_0 K_{T0}}{2\pi K_{Q0}} \quad (168)$$

Ensuite sont tracés les valeurs des coefficients de résistance au modèle et au réel, respectivement K_{Rm} et K_{Rr} issus des essais de résistance sur maquette sans hélice.

$$K_{Rm} = \frac{R_{tm}}{\rho_m N_{Pm}^2 D_{Pm}^4} = \left(\frac{R_{tm}}{\rho_m D_{Pm}^2 U_m^2} \right) J_m^2 \quad (169)$$

Les valeurs du coefficient de poussée K_{Tm} , du coefficient de couple K_{Qm} ainsi que celle du coefficient de résistance vaincue K_V à l'échelle maquette sont aussi tracées en fonction du degré de progression. L'intersection entre les courbes de K_{Tm} et de K_V donne le point d'autopropulsion. Le projeté horizontal de ce point sur la courbe de K_{T0} donne la valeur du paramètre d'avance de l'hélice J_0 .

Les essais en bassins sont réalisés en similitude de Froude et non pas en similitude de Reynolds. Cela implique une forte influence des effets d'échelle sur les phénomènes liés à la viscosité. Ainsi, les effets visqueux sur l'hélice seront plus importants sur la maquette que sur le navire à l'échelle réelle. Il est d'usage de dire que l'hélice est surchargée lors des essais sur maquette. Toutefois, afin de limiter cette surcharge, on choisit de réaliser les essais en modèle semi-captif pour une vitesse de rotation de l'hélice correspondant au point d'autopropulsion au réel. Dans ce cas, la poussée de l'hélice n'égale pas la valeur opposée de la résistance à l'avancement et le chariot de traction doit remorquer la maquette de façon à compenser le déficit de poussée. Pour les essais en modèle libre, on se place au point d'autopropulsion de la maquette afin de respecter l'égalité du nombre de Froude. De plus, la maquette étant à l'échelle $1/10^e$, les points d'autopropulsion au réel et au modèle sont très proches.

VI.6 Efforts de contrôle

Les efforts de contrôle représentent l'ensemble des efforts qui tendent à modifier l'orientation ou le cap du navire lors de manœuvres au port ou en conditions de navigation.

Dans une modélisation des efforts de type Abkowitz, les efforts sur le safran sont exprimés à partir de coefficients hydrodynamiques identifiés à l'aide de mesures expérimentales. On s'intéresse ici à la modélisation des efforts de contrôle à partir de formulations empiriques de type MMG.

Dans le cadre de cette thèse, ces efforts sont générés par un safran dont la forme est celle d'un profil symétrique NACA0015. Sur ce type de profil, le premier chiffre indique la cambrure maximale, le second indique la position par rapport au bord d'attaque de la cambrure maximale et les deux derniers chiffres indiquent le ratio entre l'épaisseur maximale et la corde c du profil. Sur les profils NACA à quatre chiffres, l'épaisseur maximale correspond par défaut à l'épaisseur à 30% de la corde du profil. Toutefois, dans le cas du profil NACA0015 pour lequel la cambrure est nulle, l'épaisseur maximale vaut 15% de la corde du profil.

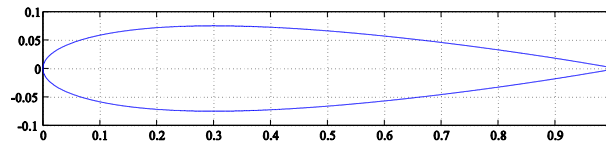


Figure 26 - Profil NACA0015

Le logiciel *JavaFoil* est un code potentiel qui permet aisément de connaître les valeurs des coefficients de trainée C_D et de portance C_L en fonction de l'angle d'incidence α et du nombre de Reynolds R_e . Les données recueillies permettent alors de définir les expressions analytiques des coefficients en fonction de l'angle d'attaque α . Ainsi, pour le profil NACA0015, si l'angle d'attaque est compris dans l'intervalle $[-\pi, 0]$, les coefficients s'écrivent de la manière suivante :

$$C_L = (c_1 e^{(-c_2(\alpha - c_3)^2)} + c_4)(1 - e^\alpha) \quad (170)$$

$$C_D = C_5 \alpha^5 + C_6 \alpha^4 + C_7 \alpha^3 + C_8 \alpha^2 + C_9 \quad (171)$$

Avec : $\begin{cases} c_1 = 10.7, c_2 = -3.6, c_3 = 0.15 \text{ et } c_4 = 0.14 \\ c_5 = 1.89, c_6 = 7.49, c_7 = 8.54, c_8 = 1.43 \text{ et } c_9 = -0.035 \end{cases}$

Les deux graphes ci-dessous permettent de comparer les résultats du modèle théorique défini par les équations (170) et (171) aux valeurs données par le code de calcul *JavaFoil*.

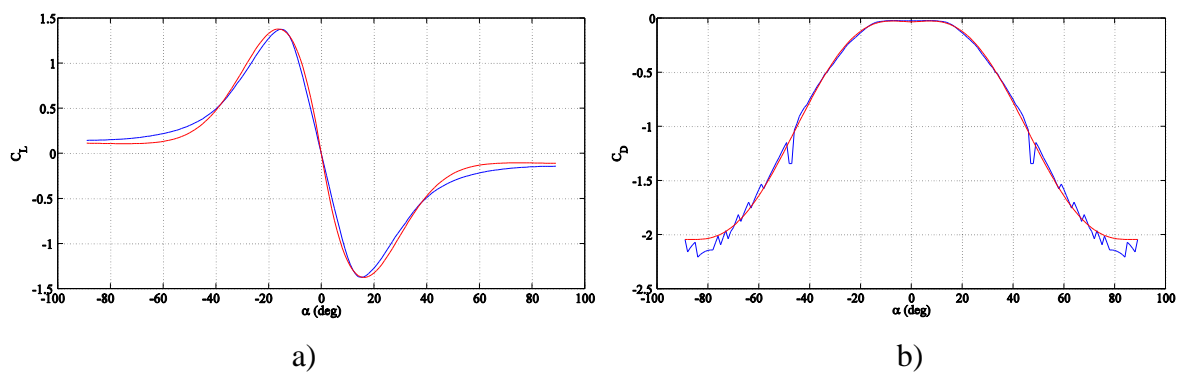


Figure 27 - Coefficients (a) de portance C_L et (b) de trainée C_D pour $R_e = 3.25 \times 10^6$
(Résultats *JavaFoil* et résultats du modèle analytique)

Les efforts de portance L (lift) et de trainée D (drag) engendrés par l'écoulement autour du safran sont exprimés en fonction de la masse volumique du fluide ρ , des surfaces projetées du safran et de la norme de la résultante de vitesse relative du fluide par rapport au safran V_R .

$$L = \frac{\rho}{2} S_R V_R^2 C_L \quad (172)$$

$$D = \frac{\rho}{2} S_R V_R^2 C_D \quad (173)$$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} S_R = c L_R \cos \alpha \text{ (Surface alaire du safran) (m}^2\text{)} \\ V_R = \sqrt{u_R^2 + v_R^2} \\ L_R : \text{ Longueur immergée du safran (m)} \\ c : \text{ Corde du safran (m)} \end{array} \right.$$

Dans le cas d'une formulation de type Abkowitz, le torseur des efforts de contrôle du gouvernail sur le navire peut aussi s'écrire directement dans le repère navire à partir de coefficients hydrodynamiques proportionnels à l'angle de gouverne δ et à la vitesse en embardée v .

$$\left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{F_{Ctrl}} \\ \overrightarrow{M_{Ctrl}} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{ccc} X_\delta \delta + X_{\delta\delta} \delta^2 + Y_{v\delta} v \delta + Y_{v\delta\delta} v \delta^2 & 0 & \\ Y_\delta \delta + Y_{v\delta} v \delta & 0 & \\ 0 & N_\delta \delta + N_{v\delta} v \delta & \end{array} \right\}_G \quad (174)$$

Le calcul de la vitesse du fluide est une donnée essentielle à la bonne modélisation des efforts de gouverne. Le safran rencontre un écoulement perturbé en sortie de l'hélice. De manière empirique, le modèle MMG [50] suggère que l'influence des interactions entre la carène et l'hélice sur la vitesse du fluide en amont du safran dépende des coefficients de sillage w et de succion t ainsi que des paramètres ε , κ , η et γ_R . Dans le repère lié au navire, les composantes de vitesse u_R et v_R sont définies comme suit :

$$u_R = \varepsilon(1 - w_P)u \sqrt{\eta \left\{ 1 + \kappa \left(\sqrt{1 + \frac{8K_T}{\pi J^2}} \right)^2 \right\} + (1 - \eta)} \quad (175)$$

$$v_R = \gamma_R \left(v + \left[\overrightarrow{O_R G} \wedge \begin{pmatrix} p \\ q \\ r \end{pmatrix} \right] \cdot \overrightarrow{y_b} \right) \quad (176)$$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} \varepsilon = \frac{u_{R0}}{u_P} = \frac{(1-w_R)}{(1-w_P)} \\ \kappa = \frac{k_x}{\varepsilon} \\ \eta = \frac{D_P}{L_R} \\ \gamma_R : \text{ Facteur de rétrécissement de l'écoulement} \end{array} \right.$$

Dans le cas du navire de pêche étudié par Y. Yoshimura [50], $(1 - w_p) = 0.61$, $(1 - w_R) = 0.69$, $\kappa = 1.137$ et $\gamma_R = 0.467$. La figure 28 ci-dessous, est un diagramme schématique, permettant d'illustrer les variations de la vitesse longitudinale de l'écoulement autour du safran.

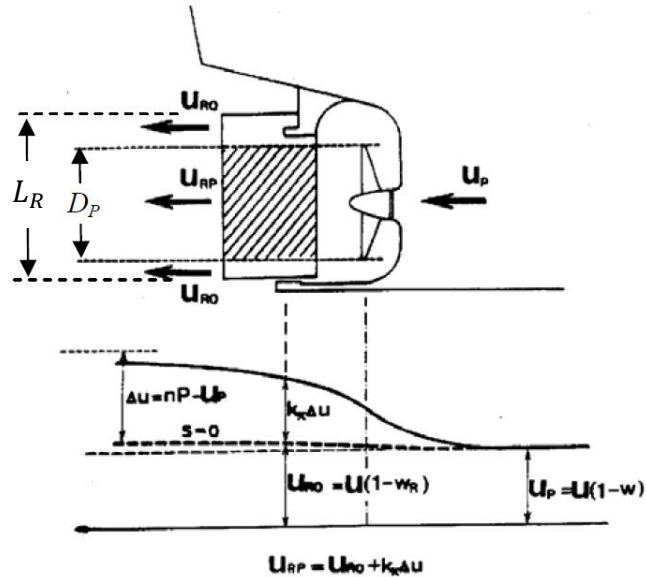


Figure 28 - Diagramme de vitesse longitudinale de l'écoulement autour du safran
(source : K. Kobe et al., 1981 [51])

En considérant que le point d'application de la force du fluide sur le safran est le centre de gravité de la surface alaire noté O_R , alors le torseur de l'effort de contrôle du gouvernail peut s'exprimer comme suit :

$$\begin{Bmatrix} \overrightarrow{F_{Ctrl}} \\ \overrightarrow{M_{Ctrl}} \end{Bmatrix}_G = \begin{Bmatrix} \overrightarrow{F_{Ctrl}} \\ \overrightarrow{O_R G} \wedge \overrightarrow{F_{Ctrl}} \end{Bmatrix}_G = \begin{Bmatrix} D & K_{Ctrl} \\ L & M_{Ctrl} \\ 0 & N_{Ctrl} \end{Bmatrix}_G \quad (177)$$

VI.7 Efforts d'interactions hydrodynamiques

VI.7.1 Modèle mathématique en eau calme

Le modèle d'efforts des interactions hydrodynamiques à quatre degrés de liberté est établi à partir des résultats des essais en modèle semi-captif. Les composantes d'efforts en cavalement X_{HD0} , embardée Y_{HD0} , roulis K_{HD0} et lacet N_{HD0} en eau calme sont définies en utilisant les développements en séries de Taylor.

$$X_{HD0} = X_{\dot{u}}\dot{u} + X_u u + \frac{1}{2}X_{uu}u^2 + \frac{1}{6}X_{uuu}u^3 + X_v|v| + \frac{1}{2}X_{vv}v^2 + \frac{1}{2}X_{rr}r^2 + X_{uv}u|v| + X_{vr}vr \quad (178)$$

$$Y_{HD0} = Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_{\dot{r}}\dot{r} + Y_u u + \frac{1}{2}Y_{uu}u^2 + \frac{1}{6}Y_{uuu}u^3 + Y_v v + \frac{1}{2}Y_{vv}v|v| + \frac{1}{6}Y_{vvv}v^3 + Y_r r + \frac{1}{2}Y_{rr}r|r| + Y_{uv}uv + Y_{vr}|v|r \quad (179)$$

$$K_{HD0} = K_{\dot{v}}\dot{v} + K_{\dot{r}}\dot{r} + K_u u + \frac{1}{2}K_{uu}u^2 + \frac{1}{6}K_{uuu}u^3 + K_v v + \frac{1}{2}K_{vv}v|v| + K_r r + \frac{1}{2}K_{rr}r|r| + K_{uv}uv \quad (180)$$

$$N_{HD0} = N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{\dot{r}}\dot{r} + N_u u + \frac{1}{2}N_{uu}u^2 + \frac{1}{6}N_{uuu}u^3 + N_v v + \frac{1}{2}N_{vv}v|v| + N_r r + \frac{1}{2}N_{rr}r|r| + N_{uv}uv + N_{vr}|v|r + \frac{1}{2}N_{vvr}v^2r \quad (181)$$

Les équations précédentes sont les expressions générales en eau calme des efforts agissant sur la carène. L'influence de la gîte sur l'apparition du phénomène du broaching a été étudiée sous de nombreux aspects par H. Hashimoto dans ses travaux sur l'évaluation des variations du bras de levier de redressement du navire dans la houle. Ainsi en s'inspirant de ses travaux, des essais en modèle semi-captif avec différentes gîtes et différentes assiettes ont été effectués. Le post-traitement des résultats a permis d'établir une formulation des efforts en eau calme dépendante de l'attitude du navire. L'introduction de ces couplages augmente le domaine de validité du modèle et lui confèrent une plus grande non-linéarité. Les dérivées hydrodynamiques dépendantes de la vitesse en cavement u s'écrivent :

$$X_u = X_{u\varphi\varphi}\varphi^2 + X_{u\theta\theta}\theta^2 + X_{u\varphi\theta}\varphi\theta + X_{u0} \quad (182)$$

$$X_{uu} = X_{uu\varphi\varphi}\varphi^2 + X_{uu\theta\theta}\theta^2 + X_{uu\varphi\theta}\varphi\theta + X_{uu0} \quad (183)$$

$$X_{uuu} = X_{uuu\varphi\varphi}\varphi^2 + X_{uuu\theta\theta}\theta^2 + X_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta + X_{uuu0} \quad (184)$$

$$Y_u = Y_{u\varphi}\varphi + Y_{u\varphi\theta}\varphi\theta \quad (185)$$

$$Y_{uu} = Y_{uu\varphi}\varphi + Y_{uu\varphi\theta}\varphi\theta \quad (186)$$

$$Y_{uuu} = Y_{uuu\varphi}\varphi + Y_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta \quad (187)$$

$$K_u = K_{u\varphi}\varphi + K_{u\varphi\theta}\varphi\theta \quad (188)$$

$$K_{uu} = K_{uu\varphi}\varphi + K_{uu\varphi\theta}\varphi\theta \quad (189)$$

$$K_{uuu} = K_{uuu\varphi}\varphi + K_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta \quad (190)$$

$$N_u = N_{u\varphi}\varphi + N_{u\varphi\theta}\varphi\theta \quad (191)$$

$$N_{uu} = N_{uu\varphi}\varphi + N_{uu\varphi\theta}\varphi\theta \quad (192)$$

$$N_{uuu} = N_{uuu\varphi}\varphi + N_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta \quad (193)$$

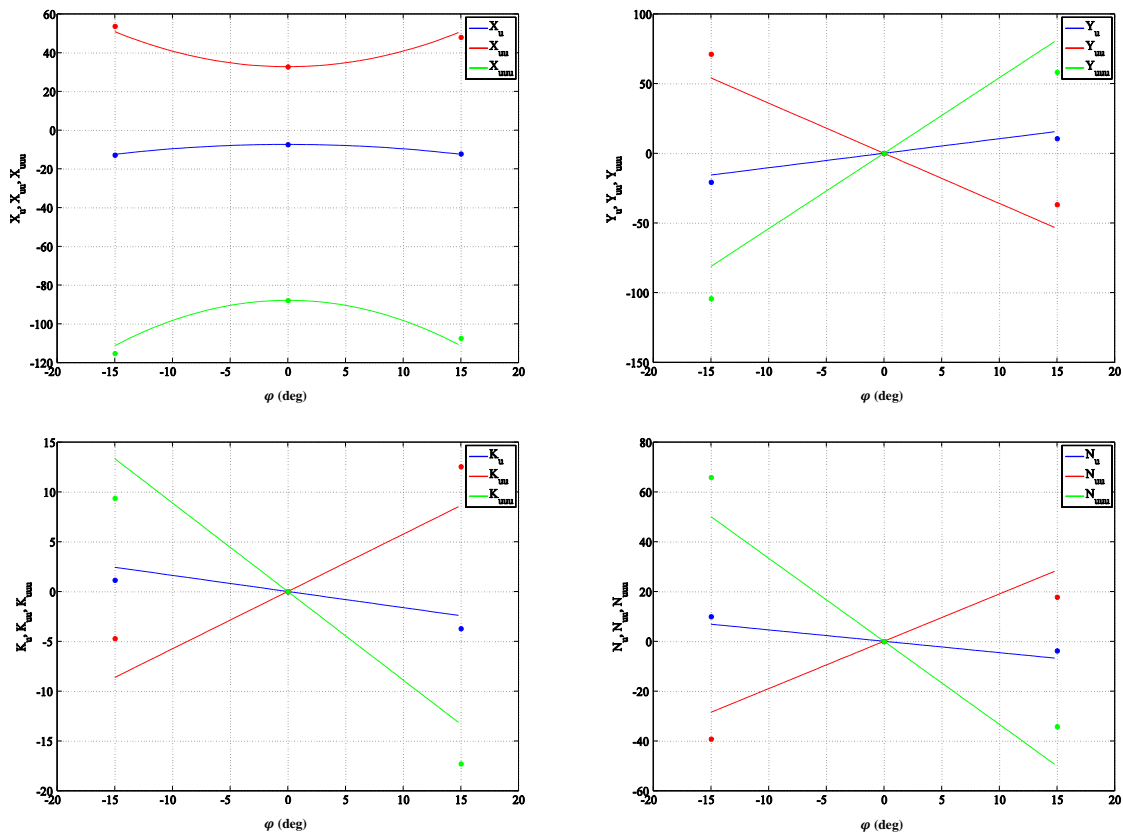


Figure 29 - Coefficients hydrodynamiques en fonction de l'angle de roulis φ
(Lignes : modèle mathématique, points : expérimentation)

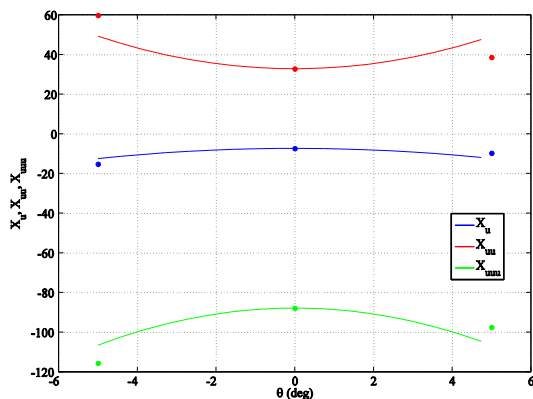


Figure 30 - Coefficients hydrodynamiques en fonction de l'angle de tangage θ
(Lignes : modèle mathématique, points : expérimentation)

VI.7.2 Modèle mathématique sur houle

Un changement significatif se produit lorsque le navire évolue par mer de l'arrière. En effet, en condition de surf sur la vague, l'analyse des données expérimentales a montré que les efforts agissant sur la coque du navire peuvent être déduits des efforts en eau calme par l'ajout d'une fonction dépendante de la pulsation de rencontre ω_e et des caractéristiques de la vague (position relative par rapport au creux de vague ξ_G/λ , longueur d'onde λ/L_{pp} et cambrure H/λ). Lors des essais en bassin, le degré de liberté en roulis était resté libre. Par conséquent le modèle mathématique développé pour modéliser le comportement du navire dans la houle est un modèle à trois degrés de liberté.

Dans la direction du cavalement, la résistance à l'avancement X_{HD} peut être exprimée en fonction de la résistance en eau calme X_{HD0} où X_{Hc} , X_{HHc} , $X_{\lambda c}$, $X_{\lambda\lambda c}$, X_λ et $X_{\lambda\lambda}$ sont les dérivées hydrodynamiques relatives à la présence de la vague.

$$\begin{aligned}
X_{HD} = & X_{HD0} + \\
& \left[X_{Hc} \frac{H}{\lambda} + \frac{1}{2} X_{HHc} \left(\frac{H}{\lambda} \right)^2 + X_{\lambda c} \frac{\lambda}{L_{wl}} + \frac{1}{2} X_{\lambda\lambda c} \left(\frac{\lambda}{L_{pp}} \right)^2 \right] \cdot f_{XA}(\chi, \omega_e) \cdot \cos \left(2\pi \frac{\xi_G}{\lambda} + \right. \\
& \left. \frac{\pi}{0.1} \left(\frac{H}{\lambda} (1 - 2.5\chi) - 0.05 \right) - f_\varphi(\omega_e) \right) + \left(X_\lambda \frac{\lambda}{L_{pp}} + \frac{1}{2} X_{\lambda\lambda} \left(\frac{\lambda}{L_{pp}} \right)^2 \right) \cdot f_{XOff}(\chi, \omega_e)
\end{aligned} \tag{194}$$

De manière analogue, les efforts en embardée et en lacet peuvent être exprimés en fonction des résistances en eau calme Y_{HD0} et N_{HD0} .

$$\begin{aligned}
Y_{HD} = & Y_{HD0} + \\
& \frac{\chi}{|\chi|} \left\{ \left[Y_{Hc} \frac{H}{\lambda} + \frac{1}{2} Y_{HHc} \left(\frac{H}{\lambda} \right)^2 + Y_{\lambda c} \frac{\lambda}{L_{wl}} + \frac{1}{2} Y_{\lambda\lambda c} \left(\frac{\lambda}{L_{wl}} \right)^2 \right] \cdot f_{YA}(\chi, \omega_e) \cdot \cos \left(2\pi \frac{\xi_G}{\lambda} - \right. \right. \\
& \left. \left. \pi - f_\varphi(\omega_e) \right) + \left(Y_\lambda \frac{\lambda}{L_{wl}} + \frac{1}{2} Y_{\lambda\lambda} \left(\frac{\lambda}{L_{wl}} \right)^2 \right) \right\} \cdot f_{YOff}(\chi, \omega_e)
\end{aligned} \tag{195}$$

$$\begin{aligned}
N_{HD} = & N_{HD0} + \\
& \frac{\chi}{|\chi|} \left\{ \left[N_{Hc} \frac{H}{\lambda} + \frac{1}{2} N_{HHc} \left(\frac{H}{\lambda} \right)^2 + N_{\lambda c} \frac{\lambda}{L_{wl}} + \frac{1}{2} N_{\lambda\lambda c} \left(\frac{\lambda}{L_{wl}} \right)^2 \right] \cdot f_{NA}(\chi, \omega_e) \cdot \cos \left(2\pi \frac{\xi_G}{\lambda} - \right. \right. \\
& \left. \left. 2\chi - f_\varphi(\omega_e) \right) + \left(N_\lambda \frac{\lambda}{L_{wl}} + \frac{1}{2} N_{\lambda\lambda} \left(\frac{\lambda}{L_{wl}} \right)^2 \right) \right\} \cdot f_{NOff}(\chi, \omega_e)
\end{aligned} \tag{196}$$

Les effets de la pulsation de rencontre et du gisement sur les efforts que subit le navire sont pris en compte par l'introduction des fonctions non-linéaires $f_A(\chi, \omega_e)$, $f_\varphi(\omega_e)$ et $f_{off}(\chi, \omega_e)$. Ces fonctions ont été établies suite à l'analyse des résultats d'essais sur houle à pulsation de rencontre nulle avec dérive et à pulsation de rencontre constante pour un gisement nul.

$$f_{XA}(\chi, \omega_e) = f_A(\omega_e) \cdot (a_{1x} + a_{2x}\chi^2 + a_{3x}|\chi|^3) \quad (197)$$

$$f_{Xoff}(\chi, \omega_e) = f_{off}(\omega_e) \cdot (b_{1x} + b_{2x}\chi^2 + b_{3x}|\chi|^3) \quad (198)$$

$$f_{YA}(\chi, \omega_e) = f_A(\omega_e) \cdot (a_{1y} + a_{2y}\chi^2 + a_{3y}|\chi|^3) \quad (199)$$

$$f_{Yoff}(\chi, \omega_e) = f_{off}(\omega_e) \cdot (b_{1y} + b_{2y}\chi^2 + b_{3y}|\chi|^3) \quad (200)$$

$$f_{NA}(\chi, \omega_e) = \frac{f_A(\omega_e)}{|f_A(\omega_e)|} \cdot f_A(\omega_e)^{\frac{4}{3}} \cdot (a_{1n} + a_{2n}\chi^2 + a_{3n}|\chi|^3) \quad (201)$$

$$f_{Noff}(\chi, \omega_e) = \frac{f_{off}(\omega_e)}{|f_{off}(\omega_e)|} \cdot f_{off}(\omega_e)^{\frac{4}{3}} \cdot (b_{1n} + b_{2n}\chi^2 + b_{3n}|\chi|^3) \quad (202)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} f_A(\omega_e) = (1 + a_1\omega_e + a_2\omega_e^2) \\ f_\varphi(\omega_e) = c_1(1 - e^{c_2\omega_e^2}) \\ f_{off}(\omega_e) = (1 + b_1(1 - e^{b_2(\omega_e - b_3)^2}) + b_4) \end{array} \right. \quad (203)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} f_A(\omega_e) = (1 + a_1\omega_e + a_2\omega_e^2) \\ f_\varphi(\omega_e) = c_1(1 - e^{c_2\omega_e^2}) \end{array} \right. \quad (204)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} f_A(\omega_e) = (1 + a_1\omega_e + a_2\omega_e^2) \\ f_{off}(\omega_e) = (1 + b_1(1 - e^{b_2(\omega_e - b_3)^2}) + b_4) \end{array} \right. \quad (205)$$

Les résultats expérimentaux ayant permis d'établir le modèle mathématique présenté ci-dessus sont présentés dans la partie consacrée à l'expérimentation. La définition d'un modèle mathématique impose de lui associé un domaine de validité. Dans cette étude, ce domaine est borné par le gisement maximal atteint lors des essais, i.e. 15 degrés sur eau calme et 8 degrés sur houle. Par ailleurs, il est borné par les valeurs de la pulsation de rencontre. Lors des essais en modèle semi-captif, les valeurs de la pulsation de rencontre allaient de 0 à 2.2 radians par seconde. Enfin, le modèle est défini pour un intervalle de cambrure de houle allant de 0 à 0.05 et de ratios entre la longueur d'onde de la houle et la longueur du navire compris entre 0 et 1.25.

Le torseur des efforts d'interactions hydrodynamiques est le suivant :

$$\left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{F_{HD}} \\ \overrightarrow{M_{HD}} \end{array} \right\}_G = \left\{ \begin{array}{cc} X_{HD} & K_{HD0} \\ Y_{HD} & 0 \\ 0 & N_{HD} \end{array} \right\} \quad (206)$$

En dehors de ce domaine de validité, les résultats sont extrapolés jusqu'à un gisement de 45 degrés. Au-delà de cette valeur, on considère que le mouvement du navire est principalement régit par les efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov.

Lors des essais, la maquette était libre en pilonnement et en tangage. Pour les essais sur houle, le roulis était libre lui aussi. La composante verticale des efforts n'était donc pas mesurée. Pour pallier à cela, seuls les projetés dans le repère navire des composantes verticales des efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov, calculés numériquement, sont prises en compte.

VII. Identification des coefficients hydrodynamiques

L'identification des coefficients du modèle mathématique est effectuée à partir des résultats d'essais en modèle semi-captif. Comme présenté dans les tableaux 5 et 6 ci-dessous, chaque essai permet le calcul de dérivée hydrodynamique spécifique.

Tableau 5 - Dérivées hydrodynamiques en eau calme

Type d'essai	Dérivées hydrodynamiques	
Accélération en cavement	$X_{\dot{u}}$	
Résistance (traction droite)	$X_{u0}, X_{uu0}, X_{uuu0}$	
Stationnaires	$X_{u\varphi\varphi}, X_{u\theta\theta}, X_{u\varphi\theta}, X_{uu\varphi\varphi}, X_{uu\theta\theta}, X_{uu\varphi\theta}, X_{uuu\varphi\varphi},$ $X_{uuu\theta\theta}, X_{uuu\varphi\theta}, Y_{u\varphi}, Y_{u\varphi\theta}, Y_{uu\varphi}, Y_{uu\varphi\theta}, Y_{uuu\varphi}, Y_{uuu\varphi\theta},$ $K_{u\varphi}, K_{u\varphi\theta}, K_{uu\varphi}, K_{uu\varphi\theta}, K_{uuu\varphi}, K_{uuu\varphi\theta}, N_{u\varphi}, N_{u\varphi\theta},$ $N_{uu\varphi}, N_{uu\varphi\theta}, N_{uuu\varphi}, N_{uuu\varphi\theta}$	
	Dérive	$X_v, X_{vv}, X_{uv}, Y_v, Y_{vv}, Y_{vvv}, Y_{uv}, K_v, K_{vv}, K_{uv}, N_v, N_{vv}, N_{uv}$
	Embardée pure	$Y_{\dot{v}}, K_{\dot{v}}, N_{\dot{v}}$
Harmoniques	Lacet pur	$X_{rr}, Y_{\dot{r}}, Y_r, Y_{rr}, K_{\dot{r}}, K_r, K_{rr}, N_{\dot{r}}, N_r, N_{rr}$

Dans la deuxième partie de ce manuscrit seront présentés les résultats expérimentaux qui ont permis d'établir l'hypothèse que les efforts qui agissent sur un navire naviguant par mer de l'arrière peuvent être calculés à partir de l'expression des efforts en eau calme. Les essais en bassin et les coefficients hydrodynamiques associés sont présentés dans le tableau suivant.

Tableau 6 - Dérivées hydrodynamiques par mer de l'arrière

		Type d'essai	Dérivées hydrodynamiques
Stationnaires		Traction droite avec ξ_G/λ constant	$X_{Hc}, X_{HHc}, X_{\lambda c}, X_{\lambda\lambda c}, X_{\lambda}, X_{\lambda\lambda}, Y_{Hc}, Y_{HHc}, Y_{\lambda c}, Y_{\lambda\lambda c}, Y_{\lambda},$ $Y_{\lambda\lambda}, N_{Hc}, N_{HHc}, N_{\lambda c}, N_{\lambda\lambda c}, N_{\lambda}, N_{\lambda\lambda}$
		Traction droite avec ξ_G/λ variable	$a_1, a_2, b_1, b_2, b_3, b_4, c_1, c_2$
		Dérive avec ξ_G/λ constant	$a_{1x}, a_{2x}, a_{3x}, b_{1x}, b_{2x}, b_{3x}, a_{1y}, a_{2y}, a_{3y}, b_{1y}, b_{2y},$ $b_{3y}, a_{1n}, a_{2n}, a_{3n}, b_{1n}, b_{2n}, b_{3n}$

VII.1 Essais stationnaires

Les outils mathématiques utilisés pour l'analyse des données expérimentales et l'établissement de modèles théoriques, dépendent de la formulation initiale du modèle. Dans le paragraphe IV.7 de cette deuxième partie, le modèle d'efforts est présenté sous la forme d'une expression polynomiale basée sur un développement en série de Taylor. L'expression générale d'une telle série permet d'approximer une fonction f au voisinage de a .

$$f(x) = f(a) + \frac{1}{1!} \frac{df(a)}{dx} (x - a) + \frac{1}{2!} \frac{d^2f(a)}{dx^2} (x - a)^2 + \frac{1}{3!} \frac{d^3f(a)}{dx^3} (x - a)^3 + \dots + \frac{1}{n!} \frac{d^n f(a)}{dx^n} (x - a)^n \quad (207)$$

Dans l'analyse des résultats expérimentaux, la modélisation des efforts est effectuée par un développement de Taylor d'ordre trois au voisinage de la position d'équilibre statique, c'est-à-dire autour de $a=0$.

$$f(x) = f(0) + \frac{1}{1!} \frac{df(0)}{dx} x + \frac{1}{2!} \frac{d^2f(0)}{dx^2} x^2 + \frac{1}{3!} \frac{d^3f(0)}{dx^3} x^3 \quad (208)$$

Si on s'intéresse dans un premier temps aux essais de résistance à l'avancement à gîte et assiette nulles et par conséquent à l'identification des coefficients qui en dépendent, i.e. X_{u0} , X_{uu0} , X_{uuu0} , alors, l'effort en cavement X peut être réécrit comme suit :

$$X(u) = X(0) + \frac{1}{1!} \frac{dX(0)}{du} u + \frac{1}{2!} \frac{d^2X(0)}{du^2} u^2 + \frac{1}{3!} \frac{d^3X(0)}{du^3} u^3 \quad (209)$$

Par identification, il vient que :

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{u0} = \frac{dX(0)}{du} \\ X_{uu0} = \frac{d^2X(0)}{du^2} \\ X_{uuu0} = \frac{d^3X(0)}{du^3} \end{array} \right. \quad (210)$$

$$X_{uu0} = \frac{d^2X(0)}{du^2} \quad (211)$$

$$X_{uuu0} = \frac{d^3X(0)}{du^3} \quad (212)$$

$$\text{Avec : } X(0) = 0 \quad (213)$$

Les coefficients hydrodynamiques sont exprimés en fonction des dérivées première, seconde et troisième de l'effort par rapport à la vitesse en cavement.

Dans l'étude de l'influence de différentes combinaisons d'angle de roulis, de tangage et d'angle de barre sur les efforts mesurés en eau calme, seulement trois vitesses de cavement ont été testées. Pour les essais de résistance à gîte et assiette nulles, la résistance à l'avancement de la maquette a été mesurée pour dix vitesses de cavement.

Il est possible lorsque le nombre de points de mesure à faibles vitesses est suffisant de déterminer les coefficients du modèle en calculant les dérivées discrètes du signal d'effort.

Une autre méthode pour déterminer les valeurs des dérivées hydrodynamique du modèle mathématique est la méthode de régression polynomiale multiple. Elle utilise la méthode des moindres carrés de manière à minimiser la somme S du carré de la différence entre les valeurs mesurées expérimentalement et les valeurs calculées par le modèle mathématique. Pour la force de résistance X en eau calme, N étant le nombre de mesures effectuées, cette somme s'écrit :

$$S = \sum_{i=1}^N \left[X_{i(\text{mesuré})} - \left(X_{u0}u_i + \frac{1}{2}X_{uu0}u_i^2 + \frac{1}{6}X_{uuu0}u_i^3 \right) \right]^2 \quad (214)$$

Les valeurs des dérivées hydrodynamiques sont calculées de façon à ce que les variations de cette somme soient nulles par rapport à chacun des coefficients.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial S}{\partial X_{u0}} = -2 \sum_{i=1}^N u_i \left[X_{i(\text{mesuré})} - \left(X_{u0}u_i + \frac{1}{2}X_{uu0}u_i^2 + \frac{1}{6}X_{uuu0}u_i^3 \right) \right] = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial X_{uu0}} = -\sum_{i=1}^N u_i^2 \left[X_{i(\text{mesuré})} - \left(X_{u0}u_i + \frac{1}{2}X_{uu0}u_i^2 + \frac{1}{6}X_{uuu0}u_i^3 \right) \right] = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial X_{uuu0}} = -\frac{1}{3} \sum_{i=1}^N u_i^3 \left[X_{i(\text{mesuré})} - \left(X_{u0}u_i + \frac{1}{2}X_{uu0}u_i^2 + \frac{1}{6}X_{uuu0}u_i^3 \right) \right] = 0 \end{array} \right. \quad (215)$$

$$\frac{\partial S}{\partial X_{uu0}} = -\sum_{i=1}^N u_i^2 \left[X_{i(\text{mesuré})} - \left(X_{u0}u_i + \frac{1}{2}X_{uu0}u_i^2 + \frac{1}{6}X_{uuu0}u_i^3 \right) \right] = 0 \quad (216)$$

$$\frac{\partial S}{\partial X_{uuu0}} = -\frac{1}{3} \sum_{i=1}^N u_i^3 \left[X_{i(\text{mesuré})} - \left(X_{u0}u_i + \frac{1}{2}X_{uu0}u_i^2 + \frac{1}{6}X_{uuu0}u_i^3 \right) \right] = 0 \quad (217)$$

La résolution de ce système d'équation revient à résoudre le système matriciel suivant :

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N u_i^2 & \sum_{i=1}^N u_i^3 & \sum_{i=1}^N u_i^4 \\ \sum_{i=1}^N u_i^3 & \sum_{i=1}^N u_i^4 & \sum_{i=1}^N u_i^5 \\ \sum_{i=1}^N u_i^4 & \sum_{i=1}^N u_i^5 & \sum_{i=1}^N u_i^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_{u0} \\ X_{uu0} \\ X_{uuu0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N u_i X_{i(mesuré)} \\ \sum_{i=1}^N u_i^2 X_{i(mesuré)} \\ \sum_{i=1}^N u_i^3 X_{i(mesuré)} \end{pmatrix} \quad (218)$$

Bien que le nombre de points de mesure soit limité, les valeurs des coefficients hydrodynamiques obtenus par cette méthode de régression polynomiale sont satisfaisantes. Dans le cas de la résistance à l'avancement, la figure 31 présente une comparaison entre les résultats du modèle mathématique et les mesures expérimentales.

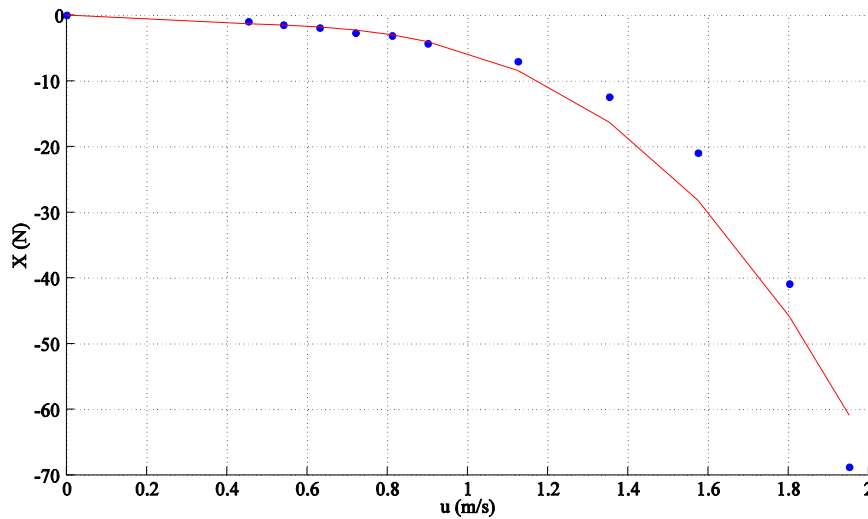


Figure 31 - Comparaison des résultats expérimentaux (points bleus) avec le modèle dont les coefficients hydrodynamiques sont calculés par la méthode de régression polynomiale (ligne rouge)

En appliquant la méthode aux résultats d'essais en dérive, on parvient à déterminer l'ensemble des dérivées hydrodynamiques relatives aux essais stationnaires en eau calme. A l'issue de cette première phase d'identification, la formulation analytique du modèle mathématique, est la suivante :

$$\begin{aligned} X_{HD0} = & (X_{u\varphi\varphi}\varphi^2 + X_{u\theta\theta}\theta^2 + X_{u\varphi\theta}\varphi\theta + X_{u0})u + \frac{1}{2}(X_{uu\varphi\varphi}\varphi^2 + \\ & X_{uu\theta\theta}\theta^2 + X_{uu\varphi\theta}\varphi\theta + X_{uu0})u^2 + \frac{1}{6}(X_{uuu\varphi\varphi}\varphi^2 + X_{uuu\theta\theta}\theta^2 + \\ & X_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta + X_{uuu0})u^3 + X_v|v| + \frac{1}{2}X_{vv}v^2 + X_{uv}u|v| \end{aligned} \quad (219)$$

$$\begin{aligned}
 Y_{HD0} = & \\
 & (Y_{u\varphi}\varphi + Y_{u\varphi\theta}\varphi\theta)u + \frac{1}{2}(Y_{uu\varphi}\varphi + Y_{uu\varphi\theta}\varphi\theta)u^2 + \\
 & \frac{1}{6}(Y_{uuu\varphi}\varphi + Y_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta)u^3 + Y_v v + \frac{1}{2}Y_{vv}v|v| + \frac{1}{6}Y_{vvv}v^3 + Y_{uv}uv \quad (220)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{HD0} = & (K_{u\varphi}\varphi + K_{u\varphi\theta}\varphi\theta)u + \frac{1}{2}(K_{uu\varphi}\varphi + K_{uu\varphi\theta}\varphi\theta)u^2 + \frac{1}{6}(K_{uuu\varphi}\varphi + \\
 & K_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta)u^3 + K_v v + \frac{1}{2}K_{vv}v|v| + K_{uv}uv \quad (221)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{HD0} = & (N_{u\varphi}\varphi + N_{u\varphi\theta}\varphi\theta)u + \frac{1}{2}(N_{uu\varphi}\varphi + N_{uu\varphi\theta}\varphi\theta)u^2 + \frac{1}{6}(N_{uuu\varphi}\varphi + \\
 & N_{uuu\varphi\theta}\varphi\theta)u^3 + N_v v + \frac{1}{2}N_{vv}v|v| + N_{uv}uv \quad (222)
 \end{aligned}$$

VII.2 Essais harmoniques

Dans le cas des essais harmoniques, l'identification des coefficients est réalisée à l'aide d'une décomposition du signal en série de Fourier.

VII.2.1 Embardée pure

Les essais d'embardee pure impliquent de faire exécuter à la maquette un mouvement sinusoïdal d'embardee y de pulsation ω , d'amplitude maximale y_0 et pour une vitesse de cavement U_C constante. Dans certains cas, la maquette peut être bridée avec un angle de dérive non-nulle mais dans ces travaux de thèse, nous nous sommes limités au cas où la dérive est nulle.

$$y(t) = y_0 \sin(\omega t) \quad (223)$$

$$\vec{V} = \begin{pmatrix} U_C \\ y_0 \omega \cos(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix}_{(G, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (224)$$

$$\text{Soit : } \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_C \\ y_0 \omega \cos(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix}_{(G, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)} \quad (225)$$

$$\text{Et } \left. \frac{d\vec{V}}{dt} \right|_{R_0} = \begin{pmatrix} 0 \\ -y_0 \omega^2 \sin(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix}_{(G, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (226)$$

Dans le cas des efforts en eau calme à gîte et assiette nulles, la force de résistance en embardée Y_{HD0} peut être réécrite en fonction des paramètres cinématique du mouvement imposé.

$$Y_{HD0} = -Y_{\dot{v}}y_0\omega^2 \sin(\omega t) + Y_v y_0 \omega \cos(\omega t) + \frac{1}{2}Y_{vv}y_0 \omega \cos(\omega t) |y_0 \omega \cos(\omega t)| + \frac{1}{6}Y_{vvv}(y_0 \omega \cos(\omega t))^3 + Y_{uv}Uc y_0 \omega \cos(\omega t) \quad (227)$$

Étant donné que les coefficients hydrodynamiques Y_v , Y_{vv} , Y_{vvv} et Y_{uv} ont déjà été déterminés par identification des résultats d'essais en dérive, seule le terme $Y_{\dot{v}}$ homogène à la masse ajoutée en embardée doit être identifiée à l'aide d'une série de Fourier. Dans le cas général, une série de Fourier temporelle $f(t)$ s'écrit comme une somme de sinus et cosinus.

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)] \quad (228)$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt & (229) \\ a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos(n\omega t) dt & (230) \\ b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin(n\omega t) dt & (231) \end{cases}$$

Pour la force en embardée, on considère uniquement la fondamentale du signal.

$$Y_{HD0}(t) = a_0 + a_1 \cos(\omega t) + b_1 \sin(\omega t) \quad (232)$$

Par conséquent, en ne s'intéressant qu'au terme en phase avec l'accélération, pour un mouvement d'amplitude y_0 et de période T , avec $\omega = \frac{2\pi}{T}$, on obtient l'expression de $Y_{\dot{v}}$ suivante :

$$Y_{\dot{v}} = -\frac{b_1}{y_0 \omega^2} = -\frac{T}{2y_0 \pi^2} \int_0^T Y_{HD0}(t) \sin(\omega t) dt \quad (233)$$

La méthode appliquée pour déterminer les dérivées hydrodynamiques $X_{\dot{v}}$, $K_{\dot{v}}$ et $N_{\dot{v}}$ est similaire.

VII.2.2 *Lacet pur*

Lors des essais de lacet pur, la maquette exécute un mouvement sinusoïdal d'embardée couplé à un mouvement de lacet. La vitesse du chariot de traction U_C est constante, alors que les vitesses de cavement u et d'embardée v dans le repère navire sont variables.

$$y(t) = y_0 \sin(\omega t) \quad (234)$$

$$\vec{V} = \begin{pmatrix} U_C \\ y_0 \omega \cos(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix}_{(G, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} \quad (235)$$

$$\text{Soit : } \vec{V} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} U_C \cos(\psi + \beta) + y_0 \omega \cos(\omega t) \sin(\psi + \beta) \\ -U_C \sin(\psi + \beta) + y_0 \omega \cos(\omega t) \cos(\psi + \beta) \\ 0 \end{pmatrix}_{(G, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)} \quad (236)$$

$$\text{Et } \left. \frac{d\vec{V}}{dt} \right|_{R_0} = \begin{pmatrix} -y_0 \omega^2 \sin(\omega t) \sin(\psi + \beta) \\ -y_0 \omega^2 \sin(\omega t) \cos(\psi + \beta) \\ 0 \end{pmatrix}_{(G, \vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)} \quad (237)$$

La condition pour que l'angle de dérive β soit nul, et de trouver l'expression de l'angle de lacet ψ de telle sorte que la vitesse en embardée soit nulle, i.e. $v = 0$.

$$v = -U_C \sin(\psi) + y_0 \omega \cos(\omega t) \cos(\psi) = 0 \quad (238)$$

$$\text{Soit : } \psi(t) = \tan^{-1} \left[\frac{y_0 \omega}{U_C} \cos(\omega t) \right] \quad (239)$$

Afin de simplifier le calcul des vitesses et accélérations en lacet ainsi que l'identification des coefficients hydrodynamiques, on choisit d'exprimer l'angle de lacet à l'aide d'un développement de Taylor au premier ordre.

$$\psi(t) = \frac{y_0 \omega}{U_C} \cos(\omega t) \quad (240)$$

$$r = \left. \frac{d\psi}{dt} \right|_{R_0} = -\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \sin(\omega t) \quad (241)$$

$$\dot{r} = \frac{dr}{dt} = -\frac{y_0 \omega^3}{U_C} \cos(\omega t) \quad (242)$$

Par conséquent, le moment de lacet exercé par l'action du fluide sur la carène à gîte et assiette nulles, et compte tenu de l'hypothèse de nullité de la vitesse en embardée, l'expression analytique du moment N_{HD0} ne dépend que de la vitesse et de l'accélération en lacet.

$$N_{HD0} = N_{\dot{r}} \dot{r} + N_r r + \frac{1}{2} N_{rr} r |r| \quad (243)$$

$$\text{Soit: } N_{HD0}(t) = -N_{\dot{r}} \frac{y_0 \omega^3}{U_C} \cos(\omega t) - N_r \frac{y_0 \omega^2}{U_C} \sin(\omega t) - \frac{1}{2} N_{rr} \frac{y_0 \omega^2}{U_C} \sin(\omega t) \left| \frac{y_0 \omega^2}{U_C} \sin(\omega t) \right| \quad (244)$$

L'amplitude y_0 du mouvement ainsi que la vitesse du chariot étant des valeurs positives et en faisant l'hypothèse que $\sin(a) |\sin(a)| \approx \sin(a)$, le moment de lacet peut être exprimé de la façon suivante :

$$N_{HD0}(t) = -N_{\dot{r}} \frac{y_0 \omega^3}{U_C} \cos(\omega t) - \left[N_r \frac{y_0 \omega^2}{U_C} + \frac{1}{2} N_{rr} \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^2 \right] \sin(\omega t) \quad (245)$$

L'analyse du signal mesuré expérimentalement par identification à l'aide d'une série de Fourier permet de connaître la valeur des dérivées hydrodynamiques relatives à la vitesse et à l'accélération en lacet. Le paramètre T est la période du mouvement imposé.

$$N_{\dot{r}} = -\frac{U_C}{y_0 \omega^3} a_1 = -\frac{U_C}{y_0 \omega^3} \frac{2}{T} \int_0^T N_{HD0}(t) \cos(\omega t) dt \quad (246)$$

$$N_r \frac{y_0 \omega^2}{U_C} + \frac{1}{2} N_{rr} \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^2 = -\frac{2}{T} \int_0^T N_{HD0}(t) \sin(\omega t) dt \quad (247)$$

Les coefficients N_r et N_{rr} sont connus par l'application de la méthode de régression polynomiale à l'équation (245). Les essais harmoniques ont été réalisés pour plusieurs combinaisons de pulsation et d'amplitude. Le paramètre N représente le nombre total d'essais de lacet pur.

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^2 & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^3 \\ \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^3 & \frac{1}{4} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_r \\ N_{rr} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sum_{i=1}^N \frac{y_0 \omega^2}{U_C} \left(\frac{2}{T} \int_0^T N_{HD0}(t) \sin(\omega t) dt \right) \\ -\frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_0 \omega^2}{U_C} \right)^2 \left(\frac{2}{T} \int_0^T N_{HD0}(t) \sin(\omega t) dt \right) \end{pmatrix} \quad (248)$$

Les dérivées hydrodynamiques $X_{\dot{r}}$, X_r , X_{rr} , $Y_{\dot{r}}$, Y_r , Y_{rr} , $K_{\dot{r}}$, K_r et K_{rr} sont identifiés de manière analogue.

VII.3 Essais d'accélération en cavement

Ce type d'essai permet d'identifier le terme de masse ajoutée en cavement X_u présent dans le modèle mathématique en eau calme développé au cours de cette thèse. Pour le déterminer, des essais à accélérations constantes de 0.2, 0.4 et 0.6 m/s² ont été réalisés avec le degré de liberté en pilonnement libre, un angle de dérive nul ainsi qu'une gîte et une assiette nulles. La

philosophie de ce test est de déduire de l'effort mesuré l'effort théorique calculé sans influence de l'accélération pour ne conserver que la part du signal due à l'accélération de la maquette. Comme le montre la figure 32, du fait de la longueur du bassin de traction et de la vitesse maximale à laquelle peut être tractée la maquette sans que l'effort de résistance ne dépasse le seuil d'endommagement des capteurs d'efforts, la durée du signal à traiter, i.e. pour laquelle la vitesse croît linéairement avec le temps, est relativement courte.

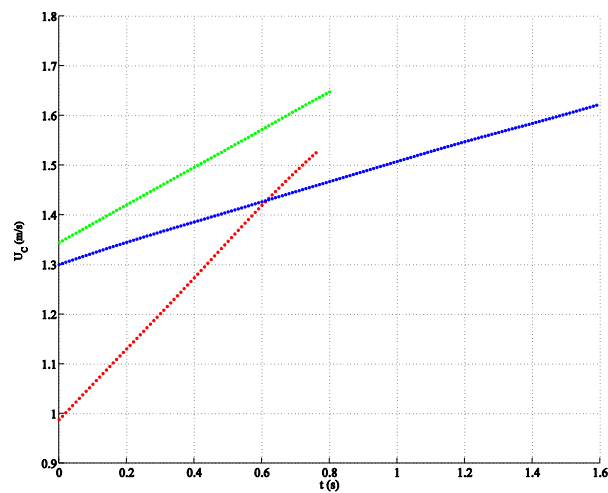


Figure 32 - Évolution temporelle de la vitesse du chariot de traction U_C pour des accélérations de 0.2 m/s^2 (bleu), 0.4 m/s^2 (vert) et 0.6 m/s^2 (rouge)

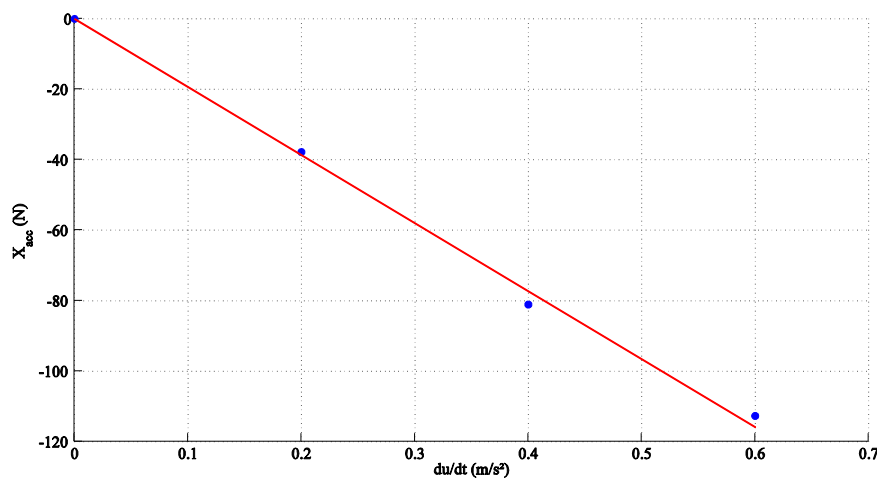


Figure 33 - Évolution de l'effort X_{acc} en fonction de l'accélération (Ligne : droite de régression, points : mesures expérimentales)

De manière analytique, la résistance X_{acc} due à l'accélération peut être calculée comme la différence entre l'effort mesuré et l'effort théorique. La figure 33 montre clairement une dépendance linéaire de cet effort à l'accélération de la maquette.

$$X_{acc} = X_{mes} - \left(X_u u + \frac{1}{2} X_{uu} u^2 + \frac{1}{6} X_{uuu} u^3 \right) \quad (249)$$

Par conséquent, le calcul de la pente de la droite représentative de l'évolution de l'effort en fonction de l'accélération donne la valeur de la masse ajoutée en cavement $X_{\dot{u}}$.

$$X_{\dot{u}} = \frac{X_{acc}}{\dot{u}} + m \quad (250)$$

Lors des essais en modèle captif, une balance d'efforts à six composantes a été utilisée. Afin de connaître la masse ajoutée de la maquette seule, la masse de la partie pesée de la balance doit alors être retranchée au membre de droite de l'équation (250).

VIII. Extrapolation des résultats au réel

Les essais en bassin permettent de calculer les coefficients hydrodynamiques d'un modèle mathématique d'efforts associé à la maquette d'un navire dont le rapport d'échelle est connu. La procédure ITTC 7.5-02-03-01.4 donne dans le cas d'essais de résistance la méthodologie à suivre pour extrapoler les résultats et permettre la prédiction des performances du navire à l'échelle réelle. Cependant, l'application de cette procédure implique de décomposer le coefficient de résistance totale à l'échelle maquette C_{tm} sous la forme d'une somme de termes dépendant du nombre de Froude et du nombre de Reynolds.

$$R_{tm} = \frac{1}{2} \rho_m S_{wm} U_m^2 C_{tm} \quad (251)$$

Avec: $C_{tm} = C_w(F_n) + C_{vm}(R_e) \quad (252)$

L'extrapolation du coefficient de résistance à l'échelle réelle se fait alors par l'introduction de coefficients correctifs tels que le coefficient aérodynamique pour les superstructures du navire ou le coefficient de rugosité de la carène. Cette procédure n'est applicable qu'aux résultats d'essais de résistance à l'avancement en traction droite.

Les coefficients hydrodynamiques d'un modèle mathématique sont souvent exploités sous forme adimensionnelle. Cela permet de s'affranchir des effets des dimensions du navire, de la vitesse d'avance et des caractéristiques du fluide dans l'analyse des résultats.

L'adimensionnalisation telle que définie dans les procédures ITTC est effectuée en divisant les forces par $\frac{1}{2}\rho L_{pp}^2 U^2$ et en divisant les moments par $\frac{1}{2}\rho L_{pp}^3 U^2$.

Dans la littérature, l'extrapolation des résultats d'essais PMM à l'échelle réelle revient à multiplier les forces à l'échelle maquette par le facteur d'échelle $\frac{L_{ppr}}{L_{ppm}}$ à la puissance 3 et les moments par ce même facteur d'échelle à la puissance 4.

Toutefois, cette dernière méthode d'extrapolation présente l'inconvénient de ne pas tenir compte des effets d'échelle sur les phénomènes dépendant du nombre de Reynolds, i.e. sur le frottement visqueux du fluide sur la carène qui demeure malgré tout plus important sur la maquette que sur le navire réel.

2^{ème} PARTIE : EXPÉRIMENTATION

Cette partie regroupe l'ensemble des étapes relatives à la préparation des essais sur modèles réduits. Les différents paragraphes traiteront de l'équipement de la maquette, des instruments de mesure, du calcul des incertitudes, de la génération de houle et des programmes et méthodologies d'essais en modèle semi-captif et en modèle libre.

Les essais en modèle semi-captif ont été réalisés dans le bassin de traction ($148m \times 5m \times 3m$) et les essais en modèle libre ont été menés dans le bassin de houle ($50m \times 30m \times 5m$) du laboratoire LHEEA (ECN/CNRS), Nantes, France.

I. Maquette

I.1 Contexte du choix du navire

En 2010, les chiffres fournis par le ministère de l'écologie, du développement durable et de l'énergie indiquaient que sur l'ensemble du territoire français, 22049 marins étaient embarqués à bord de 7305 navires de pêche. En France métropolitaine, la flotte de 4857 bâtiments se composait alors de trois types de navires classés selon leur taille.

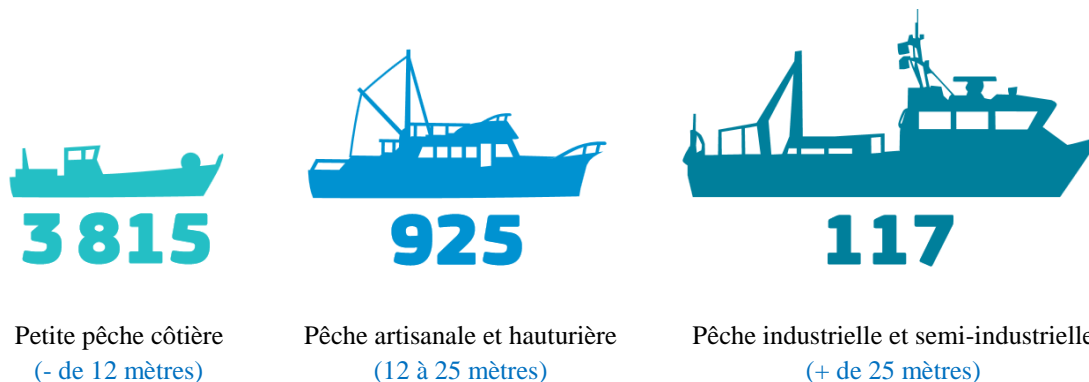


Figure 34 - Flotte métropolitaine par type de pêche

En juin 2011, l'Assemblée Nationale établissait un rapport intitulé « *De l'urgence de renouveler les navires pour sauver la pêche française* » dans lequel s'inscrivait le projet Optiperf porté la SAS HydrOcean et co-financé par le Fonds Européen pour la Pêche (FEP).

Dans un rapport daté de 2014, le parlement européen indique que la taille de la flotte de pêche de l'Union Européenne s'est réduite à un rythme régulier au cours des vingt dernières années. Entre 2007 et 2011, le nombre de navires a diminué de 7,6 %, passant ainsi de 90 043

à 83 014 navires. En 2011, la Grèce possédait 21 % du nombre total de navires de pêche, suivie par l'Italie (16 %), l'Espagne (13 %) et le Portugal (10 %). Ces quatre pays, plus la France et le Royaume-Uni, représentent 76 % des navires de pêche de l'Union. À l'exception de la Belgique et des Pays-Bas, où les grands navires prédominent, les flottes des États membres sont constituées principalement de navires mesurant moins de 12 mètres de long, du fait de l'importance de la pêche côtière dans ces pays.

De son côté, l'Organisation Maritime Internationale met en place de nouveaux critères de stabilité intacte de seconde génération permettant de juger de la vulnérabilité des navires au surf-riding et au broaching. Au regard de cette circulaire, l'ensemble des navires de pêche de la flotte française composés de plus de 7000 navire s'avère être vulnérable à ces phénomènes dès le premier niveau de critères ($L_{pp} < 200m$ et $Fn > 0.3$). Ce choix d'un navire de pêche comme base de la modélisation physique est alors naturel. Pour éviter des problèmes de propriété intellectuelle, c'est la maquette optimisée issue du projet Optiperf qui sera mise en œuvre.

1.2 Caractéristiques

Le navire étudié est un chalutier « virtuel » à l'échelle 1/10^{ème} dont la carène a été optimisée numériquement à partir de formes classiques existantes. Ainsi, comme le montre le plan de forme de la figure 35, elle est pourvue d'une étrave légèrement bifide servant à réduire la traînée due à la vague d'étrave et de deux bouchains vifs permettant d'augmenter la stabilité transversale. Lors des essais, la maquette ne disposait pas de quilles antiroulis.

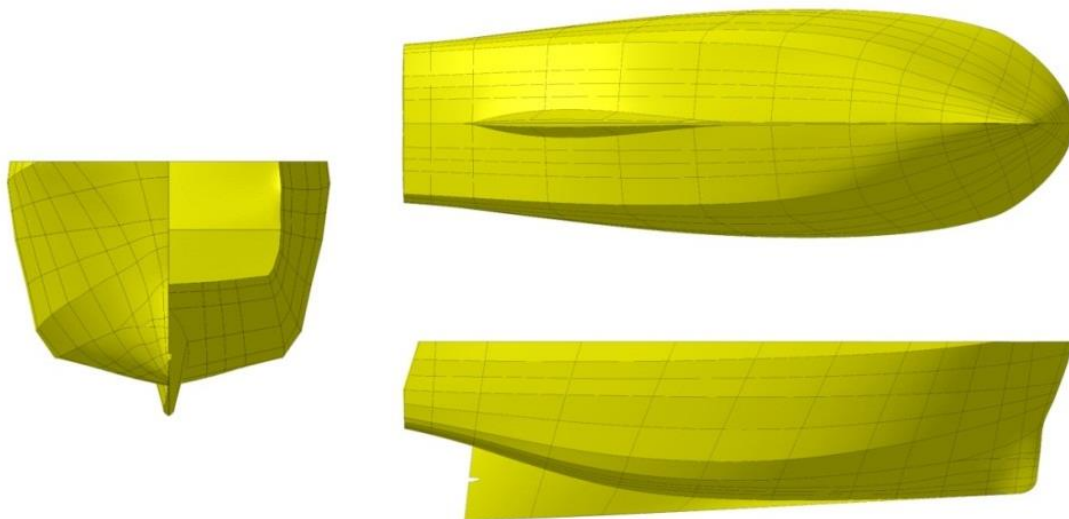


Figure 35 - Plan de forme de la maquette sans appendices

Les caractéristiques mesurées de la maquette et leurs valeurs extrapolées à l'échelle du navire sont données dans le tableau 7 ci-après.

Tableau 7 - Caractéristiques du navire

	Maquette	Navire
Longueur hors tout*, L_{OA}	2.23 m	22.3 m
Longueur à la flottaison, L_{wl}	2.13 m	21.3 m
Tirant d'eau, d	0.3 m	3 m
Déplacement*, Δ	160 kg (modèle captif) 165.9 kg (modèle libre)	160 t 165.9 t
Position longitudinale du centre de gravité par rapport au tableau arrière*	1.12 m (modèle captif) 1.125 m (modèle libre)	11.2 m 11.25 m
Position verticale du centre de gravité par rapport à la ligne de quille*	0.367 m (modèle captif) 0.359 m (modèle libre)	3.67 m 3.59 m
Moment d'inertie en roulis*, I_{Gx}	8.8 kg.m ² (modèle captif) 16.4 kg.m ² (modèle libre)	880 t.m ² 1640 t.m ²
Moment d'inertie en tangage*, I_{Gy}	47.6 kg.m ² (modèle captif) 47.2 kg.m ² (modèle libre)	4760 t.m ² 4720 t.m ²
Moment d'inertie en lacet*, I_{Gz}	48.5 kg.m ² (modèle captif) 47.6 kg.m ² (modèle libre)	4850 t.m ² 4760 t.m ²
Produit d'inertie, I_{Gxz}	-1.9 kg.m ²	-190 t.m ²
Condition de chargement statique, GM	0.051 m (modèle captif) 0.059 m (modèle libre)	0.51 m 0.59 m

* Caractéristiques mesurées

La courbe de stabilité statique en eau calme de la maquette est donnée par la figure 36 et a été calculée à l'aide de l'outil numérique développé au cours de ces travaux de thèse. La méthode de capture de surface immergée sur laquelle se base le code de calcul est présentée au paragraphe V de la partie théorique de ce manuscrit. L'algorithme principal du code de calcul *MANINWAVES* est donné en annexe 1.

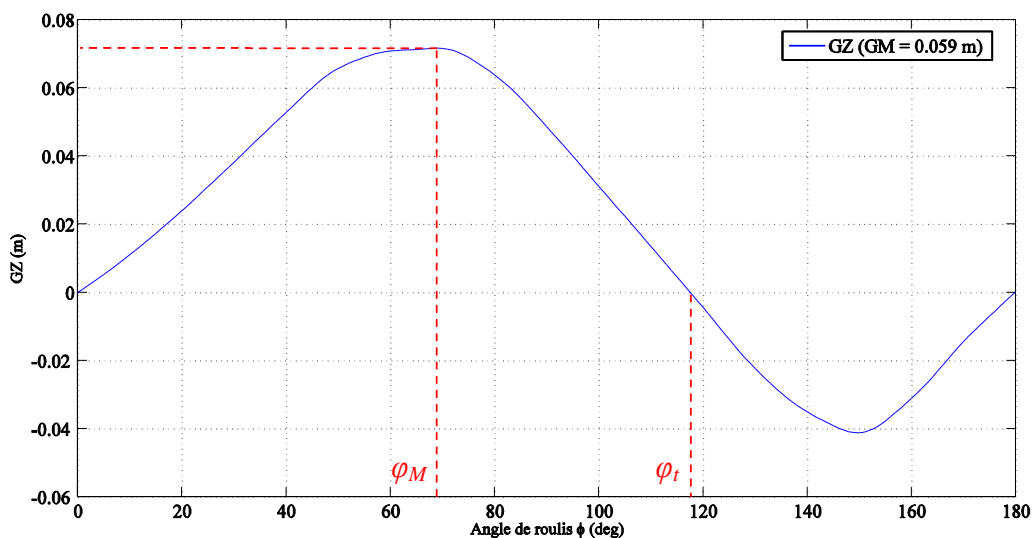


Figure 36 - Courbe de stabilité transversale GZ de la maquette en eau calme calculée à l'aide du code de calcul *MANINWAVES*

La lecture de la courbe de GZ précédente permet d'établir que dans ces conditions de chargement, l'angle limite de stabilité statique φ_M , soit l'angle pour lequel le bras de levier de redressement du navire est maximal, atteint 69 degrés pour une valeur de GZ de 0.071 m à l'échelle de la maquette. L'angle de chavirement statique φ_t , défini comme l'angle pour lequel il y a annulation de la courbe de stabilité, vaut quant à lui 118 degrés. Le paramètre relatif aux conditions de chargement GM a été choisi de manière à être supérieur à 0.45 mètres comme l'exige la division 211 sur la stabilité à l'état intact et après avarie du Ministère français de l'Écologie, du Développement Durable et de l'Énergie. De plus la valeur du GM a été choisie en accord avec les données de la littérature. Dans les travaux de N. Umeda (1999) le paramètre GM du navire de pêche de type senneur est de 1 mètre pour une longueur à la flottaison de 34.5 mètres. Le GM de la maquette du chalutier utilisée dans les travaux de D. Obreja et al. (2010) est de 0.054 mètres pour une longueur à la flottaison de 2.083 mètres.

1.3 Appendices de contrôle et propulsion

Une autre problématique concerne les appendices de la maquette. Sur un navire, le gouvernail est le terme désignant l'ensemble de la chaîne safran, mèche et barre. Le safran est une pièce maîtresse qui confère au navire ses qualités manœuvrières. Un grand nombre de géométries de safran sont recensées dans l'ouvrage *Principles of Naval Architecture, Volume III, SNAME, 1989*. Les plus couramment rencontrées sur les navires sont le safran classique sur

crapaudine, le safran suspendu, le safran compensé, le safran semi-compensé et le safran non compensé.

Sur la maquette de chalutier étudié, un safran de type semi-compensé avec un profil NACA0015 a été conçu puis fabriqué par impression 3D. L'avantage de cette géométrie est de pouvoir connaître facilement, à l'aide du code potentiel *JavaFoil* par exemple, les coefficients de portance (C_L) et de trainée (C_D) en fonction de l'angle d'attaque. Les expressions théoriques de C_L et C_D sont alors implémentées dans le code de calcul basé sur une approche système et modèle de comportement mis au point au cours de cette thèse.

La bonne efficacité du safran dépend étroitement de l'écoulement incident qu'il rencontre. Dans le cas d'un navire conventionnel, la propulsion se fait par hélice immergée montée sur ligne d'arbre. Sur des navires récents ou nécessitant des qualités manœuvrières particulières, on préférera utiliser des hélices sur pods, ou des hélices en tuyère permettant d'orienter l'écoulement de l'eau ou encore des propulseurs de type Voith-Schneider. La poussée d'une hélice est transmise au navire au niveau de l'interface entre le moteur et la structure de la coque et sa direction dévie de quelques degrés de l'axe longitudinal du navire. Sur la maquette du chalutier Optiperf, l'arbre d'hélice fait un angle de -7 degrés autour de l'axe \vec{y}_b par rapport à l'axe longitudinal. Dans le document technique 383 sur les pêches rédigé par l'Organisation des Nations Unies pour l'Alimentation et l'Agriculture, il est indiqué que les distances entre l'hélice et la coque déterminent son efficacité et l'intensité des vibrations qu'elle produit. Ses distances sont appelées les dégagements.

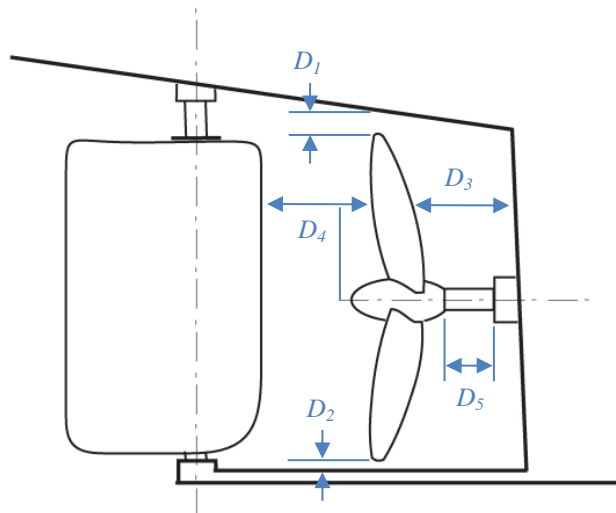


Figure 37 - Dégagements de l'hélice (source : *Smith, Lapp et Sedat, 1985* [52])

Le tableau 8 ci-dessous présente les valeurs de dégagement proposées par C.F. Smith [53] pour garantir un rendement d'hélice satisfaisant.

Tableau 8 - Valeurs des dégagements pour une hélice à n pales

	(% du diamètre de l'hélice)
Dégagement minimal entre l'extrémité de la pale et la coque, D_1	$0.23 - (0.02 \times n)$
Dégagement minimal entre l'extrémité de la pale et la quille, D_2	4%
Distance minimal le massif et l'hélice à 35% du diamètre de l'hélice, D_3	$0.33 - (0.02 \times n)$
Distance maximale de l'hélice au gouvernail à 35% du diamètre de l'hélice, D_4	10%
Longueur maximale d'arbre nu (entrefer), D_5	$4 \times$ diamètre de l'arbre

D'une manière générale, il est préférable que l'hélice soit le plus dégagée possible. La configuration retenue pour la maquette au regard des valeurs du tableau précédent est présentée sur la figure 38.

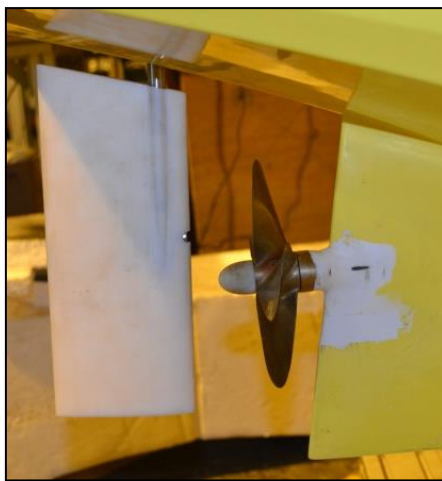


Figure 38 - Agencement de l'hélice et du gouvernail sur la maquette

Dans les expérimentations menées au cours de ce travail de thèse, l'hélice et le safran sont les seules appendices dont les effets ont été mesurés à l'aide d'un couplemètre et d'une mèche instrumentée. Leurs masses doivent être prises en compte lors de l'établissement du devis de

masse. A chaque essai, la vitesse de rotation de l'hélice était constante et correspondait au point d'autopropulsion au réel.

Une fois équipée de ses appendices et du moteur de propulsion, la maquette peut être réglée en inertie. Le développement d'une méthodologie associée à un système mécanique de positionnement du centre de gravité et de réglage des inerties a nécessité une étude d'incertitudes sur le montage ainsi que sur la mesure.

1.4 Inerties

Que ce soit lors des essais en modèle semi-captif par mer de l'arrière, où la maquette est libre en pilonnement et en tangage, ou lors des essais en modèle libre, les forces, les moments et l'attitude de la maquette sont fortement influencés par les moments d'inertie en roulis et en tangage et par les conditions de chargement en eau calme GM . C'est pour cette raison que les moments d'inertie ainsi que la position du centre de gravité dans les trois directions de l'espace ont été réglés préalablement dans l'air à l'aide d'un plateau balancier. La méthodologie suivie est décrite dans la partie théorique de ce manuscrit.

1.5 Similitudes et effets d'échelle

Les essais en bassin sont réalisés en similitude de Froude est non pas en similitude de Reynolds. On considère alors que le coefficient de trainée de vague est le même au réel et au modèle mais que le coefficient de trainée visqueuse est plus faible au réel qu'au modèle. Pour être aussi en similitude de Reynolds, il faudrait que les bassins soient remplis avec un liquide de viscosité cinématique ν_m plus faible que celle de l'eau, c'est-à-dire, $\nu_m = (\sqrt{e})^3 \nu_r$ avec $e = \frac{L_{ppm}}{L_{ppr}}$.

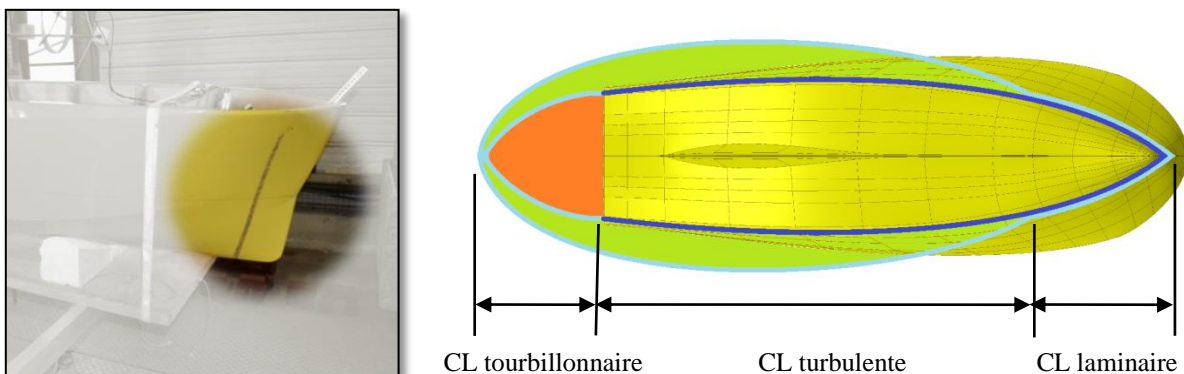


Figure 39 - Position de la bande de rugosité et détails de la couche limite (CL)

En outre, la couche limite s'avère être plus épaisse au réel et les effets du frottement visqueux plus important à l'échelle de la maquette. Cette différence de viscosité implique un risque de non décollement de la couche limite. C'est pour provoquer ce décollement que l'on place des bandes de rugosité sur l'étrave de la maquette. Ces bandes sont réalisées par collage de grain de sable calibrés.

II. Montages expérimentaux

II.1 Modèle semi-captif

L'établissement d'un modèle mathématique du comportement du navire par mer de l'arrière nécessite de pouvoir effectuer des essais sur modèle réduit aussi bien par mer calme que dans la houle. Le montage conçu pour mener à bien cette campagne d'essais en modèle captif est grandement inspiré des mécanismes de mouvements plans (PMM). Ces derniers sont généralement utilisés en eau calme pour déterminer dans un modèle mathématique les coefficients hydrodynamiques dépendant des vitesses en cavalemt, en embardée et en lacet. Avec un tel système de mesure, le modèle mathématique établi permet d'évaluer numériquement les caractéristiques manoeuvrières d'un navire. La figure 40 présente un montage classique de PMM.

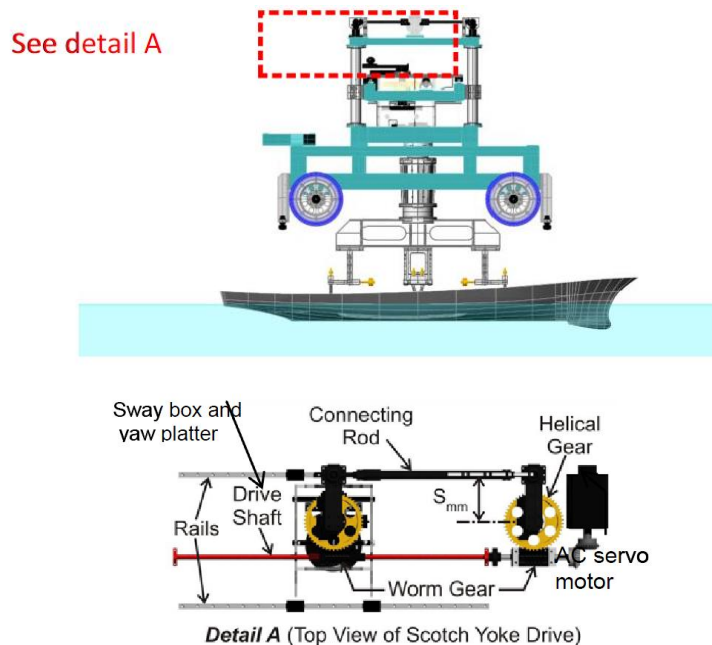


Figure 40 - Vue latérale du montage de la maquette sur un mécanisme PMM (en haut), système bielle-manivelle de génération du mouvement (en bas) (*source : ITTC 7.5-02-06-04*)

Un des objectifs de ces travaux de thèse était d'évaluer par la mesure expérimentale l'influence de la houle sur la valeur des dérivées hydrodynamiques. Par conséquent, nous avons conçu un montage dans lequel la maquette est semi-captive et avec lequel il est possible de mesurer les composantes des efforts hydrodynamiques de l'eau sur la carène.

II.1.1 Articulations en roulis et en tangage

La première étape a été la conception des articulations en roulis, tangage et pilonnement permettant de libérer ou brider les mouvements indépendamment. Cette aptitude à brider ou libérer les degrés de liberté permet alors au montage expérimental d'être utilisé de manière à imposer un enfoncement statique à la maquette, à laisser la maquette atteindre son équilibre dynamique, ou encore à permettre à la maquette de bouger librement sous l'effet des sollicitations des vagues.

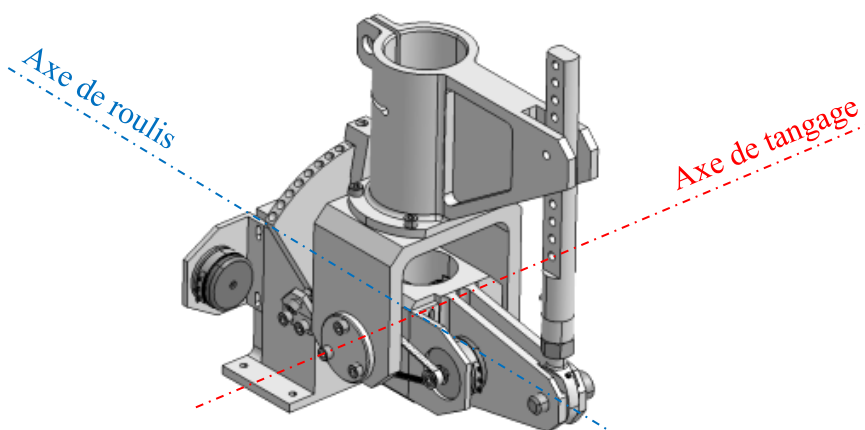


Figure 41 - Articulation présentée en position bridée à gîte et assiette nulles

Les dessins de définition de chacune des pièces de l'articulation ont été établis avec le logiciel de CAO de Dassault Systèmes *CATIA*. Hormis l'arbre de rotation en roulis, les tourillons et l'indexeur qui sont en acier inoxydable 304L, le reste des pièces est usiné dans la masse à partir de blocs d'aluminium 2017A. Les guidages des rotations en roulis et en tangage sont effectués par des roulements à billes à contacts obliques montés en O.

II.1.2 Préparation de la maquette

Ensuite, avant toute autre opération de montage, les bandes de rugosité sont posées et les trous pour le passage du tube d'étambot et du tube de jaumière sont percés. Dans cet état, le faible poids de la coque en fibre de verre et résine polyester facilite sa manutention.



Figure 42 - Pose des bandes de rugosité et perçage des tubes de jaumières et d'étambot
(A : tube d'étambot, B : tube de jaumière)

Une fois les bandes de rugosités posées sur l'étrave de la maquette et les tubes de jaumière et d'étambot mis en place, la ligne de propulsion composée du moteur électrique, de double cardan et du couplemètre Kempf and Remmers a été installée. Le montage du couplemètre a nécessité la réalisation d'un cadre en profilés en aluminium de manière à isoler le carénage du couplemètre de la coque en polyester. Ceci permet de limiter l'impact des vibrations de la coque induites par la rotation du moteur dans la mesure du couple et de la poussée de l'hélice.

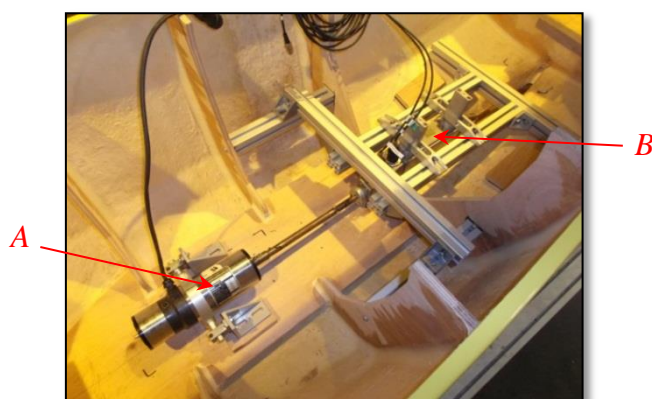


Figure 43 - Ligne d'arbre de l'hélice équipée du couplemètre
(A : moteur électrique, B : couplemètre)

A l'image du montage expérimental utilisé par H. Hashimoto (*H. Hashimoto et al., 2010*) et afin de rendre le montage plus rigide, deux articulations en roulis et tangage ont été installées. Pour que les arbres de roulis des deux articulations soit coaxiaux, une poutre centrale composée de deux cornières en aluminium a été fixée dans la maquette à une hauteur la plus proche possible de celle du centre de gravité.

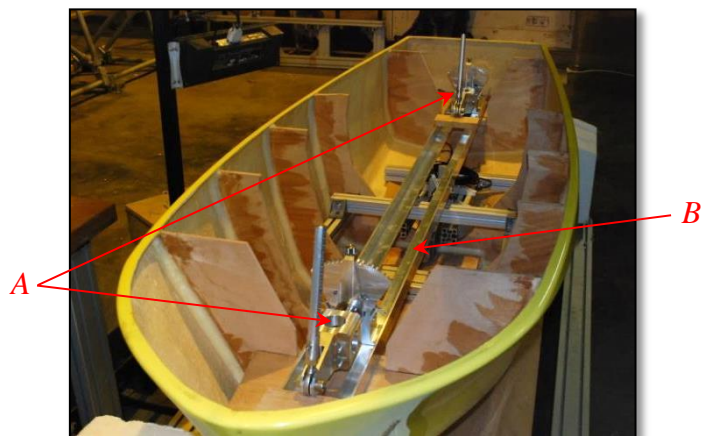


Figure 44 - Installation des deux articulations dans la maquette
(A : articulations, B : poutre centrale)

Pour régler l'orientation du safran lors des essais en modèle semi-captif, un système d'orienteur manuel a été installé avec des incréments d'angle de barre de dix degrés. Sur la figure 45 ci-dessous, on distingue l'orienteur, ainsi que le potentiomètre servant à mesurer l'angle de roulis de la maquette. La transmission du mouvement de rotation entre l'arbre de roulis de l'articulation et l'axe du potentiomètre se fait à l'aide d'une courroie crantée.

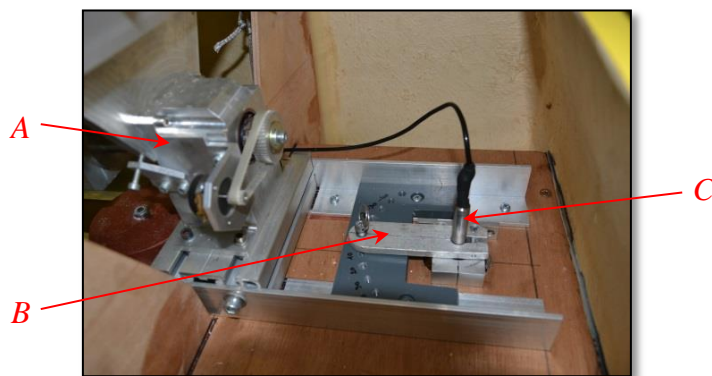


Figure 45 - Orienteur de gouvernail
(A : articulations arrière, B : orienteur de gouvernail, C : mèche instrumentée)

II.1.3 Réglage en inertie

Lorsque la maquette est libre en pilonnement, roulis et tangage, l'amplitude et la période des mouvements sont liées aux valeurs de la masse et des inerties de la maquette. Par conséquent, les inerties ont été préalablement réglées en appliquant la théorie décrite au paragraphe VII de la première partie de ce manuscrit.

A l'instar du réglage de la position du centre de gravité, le réglage en inertie de la maquette a été effectué sans les colonnes de pilonnement. En effet, le mouvement de ces colonnes est uniquement un mouvement de translation verticale suivant \vec{z}_0 et les composantes d'efforts mesurées par la balance et associées à ce mouvement sont nulles. Les colonnes agissent uniquement comme des masses ponctuelles appliquées au point d'intersection entre les axes des colonnes et les axes des arbres de tangage des articulations. Leur influence sur l'inertie en tangage de la maquette est calculée à partir du théorème de Huygens.

$$I_{Gy}|_{Colonnes} = m_{colonne}(O_{AV}G^2 + O_{AR}G^2) \quad (253)$$

$$\text{Soit : } I_{Gy}|_{Colonnes} = 1.84 \times (0.883^2 + 0.697^2) = 2.3 \text{ kg.m}^2 \quad (254)$$

La part de l'inertie des colonnes sur la valeur totale de l'inertie en tangage est inférieure à 5%. De plus, l'influence des colonnes sur la valeur de l'inertie en roulis est négligée du fait de la faible distance latérale entre le centre de gravité et le point d'application du poids des colonnes sur les articulations. Le comportement dynamique de la maquette en roulis ne dépend donc que très faiblement de la présence des colonnes de pilonnement.

II.1.4 Assemblage du montage expérimental

Sur la figure 46 ci-dessous, on distingue les masses qui ont servi à régler les conditions de chargement de la maquette. Ces masses cylindriques rouges ont été réparties de manière à régler dans un premier temps l'inertie en roulis, puis celle de tangage. Comme précisé précédemment, l'inertie en lacet a seulement été mesurée.

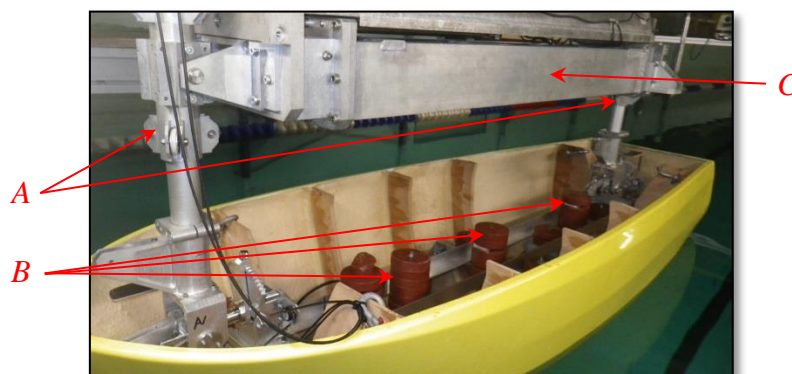


Figure 46 - Maquette équilibrée et réglée en inerties

(A : glissières à galets, B : masses de réglage des inerties, C : partie pesée de la balance)

Comme le montre la figure 46, la maquette est guidée en translation verticale par l'intermédiaire de deux glissières à galets placées à chaque extrémité de la partie pesée de la balance. Le corps de la balance est quant à lui fixé au plateau inférieur de l'hexapode qui est lui-même relié au chariot de traction (cadre bleu sur la figure 47 ci-dessous) par l'intermédiaire de six vérins linéaires.

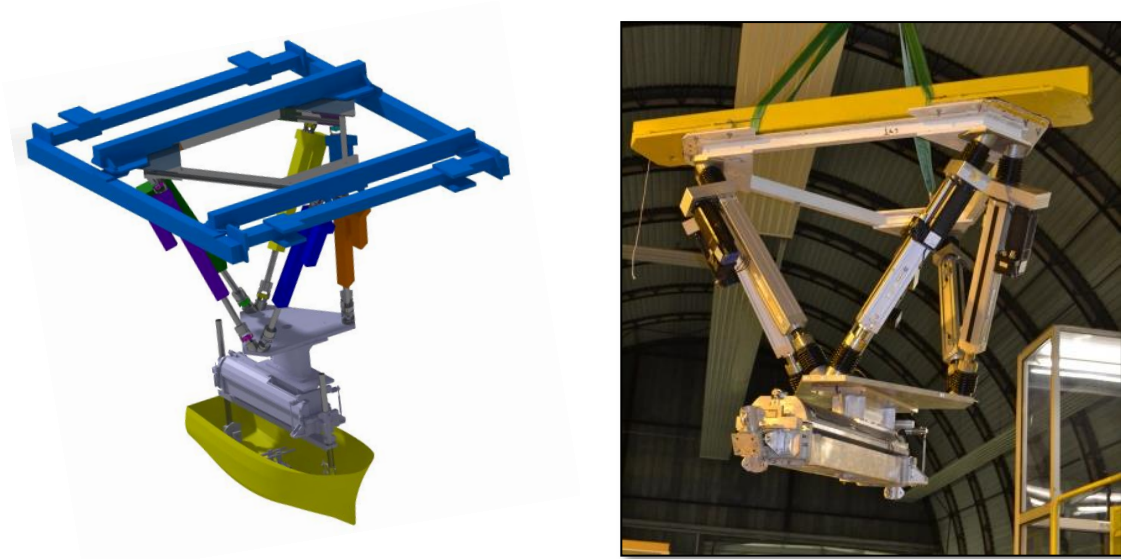


Figure 47 - Vue CAO du montage et transfert de l'hexapode sur le chariot de traction

L'hexapode à six degrés de liberté permet de générer les mouvements d'embarde et de lacet. C'est un système mécanique composé de six vérins électriques. Une fois équipé de la balance à six composantes, il est transféré sur le chariot de traction à l'aide d'un pont roulant.

Une fois l'ensemble des moyens de mesure étalonnés et la maquette assemblée à la balance, le montage expérimental peut être tracté dans le bassin à l'aide d'un chariot de traction monté sur rails qui, pour des applications spécifiques, peut atteindre une vitesse maximale de huit mètres par seconde. Lors de la campagne expérimentale en modèle semi-captif sur houle la vitesse de traction n'a cependant pas excédé deux mètres par seconde.

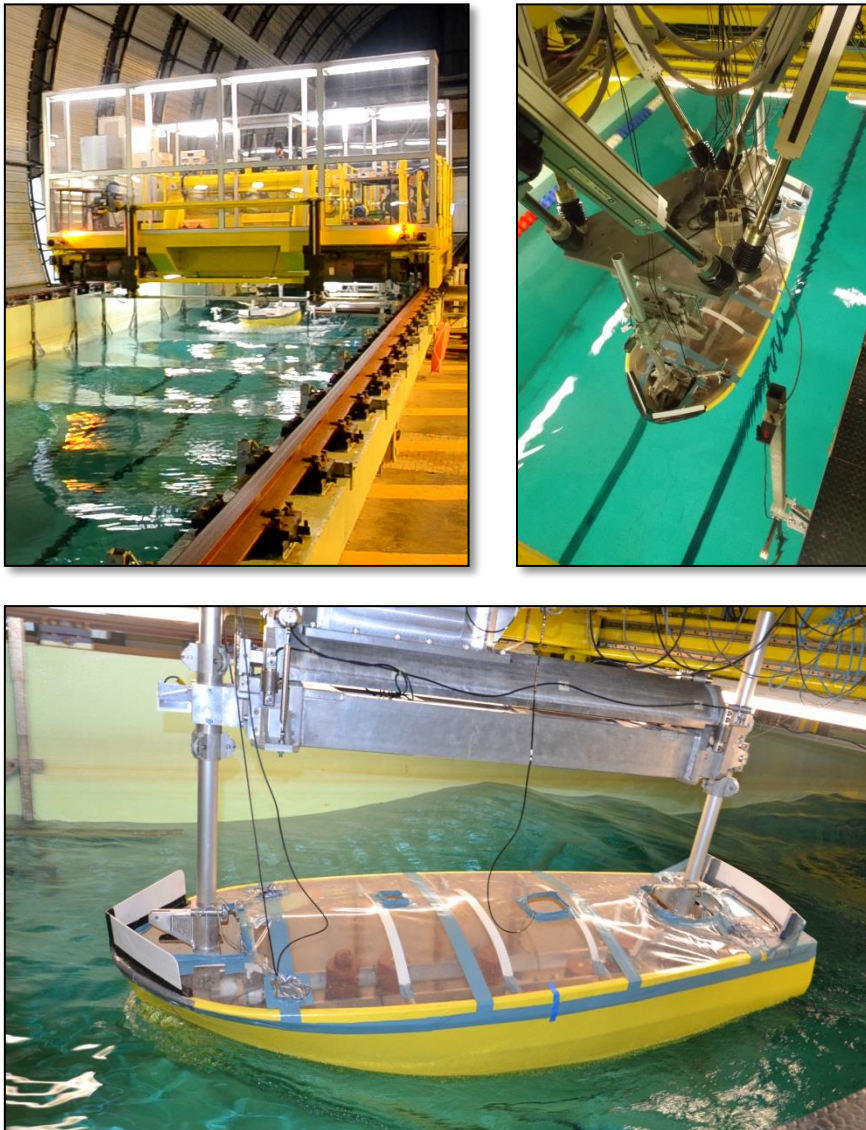


Figure 48 - Vue d'ensemble du montage expérimental

Lors de cette campagne d'essais en modèle semi-captif, la maquette était pourvue d'une hélice montée sur ligne d'arbre et d'un safran. Le matériel de mesure mis en œuvre lors des essais est listé ci-dessous :

- Balance d'efforts 6 composantes pourvue de 6 capteurs unidirectionnels et de tiges de découplage. Limite de charge des capteurs : 500N.
- Couplemètre *Kempf and Remmers*. Poussée maximale admissible : 60N. Couple maximal admissible : 150Ncm.

- Laser pour la mesure de l'enfoncement.
- Mèche instrumentée 4 composantes (portance, trainée et moments correspondants autour des axes orthogonaux à l'axe principal de la mèche). Force radiale maximale admissible : 300N. Moment maximal admissible : 12Nm.
- Potentiomètres pour la mesure des angles de roulis et de tangage.
- Roue codeuse montée sur le chariot de traction pour la mesure de la vitesse de remorquage. Vitesse maximale du chariot : 8m/s.
- Sonde de température de l'eau du bassin.
- Sonde à houle placée au niveau de l'étrave de la maquette.

II.1.5 Synchronisation du chariot de traction avec la houle

Les essais à pulsation de rencontre nulle sont rendu possibles grâce à la synchronisation du départ du chariot avec le départ du batteur de houle.

La célérité de la vague à surfer est calculée à l'aide de la relation de dispersion en profondeur infinie. Dans ces conditions, la vitesse de phase est deux fois plus grande que la vitesse de groupe. Il arrive parfois que l'on observe des instabilités qui modulent l'amplitude des vagues. Ces instabilités de la houle régulière sont mieux connues sous le nom d'instabilités de Benjamin Feir et peuvent modifier la vitesse de phase de la houle de telle sorte que :

$$C_{\varphi}' = C_{\varphi} \left(1 + \frac{1}{2} \left(\pi \frac{H}{\lambda} \right)^2 \right) \quad (255)$$

Par conséquent, afin de ne pas rattraper le front d'onde, il est nécessaire de mettre en place une temporisation entre le départ du chariot et le départ du batteur. Cette temporisation est ajustée expérimentalement de manière à ce que le centre de gravité de la maquette soit situé à la position désirée par rapport au creux de vague.

La figure 49 présente les trois étapes d'un essai sur houle. Dans l'étape 1, le batteur est déjà en fonctionnement, mais le chariot est à l'arrêt et la maquette oscille librement en pilonnement et en tangage. A l'étape 2, le chariot accélère et la pulsation de rencontre diminue. Enfin, au cours de l'étape 3, la vitesse du chariot est égale à la vitesse de phase de la vague et la maquette se trouve en condition de surf-riding.

Les résultats des essais en conditions de surf-riding sont analysés sur une durée moyenne de vingt secondes.

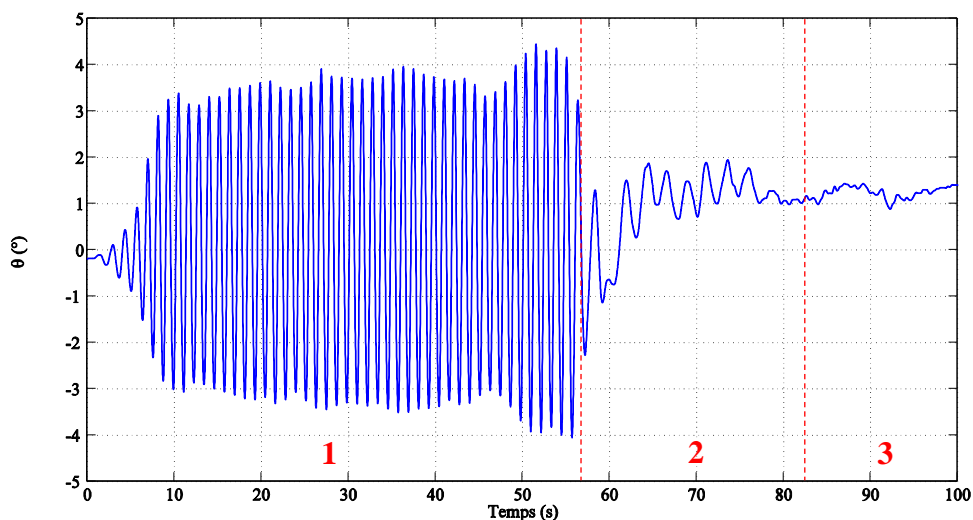


Figure 49 - Angle de tangage θ , $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$

II.2 Modèle libre

Les essais en modèle libre permettent la vérification de la stabilité de route, de la stabilité transversale, des caractéristiques manœuvrières d'un navire ainsi que la validation de modèles mathématiques. Dans le cadre de cette thèse, on y a recours pour la validation du modèle mathématique de comportement du navire par mer de l'arrière. La coque utilisée est identique à celle des essais en modèle semi-captif.

De plus, les équipements embarqués pour la propulsion et la gouverne sont conservés pour les essais en modèle libre. Aussi, les conditions de chargements réglées lors de l'étape de préparation de la maquette pour les essais en modèle semi-captif seront identiques.

II.2.1 Équipement

Lors de ces essais, la résultante des efforts hydrodynamiques agissant sur la carène n'est pas mesurée. Cependant, afin de mesurer l'influence de la houle sur l'efficacité du gouvernail et de l'hélice, on mesure les efforts locaux de portance et de traînée, ainsi que la poussée et le couple de l'hélice. L'attitude de la maquette en termes de lacet, de gîte et d'assiette est aussi mesurée à l'aide d'une centrale inertielle placée aussi proche que possible du centre de gravité de la maquette. Dans le but de mettre en place des stratégies de contrôle, la vitesse de rotation de l'hélice, l'orientation du safran, la vitesse en lacet ainsi que l'attitude de la maquette dans le bassin sont enregistrées.

Grâce à deux batteries de 48 Volts, la maquette est autonome en énergie. Une des batteries est utilisée pour alimenter les variateurs et les moteurs de propulsion et de gouverne. L'autre est associée à un transformateur afin d'alimenter le ordinateur et l'ensemble du circuit de commande avec une tension de 24 Volts.

Le contrôle de la maquette se fait à partir d'une station terre. Un ordinateur équipé du logiciel *RTMaps* de la société *Intempora*, permet la communication wifi avec le ordinateur embarqué dans la maquette. Des joysticks de type thrustmaster permettent la commande de l'angle de barre et de la vitesse de rotation du moteur. Les consignes et les mesures sont affichées sur les écrans de la station terre. Les équipements nécessaires à cette campagne d'essais sont recensés dans l'organigramme ci-dessous.

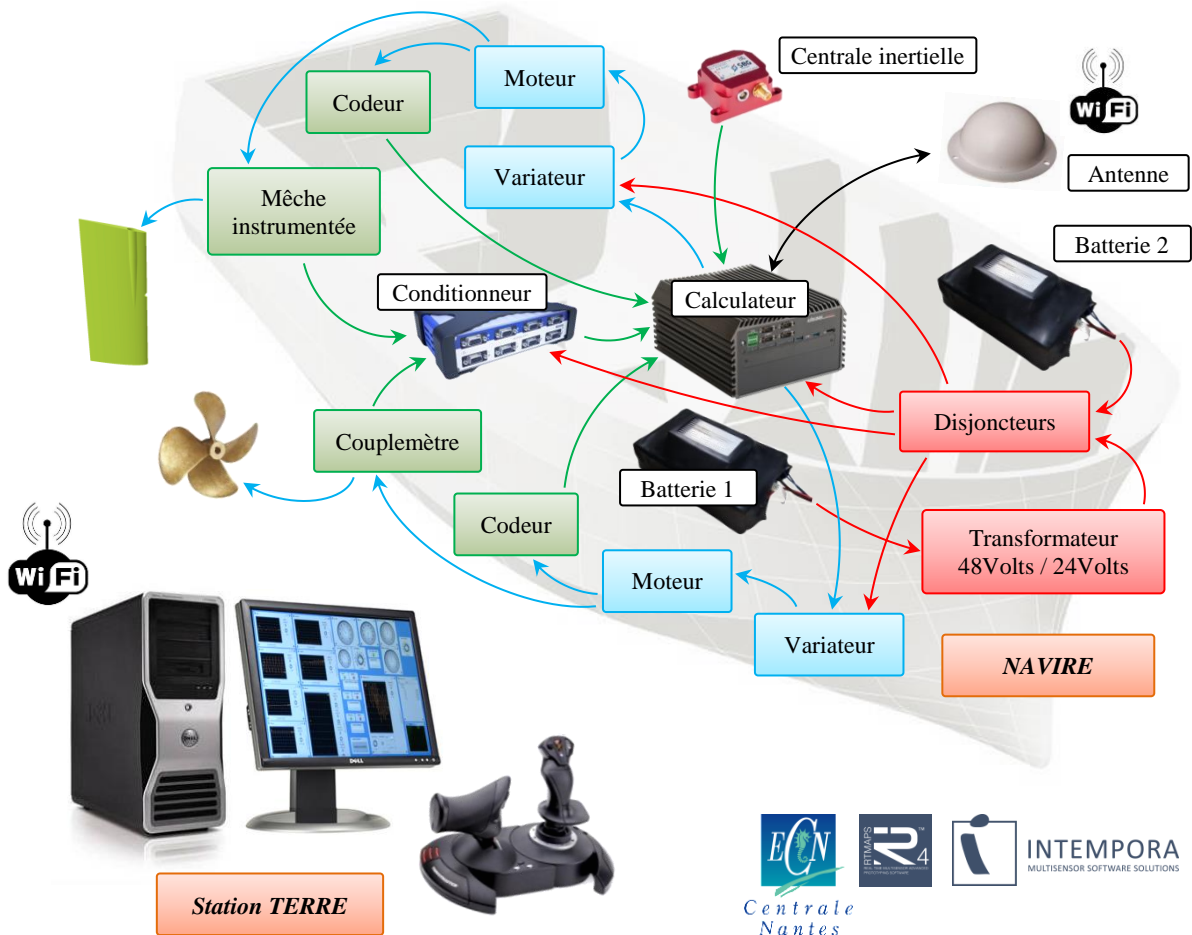


Figure 50 - Organigramme des équipements

En plus du matériel présenté dans l'organigramme précédent, la maquette est équipée de cibles actives émettant des signaux infrarouges. Les quatre caméras du système *Qualisys* sont placées sur le bord du bassin afin de capter les cibles de la maquette. L'analyse des données de ces caméras permet de connaître avec une précision de l'ordre du millimètre la position du barycentre des quatre cibles. Par transformation vectorielle, on connaît alors la position du centre de gravité de la maquette dans le repère fixe du bassin.

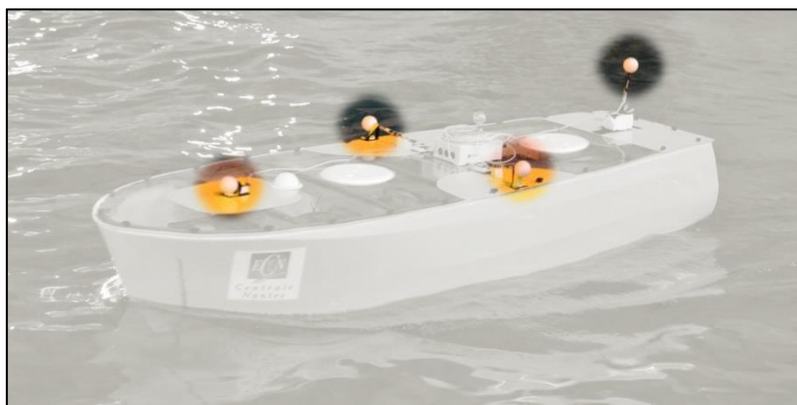


Figure 51 - Disposition des cibles actives sur la maquette

Pour que le système *Qualisys* parvienne à suivre la maquette, il faut qu'au moins deux caméras captent simultanément au moins trois des cibles de la maquette. Le champ de vision de chaque caméra étant limité, une phase de calibration est nécessaire avant de réussir à balayer une zone suffisamment étendue pour être satisfaisante en terme de mesure des caractéristiques manœuvrière du navire sur eau calme et dans la houle. Sur la figure 52 ci-dessous, la zone dans laquelle la maquette doit opérée est en surbrillance verte.

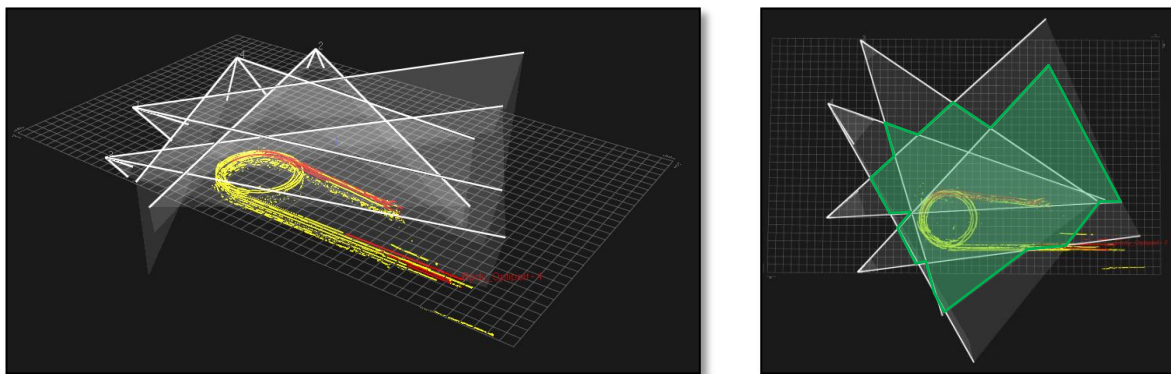


Figure 52 - Zones balayées par les caméras du système *Qualisys*

La liste non-exhaustive des caractéristiques du matériel embarqué à bord de la maquette est la suivante :

- Deux batteries *easyLi* Li-on rechargeable, 48.1V - 20.8Ah - 1000Wh
- Calculateur : PC durci *Cincoze DS-1002*
- Centrale inertielle 6 composantes pour la mesure des angles d'Euler, i.e. lacet, tangage, roulis ainsi que des accélérations linéaires dans le repère navire et des vitesses de rotation.
- Cibles actives infrarouges et leur boîtier d'alimentation comprenant neuf accus rechargeables AAA.
- Codeur de position pour l'angle de barre.
- Codeur pour la vitesse de rotation de l'arbre moteur.
- Couplemètre *Kempf and Remmers*. Poussée maximale admissible : 60N. Couple maximal admissible : 150Ncm.
- Mèche instrumentée 4 composantes (portance, trainée et moments correspondants autour des axes orthogonaux à l'axe principal de la mèche). Force radiale maximale admissible : 300N. Moment maximal admissible : 12Nm.
- Moteur de propulsion *DOGA 321* 48V/2700RPM.
- Servomoteur de gouverne *Harmonic Drive FHA-14C* 24V.



Figure 53 - Équipement embarqué à bord de la maquette

II.2.2 Gestion des conditions initiales

Un des premiers points d'intérêt majeur est la maîtrise des conditions initiales de l'essai, particulièrement lors de l'étude de la répétabilité des essais et des incertitudes des résultats qui en découlent. Ne disposant pas d'une plateforme X-Y asservie, un système de lanceur a été conçu. Il permet aussi d'éviter les surcharges au démarrage de l'hélice qui pourraient endommager le couplemètre. Un des critères du cahier des charges de ce lanceur était de ne pas perturber l'attitude de la maquette en fin du lancer afin de lui permettre d'atteindre son équilibre dynamique. Le lanceur est un système aérien de chariot à galets monté sur rails. L'effort de traction est généré par la chute verticale d'un lest de plomb. Le lancement de la maquette s'effectue sur une distance de quatre mètres. La vitesse de sortie de la maquette dépend alors de la masse du lest de plomb. Pour éviter toute perturbation en sortie de lanceur, la maquette est uniquement propulsée par le chariot au niveau de son tableau arrière, proche de la surface libre. Afin de maintenir le contact entre le chariot et la maquette lorsque le système est en attente de démarrage, un léger velcro a été posé entre la plateforme arrière du chariot et la maquette. Aucun bridage latéral n'est nécessaire, seul un guidage avec jeu est effectué à l'aide de patins en caoutchouc.

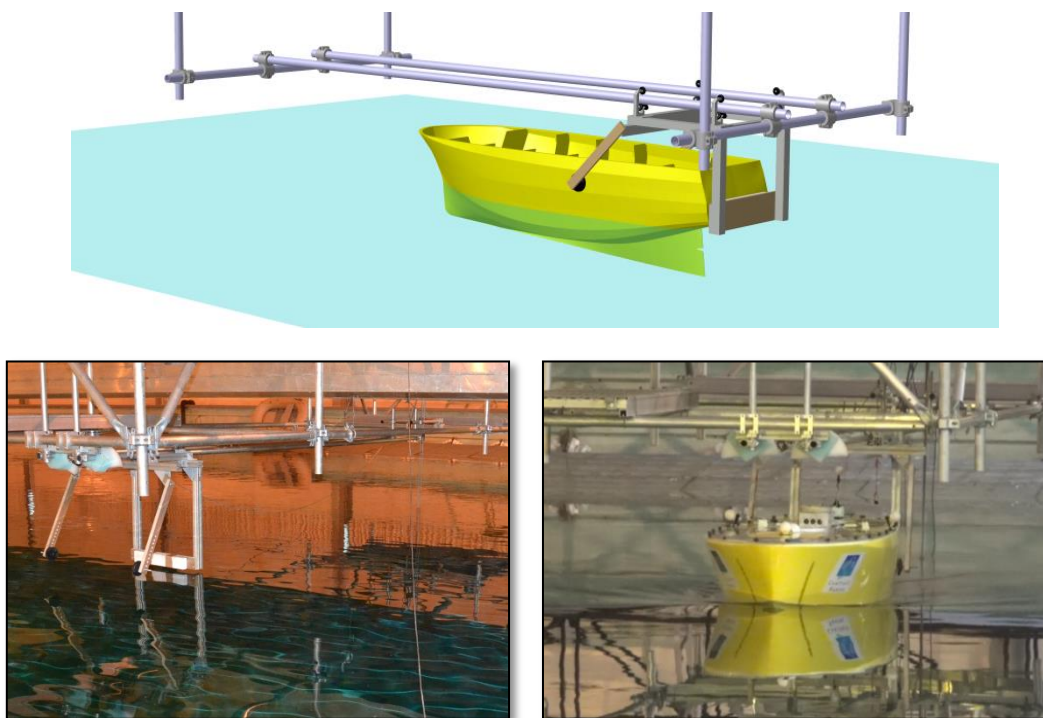


Figure 54 - Système de lancement de la maquette

La validation du système de lancement nécessite une étude de répétitivité à partir des résultats en vitesse de lacet et en vitesse de cavalement au déclenchement de la manœuvre. Les conditions cinématiques initiales de la maquette lors de la mise en barre dépendent aussi des dimensions du bassin océanique.

Sur la figure 55 ci-dessous, on constate qu'expérimentalement, une vitesse de lacet nulle est difficilement atteignable. La procédure ITTC 7.5-02-06-01 ne proposant pas de critère sur la vitesse de rotation en lacet, nous avons choisi de déclencher la manœuvre de giration lorsque la valeur absolue de la moyenne sur 5 secondes de la vitesse en lacet est inférieure à 0.5 degrés par seconde et que la valeur absolue des oscillations maximales est inférieure à 0.6 degrés par seconde.

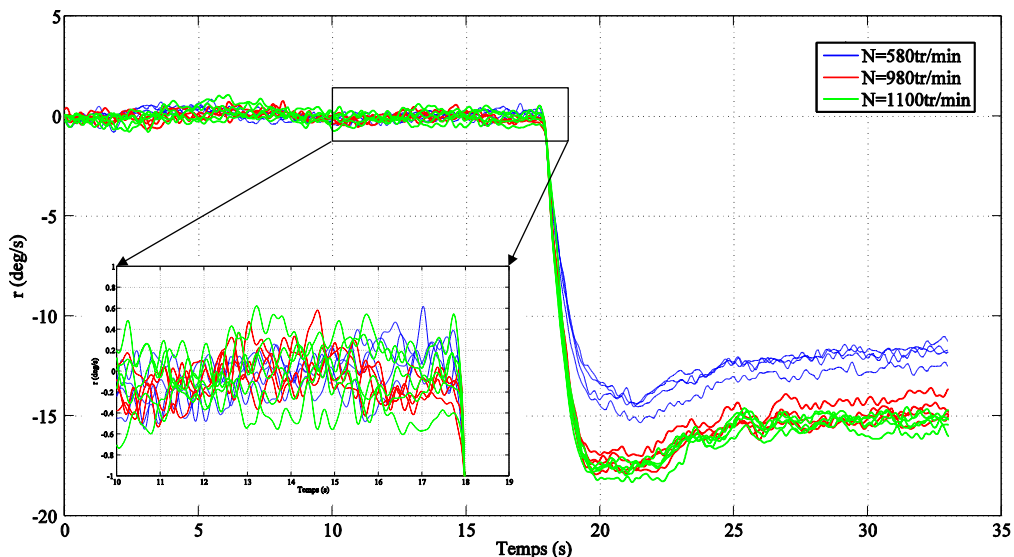


Figure 55 - Vitesse en lacet lors d'une manœuvre de giration

Les signaux de vitesse en cavalement de la figure 56 ci-après sont obtenus par dérivation de la position de la maquette dans le bassin. Du fait de la faible longueur du bassin (50 mètres dont seulement 30 mètres exploitables), il est difficile d'atteindre une vitesse parfaitement stationnaire. Par conséquent, on considère que la vitesse avant déclenchement de la manœuvre est stationnaire si elle ne présente pas de variations supérieures à 5% de la valeur moyenne lors des cinq secondes précédant la mise en barre.

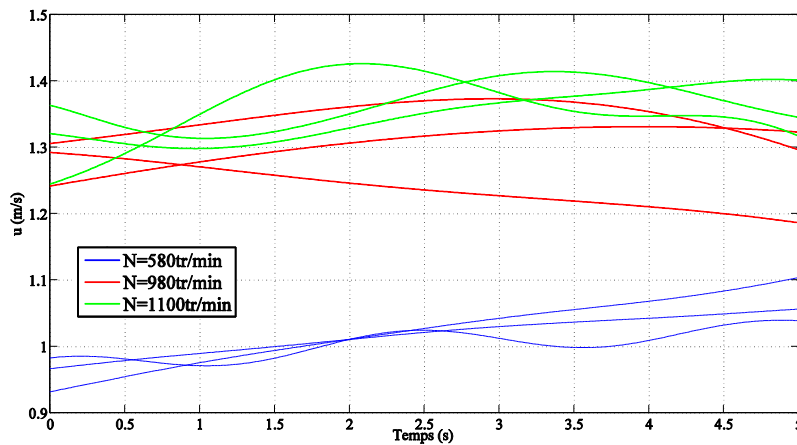


Figure 56 - Vitesse en cavement

Dans le cas de l'attitude de la maquette en sortie de lanceur, on constate que la désolidarisation du tableau arrière de la maquette avec le chariot du lanceur, qui se produit à 2 secondes sur la figure 57, implique une excitation impulsionnelle en roulis de l'ordre de plus ou moins deux degrés. Cela provient entre autre du guidage latéral de la maquette qui agit en opposition au couple de chavirement de l'hélice qui a tendance à faire gîter la maquette. On remarque toutefois que ces oscillations en roulis sont amorties avant la mise en barre.

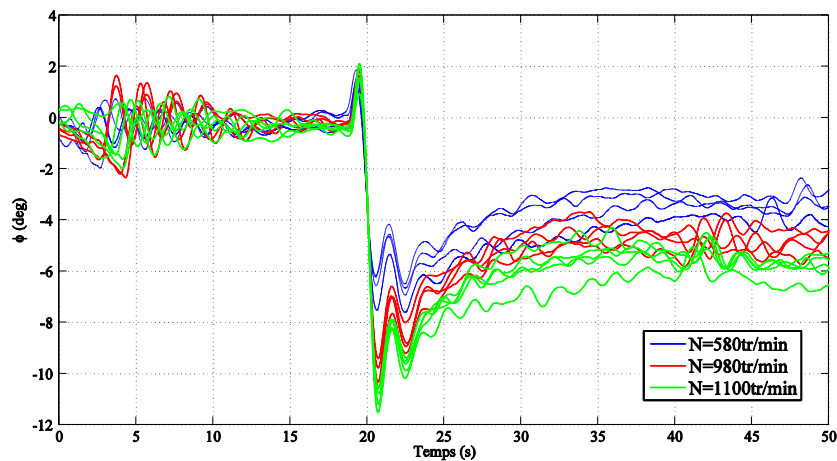


Figure 57 - Angle de roulis

Les premiers résultats montrent que le système de lancement de la maquette doit être amélioré afin de déstabiliser le moins possible la maquette lors de sa phase d'accélération. Afin de garantir des conditions stationnaires de la maquette lors de l'exécution de la manœuvre, il est nécessaire qu'une boucle d'asservissement soit mise en place afin de réguler la vitesse de rotation de l'hélice en fonction de la vitesse d'avance de la maquette.

II.2.3 Génération de la houle

Une étude a été menée sur la possibilité de générer en même temps que la houle cible, une zone de conditions de navigation adaptées aux aptitudes manœuvrières de la maquette. Cette zone où la houle possède une faible amplitude, sert entre autre à la phase d'accélération de la maquette. Dans le cas où un problème surviendrait au cours d'un essai, il est aussi possible d'amener la maquette en sécurité dans cette zone de calme en attendant que la houle s'arrête.

Le bassin océanique dans lequel se déroulent les essais en modèle libre est équipé d'un batteur à quarante-huit volets pouvant fonctionner de manière indépendante suivant une loi de consigne imposée. L'asservissement du mouvement des volets peut être effectué soit en force, soit en position. Dans notre cas, on choisit de contrôler la position des volets. Le rapport technique établi à ce sujet par F. Bonnefoy (2015) [54] propose de ne mettre en mouvement qu'une partie des volets afin de créer dans le bassin la zone de calme souhaitée. Deux solutions sont mises en avant : avec une troncature nette entre deux volet et avec une troncature avec rampe en position entre les volets immobiles et les volets en mouvements. Pour ces essais en modèle libre, trois périodes de houle sont testées : {1.169, 1.307, 1.653} secondes, chacune pour deux cambrures $H/\lambda = \{0.03, 0.05\}$.

Dans le premier cas, le batteur segmenté est tronqué à trente volets : vingt mètres actifs et dix mètres immobiles. L'amplitude de la houle générée est donnée sur la figure 58 ci-dessous.

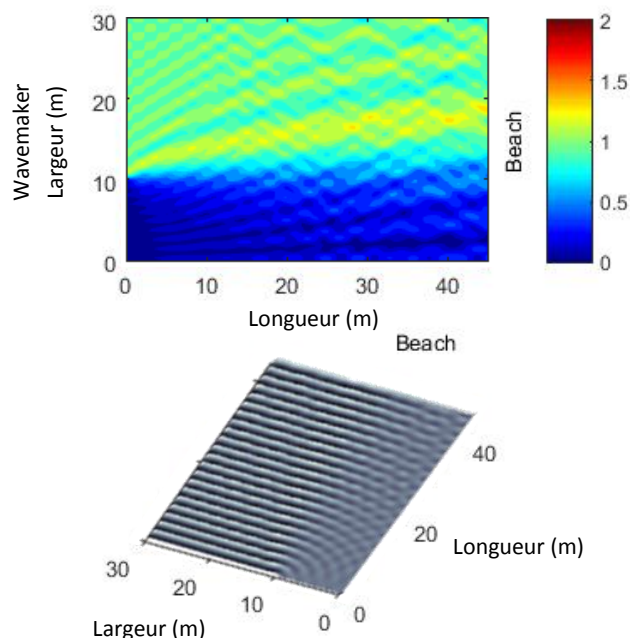


Figure 58 - Batteur tronqué sans rampe (source : F. Bonnefoy, 2015)

On constate que la zone de calme est bien présente, mais qu'elle contient des variations d'amplitudes de plus ou moins 25% dans la zone utile. Sans rampe, on voit apparaître une forte diffraction qui pollue le champ calme et la houle.

Dans le deuxième cas, celui du batteur tronqué avec rampe en position entre les volets immobiles et les volets en mouvements, les houles sont validées en respectant la rampe suivante en termes de répartition des volets :

- Volets 1 à 30 : actifs
- Volets 31 à 39 : rampe décroissante
- Volets 40 à 48: immobiles

Le type de rampe utilisé est le polynôme d'ordre trois suivant, assurant la continuité de la rampe et de sa dérivée aux bords

$$P(u) = -2 \left(u - \frac{1}{2}\right)^3 + \frac{3}{2} \left(u - \frac{1}{2}\right) + \frac{1}{2} \quad (256)$$

Avec : $u = \frac{40-n}{40-30}$ (257)

La figure 59 ci-dessous donne la forme de la rampe ainsi obtenue. Les traits verticaux matérialisent les volets de début et de fin de rampe. La rampe évolue sur une distance équivalente à la zone de calme imposée.

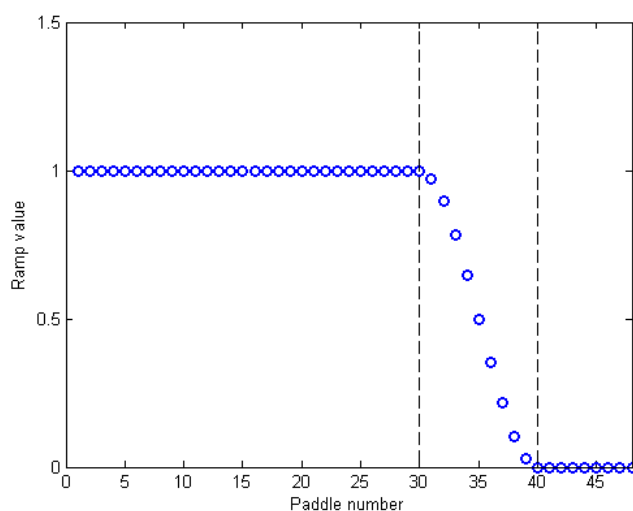


Figure 59 - Forme de la rampe appliquée aux volets 30 à 40 du batteur

La figure 60 montre la qualité du champ de vagues obtenu dans le bassin. La surface du bassin présente une zone de calme longue de trente mètres et large de six mètres au niveau du batteur pour la houle la plus courte et seulement dix mètres de long pour la houle longue. Cette zone de calme contient des amplitudes inférieures à 10% de celle de la houle. A vingt mètres du batteur, en revanche, la zone de calme est moins étendue, avec une largeur de seulement trois mètres pour la houle courte. En dehors de la zone de calme, l'amplitude croît jusqu'à la valeur cible à dix mètres du mur latéral.

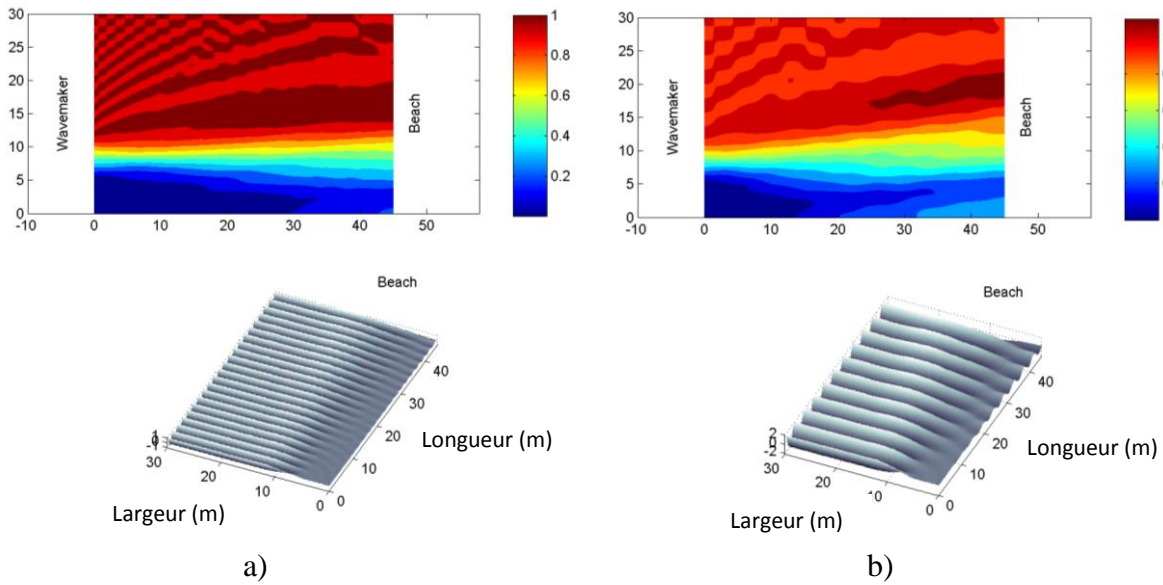


Figure 60 - Champ de vagues avec rampe sur les volets 30 à 40 du batteur.

a) $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$, b) $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.03$

(source : F. Bonnefoy, 2015)

En imposant la houle cible à quinze mètres du batteur sur une partie seulement de la largeur du bassin, on décompose cette houle cible sur les modes propres transverses et on a donc excitation de modes angulés. Une rampe latérale permet d'atténuer l'amplitude des modes élevés et d'assurer une faible diffraction. Dans un premier temps, la rampe est choisie linéaire afin de simplifier les calculs.

$$P(u) = 1 - u \quad (258)$$

Avec :
$$u = \frac{40-n}{40-30} \quad (259)$$

Pour la houle la plus courte, i.e. $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$, et la houle la plus longue, i.e. $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.03$, la figure 61 ci-après montre la qualité du champ de vagues obtenu

dans le bassin. Dans le cas de la courte houle, la surface du bassin présente une zone de calme large de six mètres sur quasiment toute la longueur du bassin. Elle contient des amplitudes inférieures à 10% de celle de la houle. La largeur de cette zone de calme est maximale à l'endroit où l'on souhaite que le navire évolue. Pour la houle longue, la zone de calme est bien définie entre zéro et trente mètres, quoique plus réduite en largeur du fait de la longueur d'onde plus grande. En vue de garder une zone de houle de grande largeur, la largeur de la zone de calme n'est pas modifiée par rapport à la courte longueur d'onde.

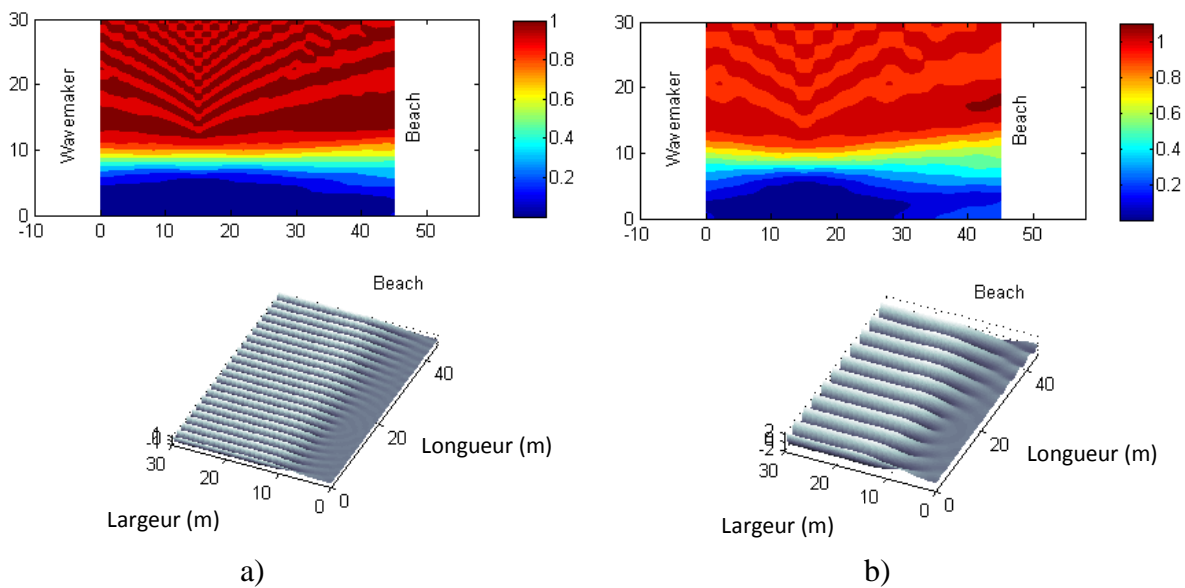


Figure 61 - Houle imposée sur un segment tronqué [30, 40] à 15 mètres du batteur.

a) $\lambda/L_{pp} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$, b) $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.03$

(source : F. Bonnefoy, 2015)

L'ajout d'une rampe sur les volets permet bien de faire disparaître la forte diffraction qui pollue le champ calme et la houle dans le cas du batteur tronqué sans rampe. De plus pour éviter que la zone de calme ne s'amenuise à mesure qu'on s'éloigne du batteur, la houle cible a été imposée à quinze mètres du batteur avec la rampe latérale. On obtient ainsi une zone de calme franche et étendue dans la zone où le navire est censé évoluer.

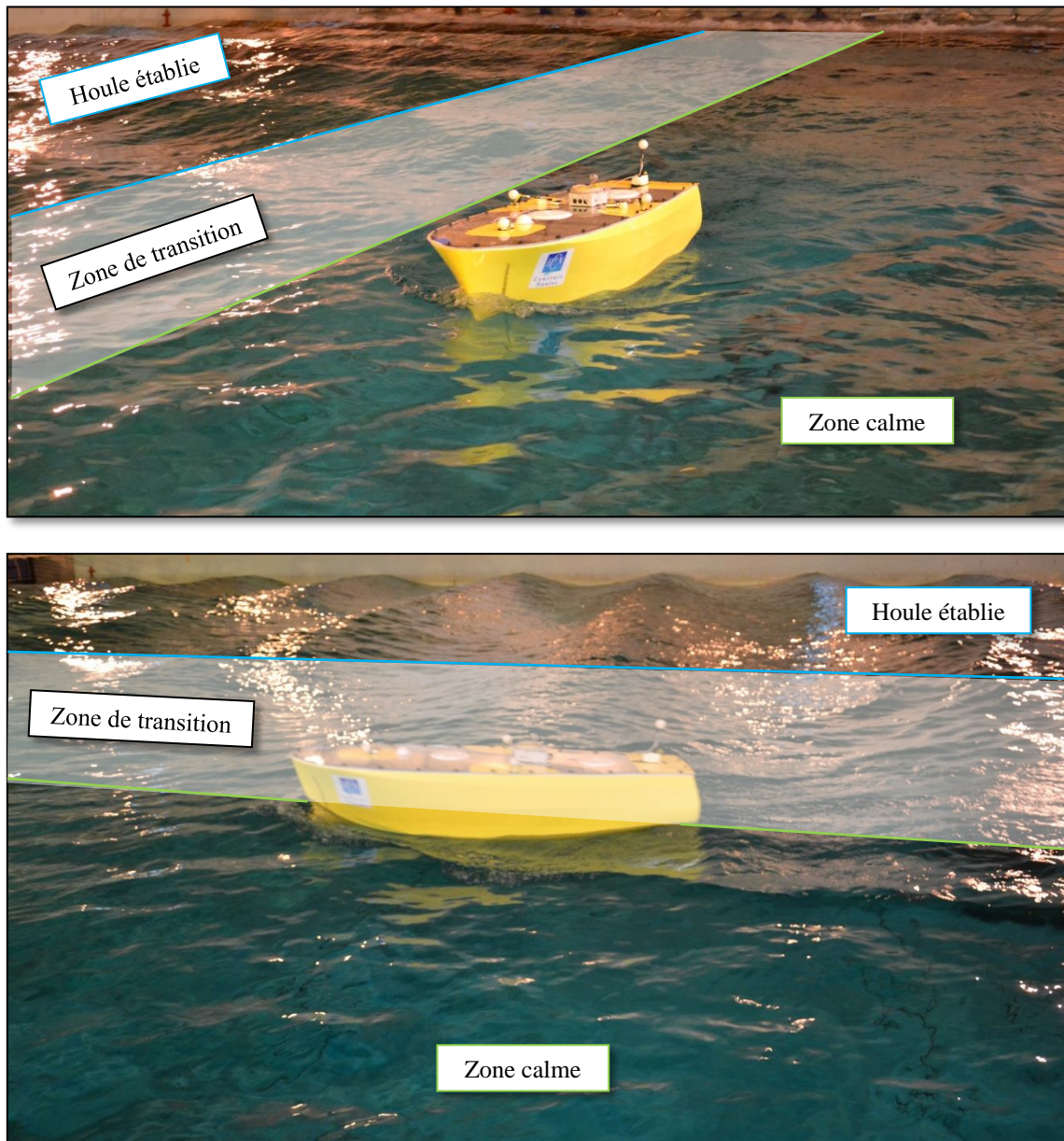


Figure 62 - Zones d'évolution de la maquette

La figure 62 illustre en pratique les résultats théoriques précédents. On constate expérimentalement la présence d'une zone où la houle est établie et d'une zone de calme permettant à la maquette de revenir à un état stationnaire.

III. Calcul d'incertitudes

Un système de plateau balancier quadrifilaire a été développé pour mesurer et régler la position du centre de gravité ainsi que les inerties des maquettes. La conception de ce plateau se base sur l'analyse des valeurs des incertitudes relatives et absolues du montage.

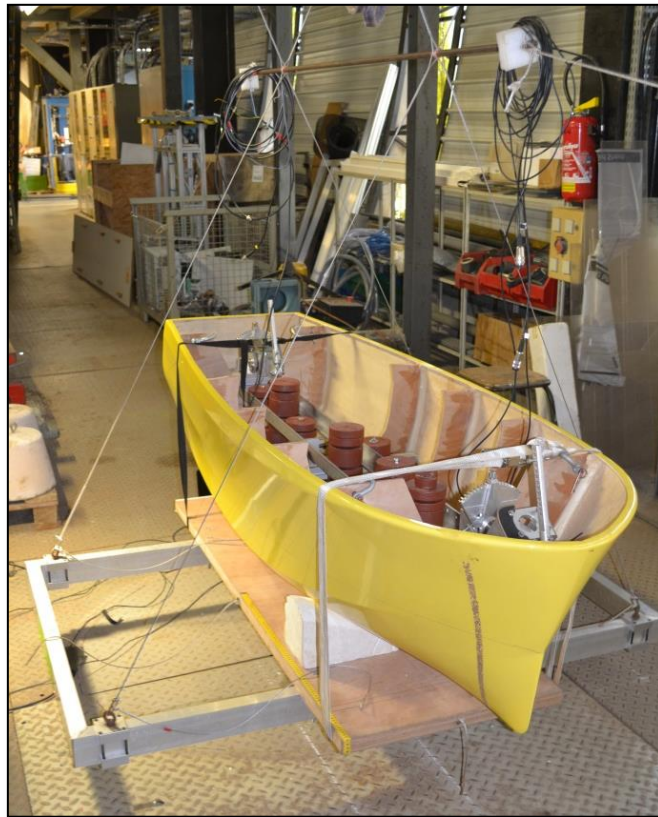


Figure 63 - Montage de réglage et de mesure du centre de gravité et des inerties

III.1 Incertitude du montage sur la position du centre de gravité

On s'intéresse dans un premier temps à la mesure du centre de gravité du plateau seul. On fait l'hypothèse que l'inclinaison initiale du plateau est nulle, ce qui implique que le centre de rotation O , le centre du plateau O_p et le centre de gravité G_p du plateau sont alignés. Comme vu précédemment, après application d'une masse de déséquilibre m_{des} à une position connue, le plateau s'incline d'un angle θ . Le nouvel état d'équilibre statique des moments autour de l'axe de rotation peut être décrit par l'équation suivante :

$$\vec{OG}_p \wedge -m_p g \vec{z} + \vec{OG} \wedge -m_{des} g \vec{z} = \vec{0} \quad (260)$$

La projection de l'équation (260) autour de l'axe de rotation permet alors de donner l'expression analytique de la position z_p du plateau dans le repère lié au plateau.

$$z_p = -\frac{m_{des}}{m_p} \left(z_m - OO_p + \frac{x_m}{\tan \theta} \right) + OO_p \quad (261)$$

L'incertitude absolue sur z_p correspondant à l'incertitude du montage s'écrit comme suit :

$$\Delta z_p = \left| \frac{\partial z_p}{\partial m_{des}} \right| \cdot \Delta m_{des} + \left| \frac{\partial z_p}{\partial m_p} \right| \cdot \Delta m_p + \left| \frac{\partial z_p}{\partial z_m} \right| \cdot \Delta z_m + \left| \frac{\partial z_p}{\partial OO_p} \right| \cdot \Delta OO_p + \left| \frac{\partial z_p}{\partial x_m} \right| \cdot \Delta x_m + \left| \frac{\partial z_p}{\partial \theta} \right| \cdot \Delta \theta \quad (262)$$

Les incertitudes absolues du membre de droite présentées dans le tableau 9 sont déterminées en fonction du moyen de mesure utilisé. Les masses ont été mesurées à l'aide d'une balance, par conséquent, les incertitudes Δm_{des} et Δm_p sont identiques. Les incertitudes Δx_m , Δz_m et ΔOO_p sont aussi égales et valent l'incertitude de lecture sur un mètre ruban. L'incertitude $\Delta \theta$ correspond à celle d'un inclinomètre électronique. La seule condition pour pouvoir modifier les valeurs ci-dessous serait de pouvoir changer d'instrument de mesure.

Tableau 9 - Valeurs des incertitudes absolues

Moyen de mesure	Incertitude	Valeur
Balance	Δm_{des}	0.001 kg
	Δm_p	0.001 kg
Mètre ruban	Δz_m	0.001 m
	ΔOO_p	0.001 m
	Δx_m	0.001 m
Inclinomètre électronique	$\Delta \theta$	0.01 deg

Dans le cas du plateau balancier quadrifilaire, pour minimiser la valeur de l'incertitude absolue Δz_p , il faut minimiser la valeur des dérivées partielles présente dans l'équation (262). Les expressions analytiques (263) à (268) permettent de déterminer l'influence de chacun des six paramètres géométriques et mécaniques du plateau sur la valeur de l'incertitude totale.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial z_p}{\partial m_{des}} = \frac{OO_p - z_m - \frac{x_m}{\tan \theta}}{m_p} \end{array} \right. \quad (263)$$

$$\frac{\partial z_p}{\partial m_p} = \frac{m_{des} \left(z_m - OO_p + \frac{x_m}{\tan \theta} \right)}{m_p^2} \quad (264)$$

$$\frac{\partial z_p}{\partial z_m} = -\frac{m_{des}}{m_p} \quad (265)$$

$$\frac{\partial z_p}{\partial OO_p} = \frac{m_{des}}{m_p} + 1 \quad (266)$$

$$\frac{\partial z_p}{\partial x_m} = -\frac{m_{des}}{m_p \tan \theta} \quad (267)$$

$$\frac{\partial z_p}{\partial \theta} = \frac{m_{des} x_m}{m_p \sin^2 \theta} \quad (268)$$

En interprétant chacun des termes de ces dérivées partielles, il apparait que pour minimiser l'incertitude globale sur z_p , il est nécessaire de faire diminuer le ratio $\frac{m_{des}}{m_p}$ entre la masse de déséquilibre et la masse du plateau tout en conservant une valeur élevée de l'angle d'inclinaison θ . De plus, une diminution de la longueur OO_p fait diminuer l'influence de l'incertitude de mesure de la balance sur la valeur de l'incertitude totale du plateau.

Une fois la position du centre de gravité G_p du plateau connue, on peut régler la position du centre de gravité G de la maquette. Si le centre de gravité G n'est pas aligné avec le centre de rotation O et l'origine du plateau O_p , alors sa position est connue en résolvant un système de deux équations à deux inconnues, i.e. x_G et z_G . L'équation (269) est établie à partir de l'équilibre des moments en O lorsque la maquette est sur le plateau sans qu'aucune masse de déséquilibre ne soit ajoutée. L'ajout d'une masse permet alors d'écrire l'équation (270).

$$m_p g [(z_p - OO_p \cos \theta_0) \sin(\theta_1 + \theta_0) + (x_p + OO_p \sin \theta_0) \cos(\theta_1 + \theta_0)] + mg [(z_G - OO_p \cos \theta_0) \sin(\theta_1 + \theta_0) + (x_G + OO_p \sin \theta_0) \cos(\theta_1 + \theta_0)] = 0 \quad (269)$$

$$m_p g [(z_p - OO_p \cos \theta_0) \sin(\theta_2 + \theta_0) + (x_p + OO_p \sin \theta_0) \cos(\theta_2 + \theta_0)] + mg [(z_G - OO_p \cos \theta_0) \sin(\theta_2 + \theta_0) + (x_G + OO_p \sin \theta_0) \cos(\theta_2 + \theta_0)] + m_{des} g [(z_m - OO_p \cos \theta_0) \sin(\theta_2 + \theta_0) + (x_m + OO_p \sin \theta_0) \cos(\theta_2 + \theta_0)] = 0 \quad (270)$$

Avec : $\left\{ \begin{array}{l} \theta_0 : \text{inclinaison initiale du plateau seul} \\ \theta_1 : \text{inclinaison du plateau et de la maquette} \\ \theta_2 : \text{inclinaison de l'ensemble plateau, maquette et masse de déséquilibre} \end{array} \right.$

Par analogie avec la méthode pour le plateau seul, l'incertitude du montage sur la mesure de la position du centre de gravité de la maquette peut être obtenue en appliquant les dérivées partielles à l'expression analytique des coordonnées x_G et z_G . Réduire l'incertitude du montage revient alors à diminuer le ratio $\frac{m_{des}+m_P}{m}$.

III.2 Incertitude du montage sur les inerties

Il a été vu précédemment que l'inertie en roulis de la maquette exprimée en son centre de gravité G se calcule comme suit :

$$I_{Ox}|_M = \frac{1}{4\pi^2} [(m_P + m)gOG_E T_E^2 - m_P gOG_P T_P^2] - \Delta(OG)^2 \quad (271)$$

L'incertitude du montage correspondant à l'incertitude absolue ΔI_{Ox} se calcule comme la somme des incertitudes absolues de chacun des termes du membre de droite de l'équation (271).

$$\Delta I_{Ox} = \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial m_P} \right| \cdot \Delta m_P + \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial \Delta} \right| \cdot \Delta m + \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial OG_E} \right| \cdot \Delta OG_E + \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial T_E} \right| \cdot \Delta T_E + \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial OG_P} \right| \cdot \Delta OG_P + \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial T_P} \right| \cdot \Delta T_P + \left| \frac{\partial I_{Ox}}{\partial OG} \right| \cdot \Delta OG \quad (272)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial I_{Ox}}{\partial m_P} = \frac{g}{4\pi^2} [OG_E T_E^2 - OG_P T_P^2] \end{array} \right. \quad (273)$$

$$\frac{\partial I_{Ox}}{\partial m} = \frac{gOG_E T_E^2}{4\pi^2} - OG^2 \quad (274)$$

$$\frac{\partial I_{Ox}}{\partial OG_E} = \frac{(m_P+m)gT_E^2}{4\pi^2} \quad (275)$$

$$\frac{\partial I_{Ox}}{\partial T_E} = \frac{(m_P+m)gOG_E T_E}{2\pi^2} \quad (276)$$

$$\frac{\partial I_{Ox}}{\partial OG_P} = -\frac{m_P g T_P^2}{4\pi^2} \quad (277)$$

$$\frac{\partial I_{Ox}}{\partial T_P} = -\frac{m_P g OG_P T_P}{2\pi^2} \quad (278)$$

$$\frac{\partial I_{Ox}}{\partial OG} = -2mOG \quad (279)$$

Il apparaît que la réduction de l'incertitude du montage sur la mesure de l'inertie passe principalement par la minimisation de la distance entre le centre de gravité de la maquette et

l'axe de rotation du plateau balancier. De plus, on constate qu'une diminution de la masse du plateau m_p nécessaire à la diminution de l'incertitude du montage sur la mesure de la position du centre de gravité contribue aussi à faire diminuer l'incertitude du montage sur la mesure de l'inertie. Réciproquement, la réduction de la distance entre l'axe de rotation et le centre de gravité permet également de faire diminuer l'incertitude sur la mesure de la position du centre de gravité.

III.3 Incertitude de mesure

L'incertitude de mesure est représentative de la répétabilité de la mesure et se calcule comme l'écart type de l'ensemble des mesures effectuées pour une même condition de chargement et d'inerties de la maquette.

III.3.1 Plateau balancier quadrifilaire

Dans le cas du plateau balancier servant à mesurer et régler la position du centre de gravité ainsi que les inerties de la maquette, l'incertitude de mesure est calculée à partir de la mesure de la période des oscillations du plateau T_E . Ainsi pour une même condition de chargement de la maquette, la mesure de la période est répétée N fois.

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{Ei} - \bar{T}_E)^2}{N}} \quad (280)$$

L'écart type σ_m est aussi l'incertitude absolue sur la mesure de la période, i.e. $\Delta T_E = \sigma_m$.

III.3.2 Etalonnage des instruments de mesure

Les erreurs de mesure du montage expérimental utilisé lors des essais en modèle semi-captif peuvent être décomposées en quatre catégories : les erreurs de mesure d'efforts, les erreurs de mesure d'attitude, les erreurs de mesure de vitesse et les erreurs de mesure de l'environnement.

Pour quantifier les valeurs des incertitudes du montage expérimental, l'ensemble des instruments de mesure est étalonné.

Bien qu'un étalonnage soit propre à un moyen de mesure et à sa chaîne d'acquisition, les procédures suivies est bien généralement similaires. La première étape de l'étalonnage d'un capteur consiste à le charger au maximum, à le décharger et à le recharger une nouvelle fois à son maximum afin d'évaluer l'offset sur la valeur à zéro du capteur.

On effectue ensuite des boucles de tassement avec des montées pyramidales. Les cycles de charge et de décharge du capteur permettent d'évaluer l'importance de l'hystérésis et par conséquent la linéarité du capteur. Ces boucles de tassement sont répétées au moins trois fois.

Lorsque l'on souhaite mesurer les variations temporelles d'un phénomène physique, il est nécessaire que le temps de réponse d'un capteur soit inférieur au temps caractéristique du phénomène à mesurer. L'étalonnage permet parfois de détecter un problème de fluage sous charge du capteur. Ceci correspond à un temps de décharge très long du capteur après le retrait de la charge.

Chaque capteur du montage expérimental est étalonné jusqu'à la valeur maximale de l'étendue de mesure, de manière à établir une matrice d'étalonnage dans l'ensemble du volume d'essais.

Le tableau 10 ci-dessous recense les valeurs des incertitudes absolues du montage expérimental calculées comme les écarts-type des erreurs de mesures relevées au cours des étalonnages. L'incertitude totale du montage se calcule comme la somme de ces incertitudes.

Tableau 10 - Incertitudes absolues des moyens de mesure

Moyen de mesure	Incertitude de mesure	
Balance d'effort à 6 composantes	X	0.162 N
	Y _{AR}	0.04 N
	Y _{AV}	0.078 N
	Z _{AVG}	0.123 N
	Z _{AVD}	0.051 N
	Z _{AR}	3.695 N
Couplemètre	Poussée	0.014 N
	Couple	0.11 N.cm
Mèche instrumentée à 4 composantes	Portance	0.147 N
	Traînée	0.175 N
Potentiomètres en roulis et tangage	0.037 deg	
Mesure de déplacements laser	0.0001 m	
Vitesse du chariot de traction	0.01 m/s	
Sonde à houle résistive	0.003 m	

III.3.3 Montage de mesure d'efforts sur la maquette

Le montage expérimental utilisé au cours de la campagne d'essais en modèle semi-captif est inspiré des montages permettant la génération de mouvements plans PMM (Planar Motion Mechanism). Ce type de montage est couramment utilisé pour les essais de dérive, d'embarquée et de lacet. Pour les essais dynamiques, la procédure ITTC 7.5-02-06-04 indique que les efforts mesurés et exprimés de manière adimensionnelle dépendent des caractéristiques géométriques de la maquette, des caractéristiques du fluide, ainsi que des paramètres cinématiques du mouvement.

L'organigramme de la figure 64 est extrait de la procédure ITTC et décrit les sources d'erreurs possibles sur la mesure des efforts hydrodynamiques agissant sur la carène lors d'un essai dynamique en modèle captif.

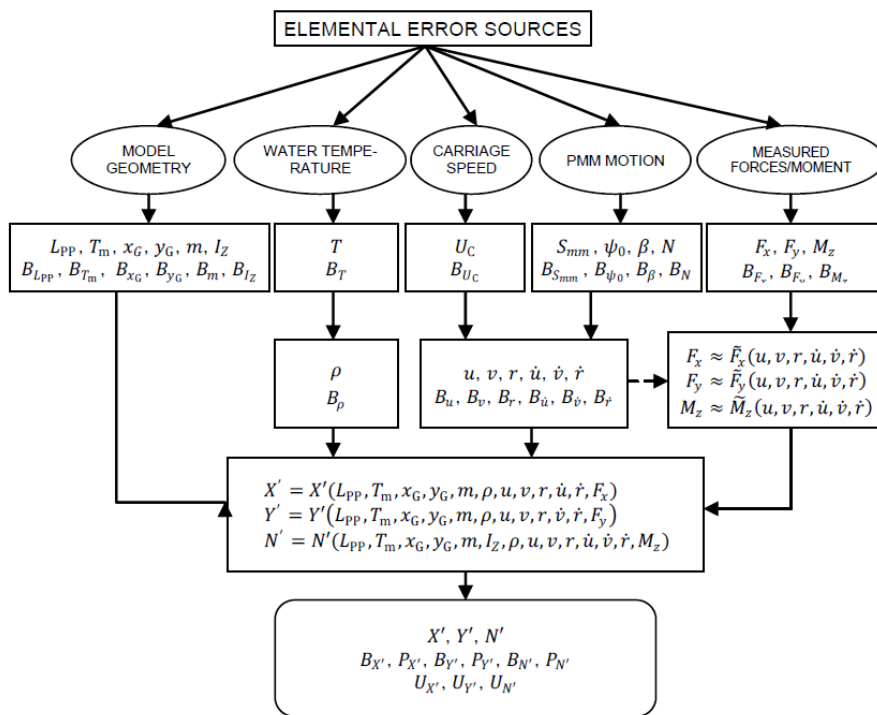


Figure 64 - Organigramme de propagation des erreurs expérimental d'un montage PMM

(source : ITTC 7.5-02-06-04)

Les incertitudes (ou biais) de type B sont estimées en considérant les sources d'erreurs élémentaires propres à chaque variable, alors que les incertitudes de type A sont estimées de bout en bout par le calcul de l'écart-type, sans décomposition des erreurs. Des niveaux de confiance à 95% sont atteints lors de l'estimation de l'erreur de biais sur des échantillons

contenant un grand nombre de mesures. Dans le cas des essais stationnaires, les incertitudes sont calculées en fonction des coefficients de sensibilités θ_x et des incertitudes élémentaires B_x (aussi notées Δ_x), où $x = L_{pp}, T_m, \rho, u, F_x, \dots$

$$B_R = \sqrt{\sum_x \theta_x^2 B_x^2} \quad (281)$$

Avec : $\theta_x = \frac{\partial R}{\partial x}$ (R correspond à X', Y' ou N') (282)

Par exemple, en accord avec la procédure ITTC 7.5-01-01-01, la valeur de l'incertitude sur la mesure de la longueur entre perpendiculaire L_{pp} vaut $B_{L_{pp}} = 0.002$ mètres.

Compte tenu du programme d'essais mis en place lors de ces travaux de thèse, l'incertitude sur l'effort mesuré en cavalement ΔF_x a été évaluée par le calcul de l'écart type maximal σ_{Max} calculé sur un échantillon de N_{td} essais de résistance en traction droite.

$$\sigma_{Max} = \max \left(\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_{td}} (X_i - \bar{X})^2}{N_{td}}} \right) \quad (283)$$

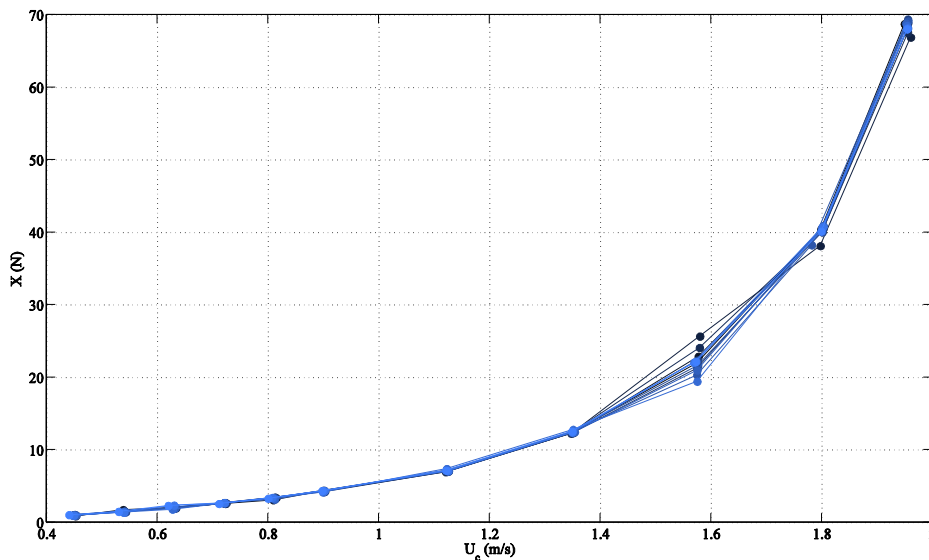


Figure 65 - Effort en cavalement F_x en fonction de la vitesse de traction U_c
($N_{td} = 12$ essais)

Le calcul de l'écart type maximal sur les résultats de la figure 65 issus d'essais en traction droite donne une incertitude sur l'effort mesuré en cavalement de l'ordre de ± 1.58 Newtons.

Afin d'évaluer les coefficients de sensibilité des incertitudes sur les efforts hydrodynamiques, les équations (65), (66), (68) et (70) sont réécrites pour $w=0\text{m/s}$, $p=0\text{rad/s}$ et $q=0\text{rad/s}$ et en fonction des efforts et moments mesurés F_x , F_y , M_x et M_z :

$$-F_x + X_{HD} = m[\dot{u} - rv - x_G r^2 - y_G \dot{r}] \quad (284)$$

$$-F_y + Y_{HD} = m[\dot{v} + ru - y_G r^2 + x_G \dot{r}] \quad (285)$$

$$-M_x + K_{HD} = -I_{zx} \dot{r} - m[z_G(\dot{v} + ru)] \quad (286)$$

$$-M_z + N_{HD} = I_z \dot{r} + m[x_G(\dot{v} + ru) - y_G(\dot{u} - rv)] \quad (287)$$

En considérant les expressions des efforts sous leur forme adimensionnelle, on introduit dans le calcul des incertitudes, l'influence de la masse volumique ρ , de la vitesse d'avance U , de la longueur entre perpendiculaire L_{pp} et du tirant d'eau moyen T_m .

$$X'_{HD} = \frac{F_x + m[\dot{u} - rv - x_G r^2 - y_G \dot{r}]}{\frac{1}{2}\rho U^2 T_m L_{pp}} \quad (288)$$

$$Y'_{HD} = \frac{F_y + m[\dot{v} + ru - y_G r^2 + x_G \dot{r}]}{\frac{1}{2}\rho U^2 T_m L_{pp}} \quad (289)$$

$$K'_{HD} = \frac{M_x - I_{zx} \dot{r} - m[z_G(\dot{v} + ru)]}{\frac{1}{2}\rho U^2 T_m L_{pp}^2} \quad (290)$$

$$N'_{HD} = \frac{M_z + I_z \dot{r} + m[x_G(\dot{v} + ru) - y_G(\dot{u} - rv)]}{\frac{1}{2}\rho U^2 T_m L_{pp}^2} \quad (291)$$

Avec : $U = \sqrt{u^2 + v^2}$ (292)

Les formules analytiques des incertitudes sur les efforts hydrodynamiques agissant sur la maquette peuvent alors être écrites en fonction des coefficients de sensibilité.

$$\begin{aligned} \Delta X'_{HD}{}^2 = & \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial F_x}\right)^2 \cdot \Delta F_x^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial m}\right)^2 \cdot \Delta m^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \dot{u}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{u}^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial u}\right)^2 \cdot \Delta u^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial v}\right)^2 \cdot \Delta v^2 + \\ & \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \dot{r}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{r}^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial r}\right)^2 \cdot \Delta r^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial x_G}\right)^2 \cdot \Delta x_G^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial y_G}\right)^2 \cdot \Delta y_G^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \rho}\right)^2 \cdot \Delta \rho^2 + \\ & \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial T_m}\right)^2 \cdot \Delta T_m^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial L_{pp}}\right)^2 \cdot \Delta L_{pp}^2 \end{aligned} \quad (293)$$

$$\begin{aligned} \Delta Y'_{HD}{}^2 = & \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial F_y}\right)^2 \cdot \Delta F_y^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial m}\right)^2 \cdot \Delta m^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial u}\right)^2 \cdot \Delta u^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial \dot{v}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{v}^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial v}\right)^2 \cdot \Delta v^2 + \\ & \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial \dot{r}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{r}^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial r}\right)^2 \cdot \Delta r^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial x_G}\right)^2 \cdot \Delta x_G^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial y_G}\right)^2 \cdot \Delta y_G^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial \rho}\right)^2 \cdot \Delta \rho^2 + \\ & \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial T_m}\right)^2 \cdot \Delta T_m^2 + \left(\frac{\partial Y'_{HD}}{\partial L_{pp}}\right)^2 \cdot \Delta L_{pp}^2 \end{aligned} \quad (294)$$

$$\begin{aligned} \Delta K'_{HD}{}^2 = & \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial M_x}\right)^2 \cdot \Delta M_x^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial I_{zx}}\right)^2 \cdot \Delta I_{zx}^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial m}\right)^2 \cdot \Delta m^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial u}\right)^2 \cdot \Delta u^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial \dot{v}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{v}^2 + \\ & \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial v}\right)^2 \cdot \Delta v^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial \dot{r}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{r}^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial r}\right)^2 \cdot \Delta r^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial z_G}\right)^2 \cdot \Delta z_G^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial \rho}\right)^2 \cdot \Delta \rho^2 + \\ & \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial T_m}\right)^2 \cdot \Delta T_m^2 + \left(\frac{\partial K'_{HD}}{\partial L_{pp}}\right)^2 \cdot \Delta L_{pp}^2 \end{aligned} \quad (295)$$

$$\begin{aligned} \Delta N'_{HD}{}^2 = & \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial M_z}\right)^2 \cdot \Delta M_z^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial I_z}\right)^2 \cdot \Delta I_z^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial m}\right)^2 \cdot \Delta m^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial \dot{u}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{u}^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial u}\right)^2 \cdot \Delta u^2 + \\ & \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial \dot{v}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{v}^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial v}\right)^2 \cdot \Delta v^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial \dot{r}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{r}^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial r}\right)^2 \cdot \Delta r^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial x_G}\right)^2 \cdot \Delta x_G^2 + \\ & \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial y_G}\right)^2 \cdot \Delta y_G^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial \rho}\right)^2 \cdot \Delta \rho^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial T_m}\right)^2 \cdot \Delta T_m^2 + \left(\frac{\partial N'_{HD}}{\partial L_{pp}}\right)^2 \cdot \Delta L_{pp}^2 \end{aligned} \quad (296)$$

Dans le cas de la résistance à l'avancement X_{HD} , les expressions analytiques des coefficients de sensibilité sont recensées dans le tableau 11 ci-dessous. Les valeurs numériques sont données pour un essai de traction droite où $\dot{u}=0\text{m/s}^2$, $u=1.13\text{m/s}$, $\dot{v}=0\text{m/s}^2$, $v=0\text{m/s}$, $\dot{r}=0\text{rad/s}^2$, $r=0\text{rad/s}$, $x_G=0\text{m}$ et $y_G=0\text{m}$.

Tableau 11 - Expressions analytiques des coefficients de sensibilité pour $F_n=0.25$

Coefficient de sensibilité	Expression analytique	Valeur numérique
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial F_x}$	$\frac{2}{\rho T_m L_{pp} (u^2 + v^2)}$	0.0025
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial m}$	$\frac{2[\dot{u} - rv - x_G r^2 - y_G \dot{r}]}{\rho T_m L_{pp} (u^2 + v^2)}$	0
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \dot{u}}$	$\frac{2m}{\rho T_m L_{pp} (u^2 + v^2)}$	0.3922
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial u}$	$-\frac{4u[F_x + m(\dot{u} - rv - x_G r^2 - y_G \dot{r})]}{\rho T_m L_{pp} (u^2 + v^2)^2}$	-0.0366
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial v}$	$\frac{2[mr(u^2 + v^2) + 2v[F_x + m(\dot{u} - rv - x_G r^2 - y_G \dot{r})]]}{\rho T_m L_{pp} (u^2 + v^2)^2}$	0
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \dot{r}}$	$\frac{-2m y_G}{\rho T_m L_{pp} (u^2 + v^2)}$	0

$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial r}$	$\frac{-2m(v+2rx_G)}{\rho T_m L_{pp}(u^2+v^2)}$	0
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial x_G}$	$\frac{-2mr^2}{\rho T_m L_{pp}(u^2+v^2)}$	0
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial y_G}$	$\frac{-2m\dot{r}}{\rho T_m L_{pp}(u^2+v^2)}$	0
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \rho}$	$-\frac{2[F_x+m(\dot{u}-rv-x_G r^2-y_G \dot{r})]}{\rho^2 T_m L_{pp}(u^2+v^2)}$	-0.0000207
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial T_m}$	$-\frac{2[F_x+m(\dot{u}-rv-x_G r^2-y_G \dot{r})]}{\rho T_m^2 L_{pp}(u^2+v^2)}$	-0.069
$\frac{\partial X'_{HD}}{\partial L_{pp}}$	$-\frac{2[F_x+m(\dot{u}-rv-x_G r^2-y_G \dot{r})]}{\rho T_m L_{pp}^2(u^2+v^2)}$	-0.0097

Dans le cas de la traction droite, le calcul de l'incertitude de mesure de la résistance X_{HD} est simplifié et s'écrit de la manière suivante :

$$\Delta X'_{HD}{}^2 = \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial F_x}\right)^2 \cdot \Delta F_x{}^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial u}\right)^2 \cdot \Delta u^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial \rho}\right)^2 \cdot \Delta \rho^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial T_m}\right)^2 \cdot \Delta T_m{}^2 + \left(\frac{\partial X'_{HD}}{\partial L_{pp}}\right)^2 \cdot \Delta L_{pp}{}^2 \quad (297)$$

Après calcul, la valeur de l'incertitude $\Delta X'_{HD}$ est de ± 0.0039 . Les méthodologies de calcul des incertitudes de mesure de l'effort en embardée Y_{HD} et des moments K_{HD} et N_{HD} sont similaires.

IV. Programme d'essais

IV.1 Modèle semi-captif

En eau calme, trois types d'essais sont effectués : stationnaires, harmoniques et à accélération constante. Les signaux sont analysés sur une durée minimum de 15 secondes.

Les essais stationnaires de traction droite et de traction oblique avec différents angles de gouvernail sont effectués pour plusieurs angles de roulis et de tangage dans le but de calculer les coefficients hydrodynamiques $X_u, X_{uu}, X_{uuu}, X_{vv}, Y_v, Y_{vv}, Y_{vvv}, Y_{uv}, K_v, K_{vv}, K_{uv}, N_v, N_{vv}$ et N_{uv} . L'analyse de ces résultats est basée sur le calcul des valeurs moyennes des signaux enregistrés. Les valeurs brutes sont exprimées au centre de réduction de la balance situé à environ un mètre au-dessus du centre de gravité de la maquette.

Les essais harmoniques d'embardée pure sont menés pour plusieurs angles de roulis et de tangage afin que les masses ajoutées $X_{\dot{v}}, Y_{\dot{v}}, K_{\dot{v}}$ et $N_{\dot{v}}$ puissent être déterminés. Les essais de

lacet pur sont effectués pour calculer les valeurs des coefficients $X_{\dot{r}}$, X_r , X_{rr} , $Y_{\dot{r}}$, Y_r , Y_{rr} , $K_{\dot{r}}$, K_r , K_{rr} , $N_{\dot{r}}$, N_r et N_{rr} . Pour ces deux types d'essais, quatre combinaisons d'amplitudes A et de périodes T ont été testés: {A=0.2m T=6s}, {A=0.2m T=9s}, {A=0.3m T=6s} et {A=0.3m T=9s}. Le contenu du signal en phase avec l'accélération et en phase avec la vitesse est traité à l'aide de séries de Fourier.

La masse ajoutée $X_{\dot{u}}$ est calculée à partir des essais de traction droite avec accélération en eau calme pour plusieurs angles de tangage. En pratique, le signal théorique calculé sans accélération est déduit du signal mesuré. Le signal ainsi obtenu est uniquement dû à l'accélération et permet de calculer la masse ajoutée $X_{\dot{u}}$.

Tableau 12 - Programme d'essais stationnaires sur eau calme en modèle semi-captif

Type d'essai	Variables d'essais					
	\dot{u} (m/s ²)	F_n	β (deg)	θ (deg)	φ (deg)	δ (deg)
Traction droite - Dérive pure (à vitesse constante)	0 m/s ²	0.16	0°	-5° 0° 5°	-15°	-20°
		0.25	8°		0°	0°
		0.4	15°		15°	20°
Accélération constante	0.2 m/s ²	variable	0°	0°	0°	0°
	0.4 m/s ²					
	0.6 m/s ²					

Tableau 13 - Programme d'essais harmoniques sur eau calme en modèle semi-captif

Type d'essai	Variables d'essais						
	A (m)	T (s)	F_n	β (deg)	θ (deg)	φ (deg)	δ (deg)
Embardée pure	0.2 m	6 s	0.25	0°	-5°	0°	0°
	0.3 m	9 s			0°		
Lacet pur				Variable	5°		

Sur houle régulière, en conditions de surf-riding, à pulsation de rencontre nulle, des essais stationnaires et harmoniques sont réalisés. Toujours sur houle régulière, des essais à différentes pulsations de rencontres permettent d'évaluer l'influence de la pulsation de rencontre, représentative de la vitesse relative du navire par rapport à la vague, sur les chargements hydrodynamiques auxquels est soumis le navire.

Les essais stationnaires de traction droite et de traction oblique en condition de surf-riding sont effectués dans le but de calculer les coefficient hydrodynamiques X_{HC} , X_{HHc} , $X_{\lambda c}$, $X_{\lambda\lambda c}$, X_{λ} , $X_{\lambda\lambda}$, Y_{HC} , Y_{HHc} , $Y_{\lambda c}$, $Y_{\lambda\lambda c}$, Y_{λ} , $Y_{\lambda\lambda}$, N_{HC} , N_{HHc} , $N_{\lambda c}$, $N_{\lambda\lambda c}$, N_{λ} , $N_{\lambda\lambda}$, a_{1x} , a_{2x} , a_{3x} , b_{1x} , b_{2x} , b_{3x} , a_{1y} , a_{2y} , a_{3y} , b_{1y} , b_{2y} , b_{3y} , a_{1n} , a_{2n} , a_{3n} , b_{1n} , b_{2n} et b_{3n} . A l'image des essais en eau calme, l'analyse de ces mesures est basée sur le calcul des valeurs moyennes des signaux enregistrés.

Les essais à pulsation de rencontre variable, i.e. pour ξ_G/λ variable, permettent de calculer les coefficients a_1 , a_2 , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , c_1 et c_2 du modèle mathématique présenté dans la deuxième partie de ce manuscrit.

Tableau 14 - Programme d'essais stationnaires sur houle en modèle semi-captif

Type d'essai	Variables d'essais				
	λ/L_{pp}	H/λ	χ (deg)	ω_e (rad/s)	ξ_G/λ
Traction droit - Dérive pure (à vitesse constante)	1	0.03	0°	0	Variable
	1.25	0.04	4°	0.33	0
	2	0.05	8°	0.37	0.25
				0.8	0.5
			2.2	0.75	

Tableau 15 - Programme d'essais harmoniques sur houle en modèle semi-captif

Type d'essai	Variables d'essais						
	λ/L_{pp}	H/λ	ω_e (rad/s)	χ (deg)	A (m)	T (s)	ξ_G/λ
Embardée pure			0	0°			0
	1	0.03	0.33	—	0.2 m	6 s	0.25
	1.25		0.37				0.5
Lacet pur	2	0.05	0.8	Variable	0.3 m	9 s	0.5
			2.2				0.75

Dans ces travaux de thèse, l'établissement du modèle mathématique est basé sur l'analyse de l'ensemble des résultats des essais en bassin de traction.

IV.2 Modèle libre

Pour l'étude du comportement du navire par mer de l'arrière et pour la validation du modèle mathématique établi, trois types d'essais sont réalisés : des essais de giration à 35 degrés

d'angle de barre en eau calme ainsi que des essais de giration et de garde cap dans la houle.

Tableau 16 - Programme d'essais en modèle libre

Type d'essai	Variables d'essais				
	λ/L_{pp}	H/λ	F_n	χ (deg)	δ (deg)
Giration	Eau calme				0°
Giration			0.16	Variable	
	1		0.25		
	1.25	0.03	0.4	0°	Pilotage automatique
Garde cap	2	0.05		10°	35°
				20°	
				30°	
				40°	

Les variables d'essais ont été choisies au regard des campagnes d'essais réalisés à travers le monde par les chercheurs expérimentateurs. Ces précédents travaux sont cités dans la première partie de ce manuscrit relative à l'état de l'art. Les variables choisies ne sont cependant pas garanties de l'apparition des phénomènes tels que le surf-riding ou le broaching.

V. Procédure d'essais - Méthodologie

V.1 Modèle semi-captif

Pour évaluer la répétabilité d'une expérience ainsi que sa reproductibilité, il est nécessaire de mettre en place une méthodologie retraçant l'ensemble des étapes de mise en œuvre d'un essai. Dans le cas des essais en modèle semi-captif sur houle, la méthodologie d'essai est la suivante :

Actions		Moyens mis en œuvre
1	<ul style="list-style-type: none"> Connexion du chariot de traction avec le batteur de houle pour départ synchronisé 	Connexion par câble
2	<ul style="list-style-type: none"> Prise de zéro Démarrage de l'enregistrement vidéo 	Acquisition de données à l'aide du logiciel <i>Labview</i>

3	<ul style="list-style-type: none"> • Mise en mouvement du batteur • Début de temporisation du chariot de traction • Déconnexion du chariot avec le batteur 	Démarrage à distance du batteur à l'aide d'une tablette tactile
4	<ul style="list-style-type: none"> • Attendre que le front d'onde ait parcouru la moitié du bassin 	Le batteur génère une houle régulière unidirectionnelle suivant une pulsation et une amplitude de consigne
5	<ul style="list-style-type: none"> • Départ automatique du chariot de traction 	
6	<ul style="list-style-type: none"> • Démarrage du moteur de propulsion pendant la phase d'accélération du chariot 	Le moteur électrique de la maquette est connecté par un ombilical à un variateur dont la consigne est donnée manuellement par un potentiomètre
7	<ul style="list-style-type: none"> • Mise en mouvement de la maquette 	Un ordinateur de commande embarqué à bord du chariot permet de démarrer la mise en mouvement de l'hexapode
8	<ul style="list-style-type: none"> • Arrêt du batteur 	L'arrêt à distance du batteur se fait à l'aide d'une tablette tactile
9	<ul style="list-style-type: none"> • Arrêt du moteur de propulsion 	Mise à zéro du potentiomètre du variateur
10	<ul style="list-style-type: none"> • Arrêt du chariot 	L'arrêt du chariot se fait manuellement en appuyant sur un bouton poussoir
11	<ul style="list-style-type: none"> • Initialisation du chariot 	Le chariot est amené en mode automatique sur ses butées de fin de course afin qu'il initialise les compteurs des roues codeuses
12	<ul style="list-style-type: none"> • Retour en position de départ 	

Pour connaître les coefficients hydrodynamiques en eau calme, la méthodologie d'essais est similaire, à la différence près que le batteur de houle reste au repos.



Figure 66 - Maquette lors d'un essai de lacet pur, $\lambda/L_{pp} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$

V.2 Modèle libre

Tout comme en pour les essais en modèle semi-captif, une méthodologie d'essais est indispensable à la bonne reproductibilité des essais en modèle libre.

Actions		Moyens mis en œuvre
1	<ul style="list-style-type: none"> La maquette est mise en position dans le lanceur 	Deux petites bandes de velcro permettent de maintenir la maquette contre le chariot du lanceur
2	<ul style="list-style-type: none"> Démarrage du système <i>Qualisys</i> 	Le système envoie à la station TERRE les coordonnées exprimées dans le repère du bassin d'un point de la maquette
3	<ul style="list-style-type: none"> Prise de zéro 	L'état initial de la maquette est enregistré à l'aide du logiciel <i>RTMaps</i>

4 <ul style="list-style-type: none"> • Activation du garde cap • Activation de la puissance du moteur de propulsion 	Depuis le joystick de contrôle de la station TERRE, les consignes sont envoyées à la maquette
5 <ul style="list-style-type: none"> • Lancement de la maquette 	La chute d'un lest de plomb propulse la maquette jusqu'à sa sortie du lanceur
6 <ul style="list-style-type: none"> • Mise en rotation du moteur de propulsion 	Lorsque la maquette accélère dans le lanceur, la vitesse de rotation du moteur est établie à l'aide du joystick de propulsion
7 <ul style="list-style-type: none"> • Approche stationnaire de la maquette 	Cette phase de l'essai permet à la maquette d'atteindre son équilibre dynamique lorsqu'elle évolue dans la zone de calme du bassin
8 <ul style="list-style-type: none"> • Démarrage de la houle 	L'ordre du mouvement du batteur de houle tronqué avec rampe en position est donné manuellement
9 <ul style="list-style-type: none"> • Début de la manœuvre 	La manœuvre débute lorsque la vitesse de cavement est stationnaire, que l'angle du gouvernail ne varie plus et que les variations de la vitesse en lacet sont très faibles
10 <ul style="list-style-type: none"> • Retour en zone calme 	La fin de la manœuvre est décidée par l'opérateur en amenant la maquette en zone calme.
11 <ul style="list-style-type: none"> • Arrêt du batteur 	L'arrêt s'effectue manuellement
12 <ul style="list-style-type: none"> • Préparation du lanceur 	Le lest est remonté de manière à permettre le retour du chariot de lancement



Figure 67 - Maquette lors d'un essai de garde cap en modèle libre, $\lambda/L_{pp} = 2$ et $H/\lambda = 0.1$

3^{ème} PARTIE : RÉSULTATS

Lors de campagnes expérimentales, on distingue trois types de mesures :

- Les mesures d'identification des coefficients d'un modèle mathématique.
- Les mesures de validation d'un modèle.
- Les mesures de vérification de prédictions.

Dans cette partie du manuscrit, les résultats expérimentaux des essais en modèle semi-captifs en eau calme et sur houle sont présentés de manière à valider les méthodes d'identification des coefficients du modèle d'efforts hydrodynamiques. Ensuite, les résultats du modèle mathématique sont comparés aux mesures expérimentales réalisées lors d'essais en modèle libre. Les résultats obtenus pour des manœuvres de giration à 35 degrés d'angle de barre en eau calme et sur houle sont présentés. Enfin, les prédictions des modes de navigations du navire sur houle sont comparées aux modes de navigation relevés expérimentalement.

I. Résultats expérimentaux pour l'identification des coefficients hydrodynamiques du modèle mathématique

Les premières mesures sont obtenues grâce aux essais en modèle semi-captif. Aussi bien pour les essais stationnaires qu'harmoniques, le modèle mathématique doit décrire de manière juste et fidèle la réalité physique. Les résultats expérimentaux obtenus en modèle semi-captif présentés dans la suite de ce chapitre, sont essentiellement des comparaisons entre l'expérimentation et le modèle mathématique.

Les efforts sont exprimés au centre de gravité G dans le repère lié au navire $(\vec{x}_b, \vec{y}_b, \vec{z}_b)$.

Le cap ψ , le gisement χ et la dérive β sont définis sur la figure 68 ci-dessous.

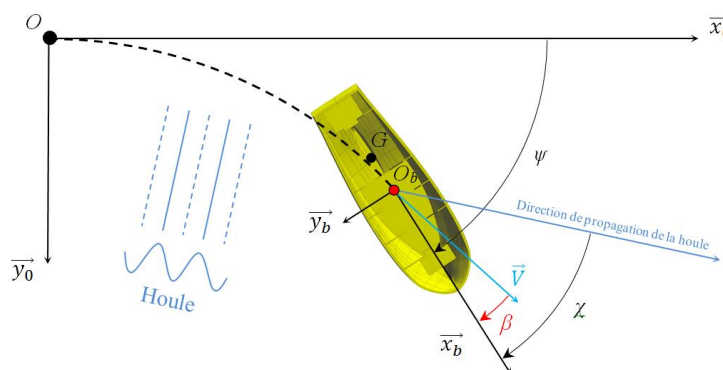


Figure 68 - Définition du cap, du gisement et de la dérive

1.1 Résultats des essais en eau calme en modèle semi-captif

Sur chacune des figures de cette section, les résultats obtenus par le modèle mathématique présenté au paragraphe IV.7 de la partie théorique sont représentés par des traits discontinus de couleur magenta. Les résultats expérimentaux sont représentés par des marqueurs. L'ensemble des résultats présentés, qu'ils soient expérimentaux ou théoriques, sont donnés de manière dimensionnelle à l'échelle de la maquette. Le montage expérimental est décrit au chapitre II de la partie de ce manuscrit consacrée à l'expérimentation.

Tableau 17 - Équivalence de vitesse entre la maquette et le navire

F_n	$V_{maquette} (m/s)$	$V_{navire} (m/s)$	$V_{navire} (Nœuds)$
0.16	0.721	2.31	4.5
0.25	1.126	3.62	7.03
0.4	1.803	5.79	11.25

Les équivalences entre la vitesse de la maquette et la vitesse du navire au regard de la similitude de Froude sont données dans le tableau 17 précédent.

1.1.1 Résultats des essais stationnaires

Les premiers résultats analysés sont ceux des essais de résistance en traction droite. Ils permettent d'établir la loi d'évolution de la traînée du navire en fonction de sa vitesse d'avance en cavement et à fortiori de déterminer la puissance propulsive nécessaire.

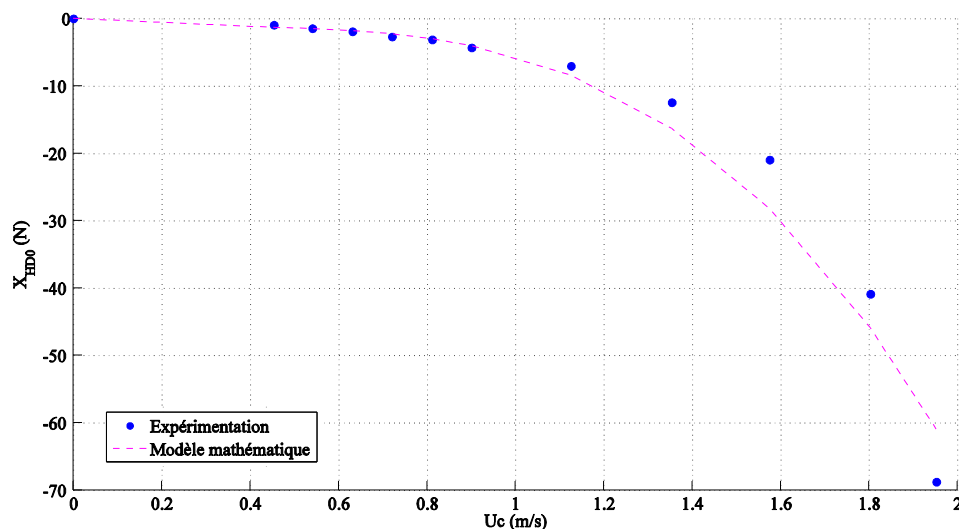


Figure 69 - Résistance à l'avancement X_{HD0}

L'analyse de la courbe de résistance de la figure 69 permet d'établir le modèle en cavement du troisième ordre présenté au paragraphe IV.7 de la partie théorique. La courbe en trait discontinu magenta est calculée par le modèle mathématique dont les coefficients hydrodynamiques ont été identifiés à partir des données expérimentales représentées par les marqueurs bleus.

Les essais stationnaires de dérive pure permettent d'ajouter au modèle mathématique les dérivées hydrodynamiques relative à la vitesse en embardée v et de ses effets couplés avec la vitesse de cavement du navire u . Sur les figures 70 à 73 ci-après, β est l'angle de dérive.

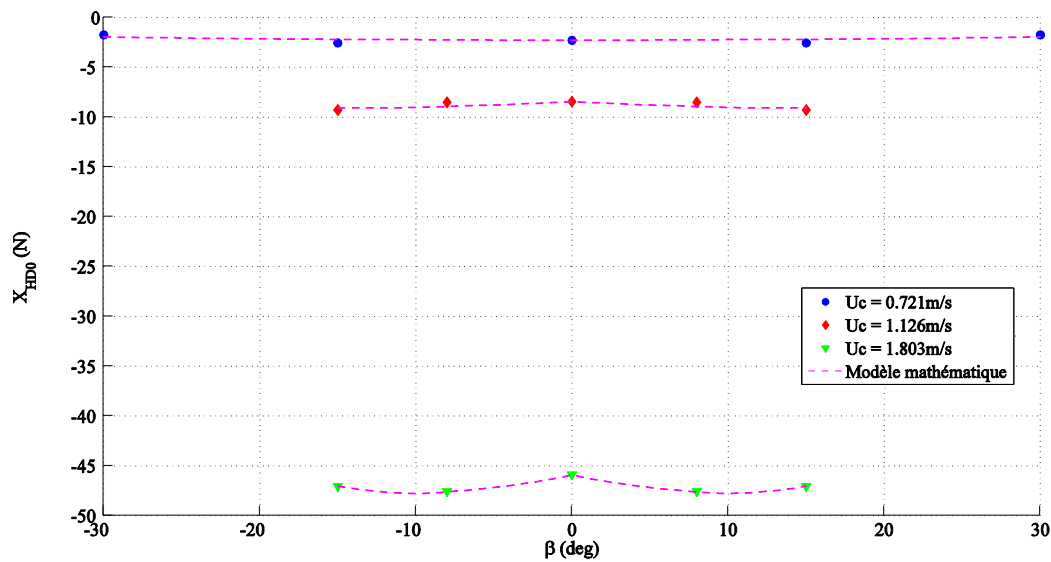


Figure 70 - Résistance à l'avancement X_{HDO} exprimée en fonction de l'angle de dérive β

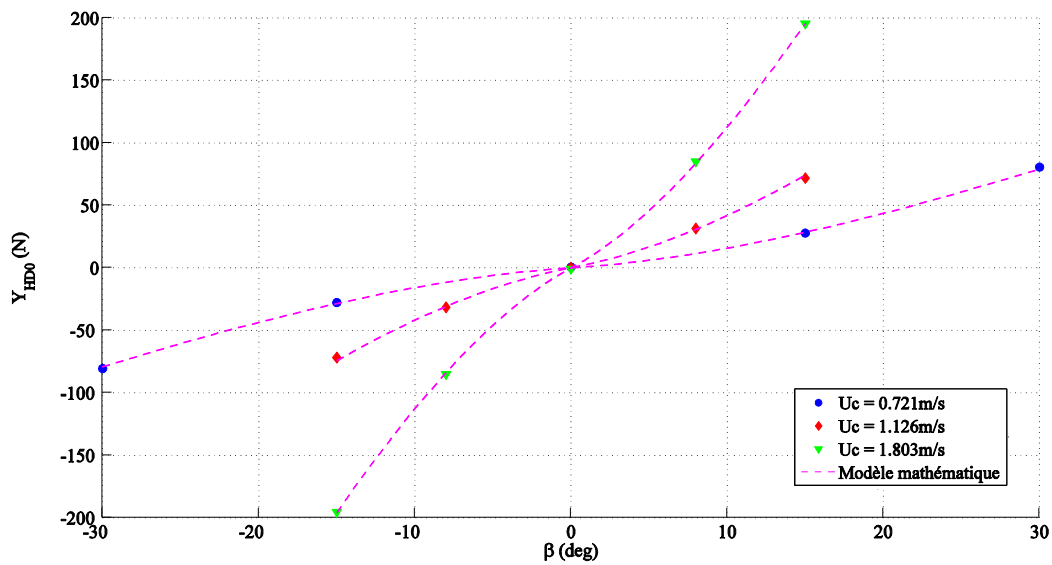


Figure 71 - Force en embardée Y_{HDO} exprimée en fonction de l'angle de dérive β

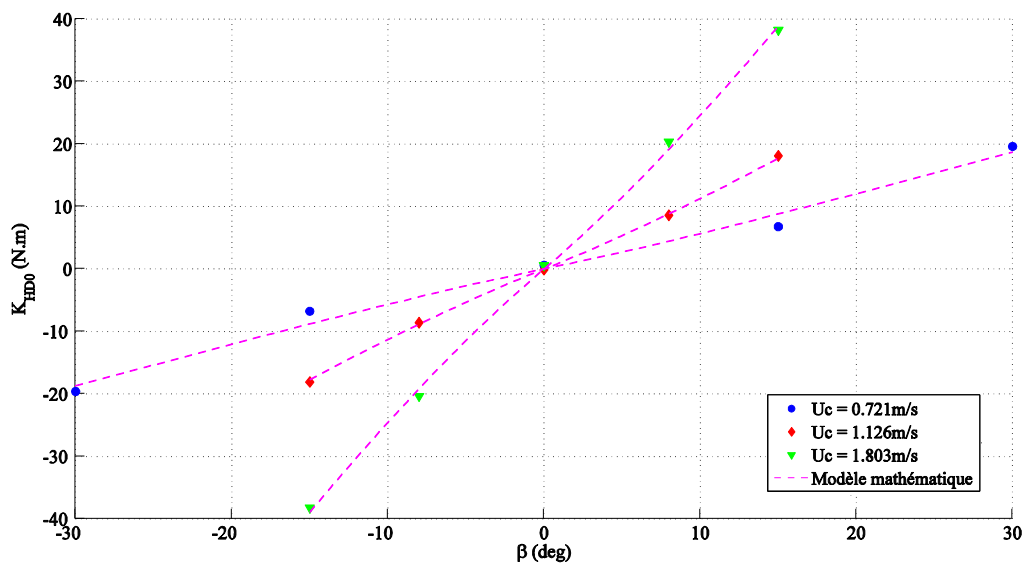


Figure 72 - Moment de roulis K_{HDO} exprimé au centre de gravité de la maquette en fonction de l'angle de dérive β

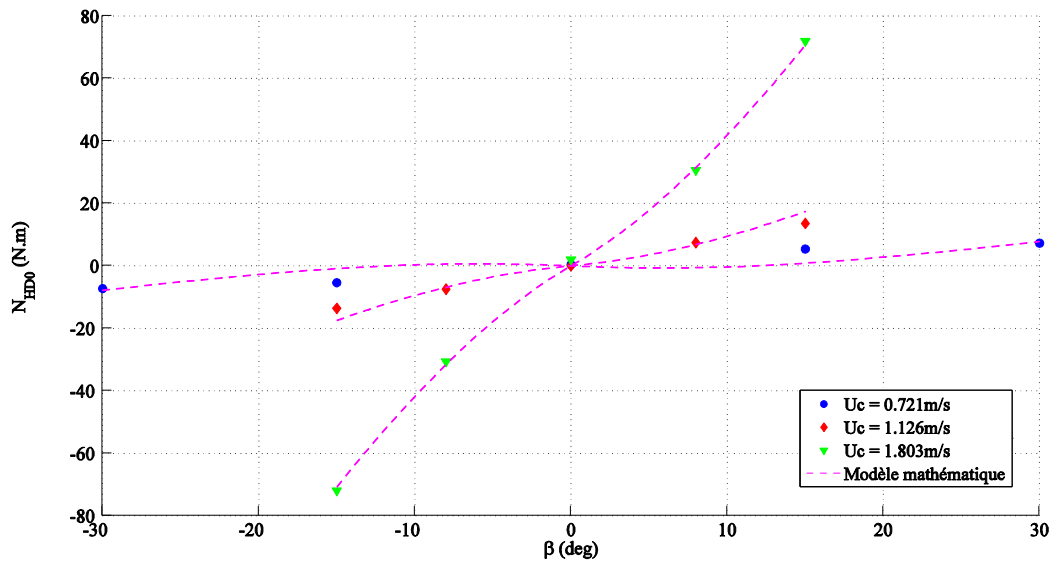


Figure 73 - Moment de lacet N_{HDO} exprimé au centre de gravité de la maquette en fonction de l'angle de dérive β

L'analyse des mesures réalisées lors des essais sur maquette permet d'identifier les coefficients linéaires, non-linéaires et de couplage du modèle mathématique. On constate une bonne corrélation entre les résultats théoriques et expérimentaux.

Les effets de la gîte et de l'assiette sur les valeurs des dérivées hydrodynamiques sont présentés au paragraphe *IV.7* de la partie théorique de ce manuscrit.

Les essais de dérive pour plusieurs angles de gouvernail δ permettent d'évaluer l'efficacité du gouvernail ainsi que les effets des interactions entre la coque, l'hélice et le safran. Les résultats d'essais présentés sur la figure 74, ont été réalisés pour une vitesse de traction U_c de 1.13 m/s et permettent dans le cas d'une modélisation de type Abkowitz de déterminer les coefficients hydrodynamiques relatif à l'angle de gouverne δ et au couplage entre la vitesse en embardée v et l'angle δ .

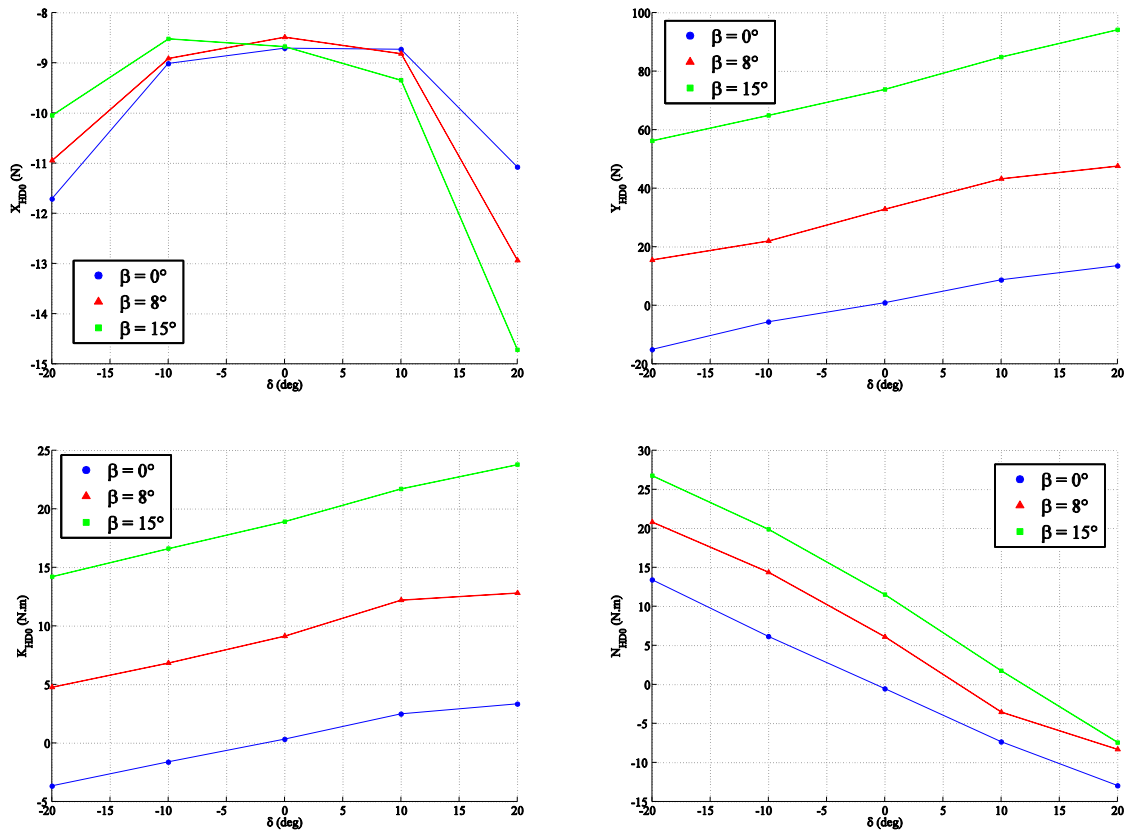


Figure 74 - Efforts mesurés en dérive pure pour différents angles de dérive β et de gouverne δ

Dans le modèle mathématique développé au cours de ces travaux de thèse, les efforts de gouverne sont modélisés en utilisant les expressions analytiques des coefficients de portance C_L et de traînée C_D . Les effets des interactions sont alors modélisés par des modèles empiriques plutôt que par des modèles mathématiques dont les coefficients sont identifiés à partir de mesures expérimentales.

1.1.2 Résultats des essais harmoniques

En complément des essais stationnaires, les essais harmoniques sont réalisés pour enrichir le modèle mathématique avec les coefficients hydrodynamiques relatifs aux masses ajoutées en embardée et en lacet, ainsi qu'avec les coefficients relatifs à la vitesse de rotation en lacet r . Les mouvements de la maquette dans le plan horizontal sont générés par un hexapode, voir le chapitre II de la partie expérimentation. Afin de pouvoir analyser les mesures et identifier les dérivées hydrodynamiques à l'aide de séries de Fourier, il est nécessaire de réaliser les essais pour différentes combinaisons d'amplitudes A et de périodes T du mouvement. La vitesse du

chariot lors de ces essais harmoniques correspond à un nombre de Froude de 0.25 (voir tableau 17).

En amont des essais sur maquette, la masse et les inerties de la partie pesée de la balance d'efforts sont déterminées en effectuant des essais d'embarquée pure et de lacet pur avec la balance seule. Ceci permet ensuite lors des essais sur maquette de soustraire aux signaux d'efforts mesurés la part liée à la présence de la balance.

1.1.2.a Essais d'embarquée pure

Les figures 75 à 78 présentent les résultats des essais en embarquée pure.

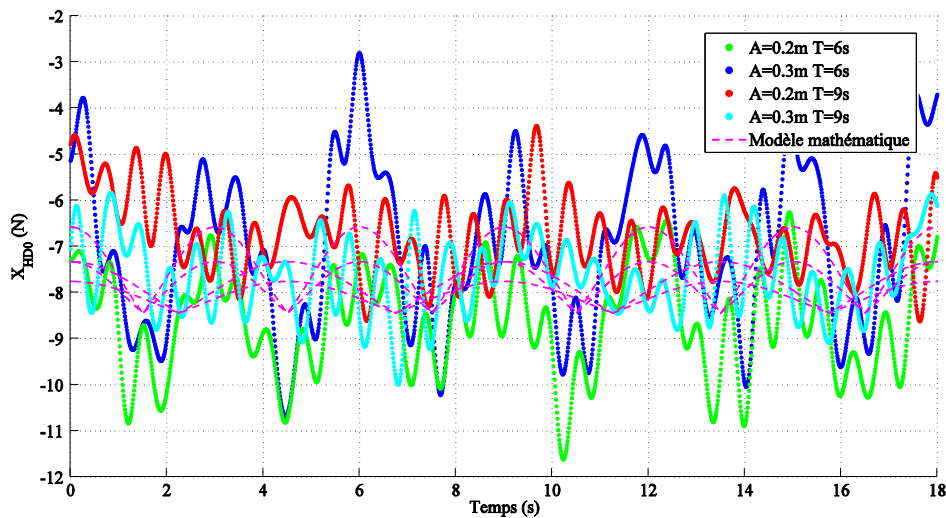


Figure 75 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD0} ($U_C=1.126\text{m/s}$)

L'analyse du signal X_{HD0} montre qu'une variation de la vitesse en embarquée v implique une faible variation de l'effort dans la direction de cavalement.

On constate aussi la présence d'oscillations dont la fréquence est proche de 1.5 Hertz. Bien que leur vraie cause n'ait pas encore été identifiée, une des sources possibles de ces oscillations pourrait être un effet de pendule lié au fait que la balance de mesure d'efforts est située relativement haut au-dessus de la maquette.

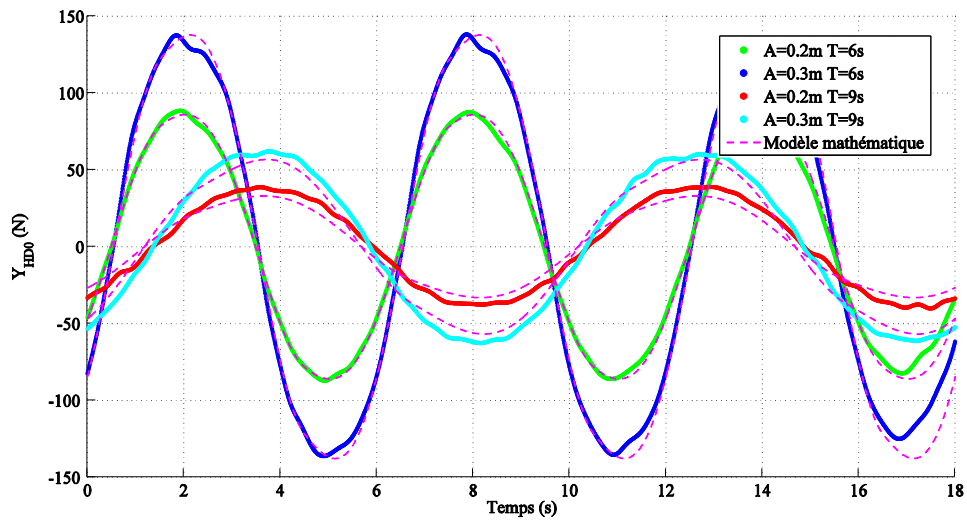


Figure 76 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HDO} ($U_c=1.126m/s$)

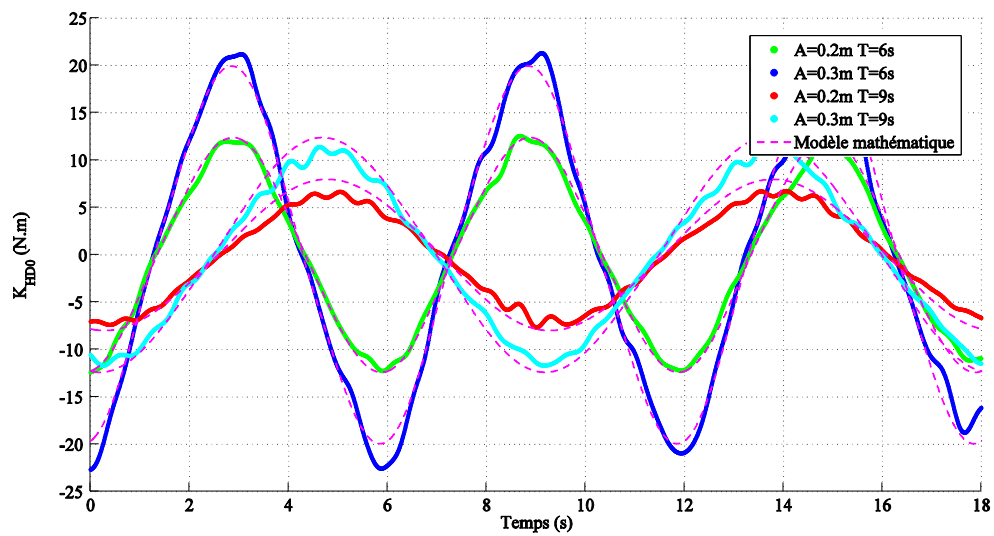


Figure 77 - Évolution temporelle du moment de roulis K_{HDO} ($U_c=1.126m/s$)

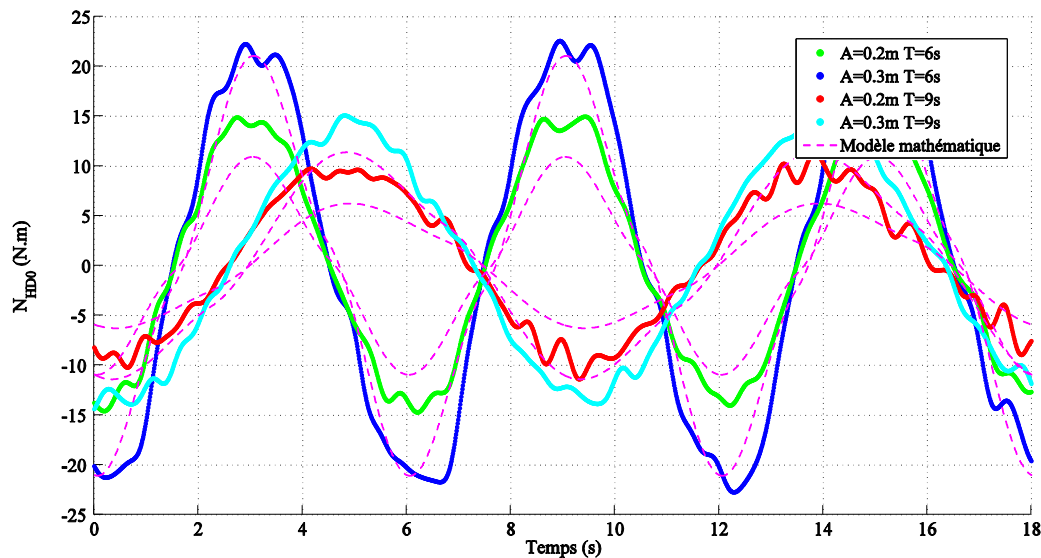


Figure 78 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HDO} ($U_C=1.126\text{m/s}$)

Ces résultats d'essais en embardée pure permettent d'identifier la masse ajoutée en embardée ainsi que les termes de couplage associés.

À ce stade, l'écart maximal entre les résultats du modèle mathématique et les mesures expérimentales est relevé sur le moment de lacet où l'erreur commise est de l'ordre de 18% dans le cas où l'amplitude et la période du mouvement sont faibles, à 9.6 secondes sur la courbe verte de la figure 78.

Toutefois, sur les autres degrés de liberté, i.e. Y_{HDO} et K_{HDO} , on constate que les phases et les amplitudes des mesures expérimentales sont respectées par le modèle mathématique.

1.1.2.b Essais de lacet pur

Les essais de lacet pur en modèle semi-captif sont les derniers essais nécessaires à l'identification de l'ensemble des dérivées hydrodynamiques du modèle mathématique sur eau calme. Les mesures réalisées permettent alors d'identifier la masse ajoutée en lacet, les termes de couplage associés ainsi que les coefficients, du premier et second ordre, proportionnels à la vitesse en lacet.

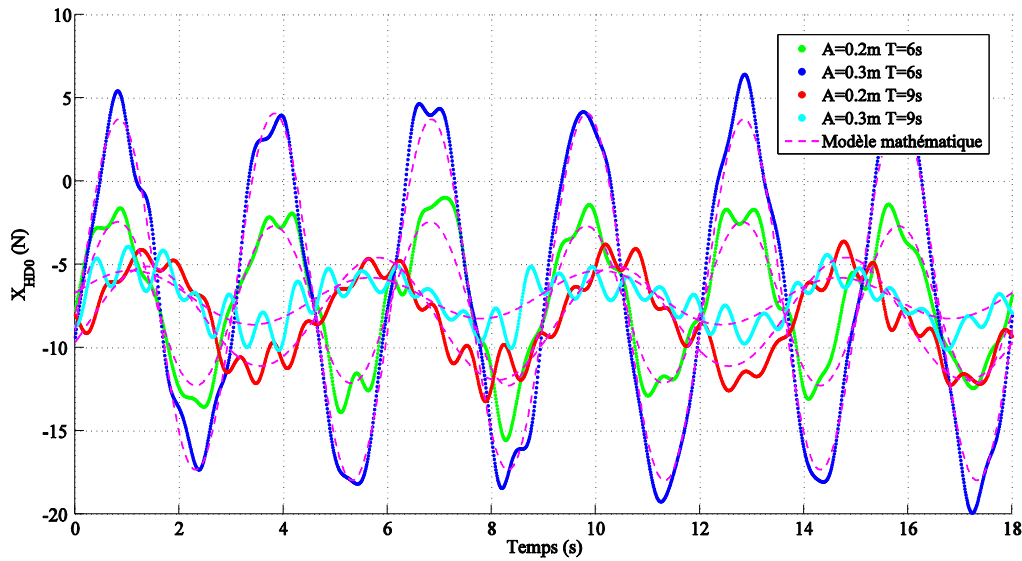


Figure 79 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD0} ($U_C=1.126m/s$)

Dans la direction du cavement, on constate que la variation de l'effort se fait à une pulsation double de celle du mouvement. En effet, dans ce type d'essai, la vitesse du chariot est constante, par conséquent, la vitesse de cavement u de la maquette varie avec l'angle de lacet ψ . Le modèle mathématique parvient à prédire assez fidèlement les variations de la résistance X_{HD0} en termes de phases et d'amplitudes pour les différents cas de lacet étudiés.

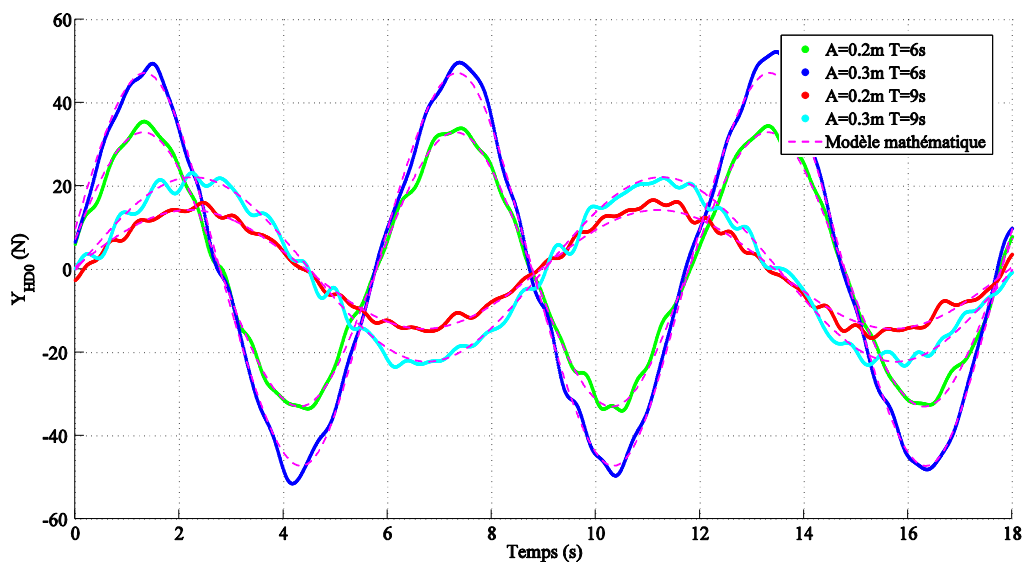


Figure 80 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD0} ($U_C=1.126m/s$)

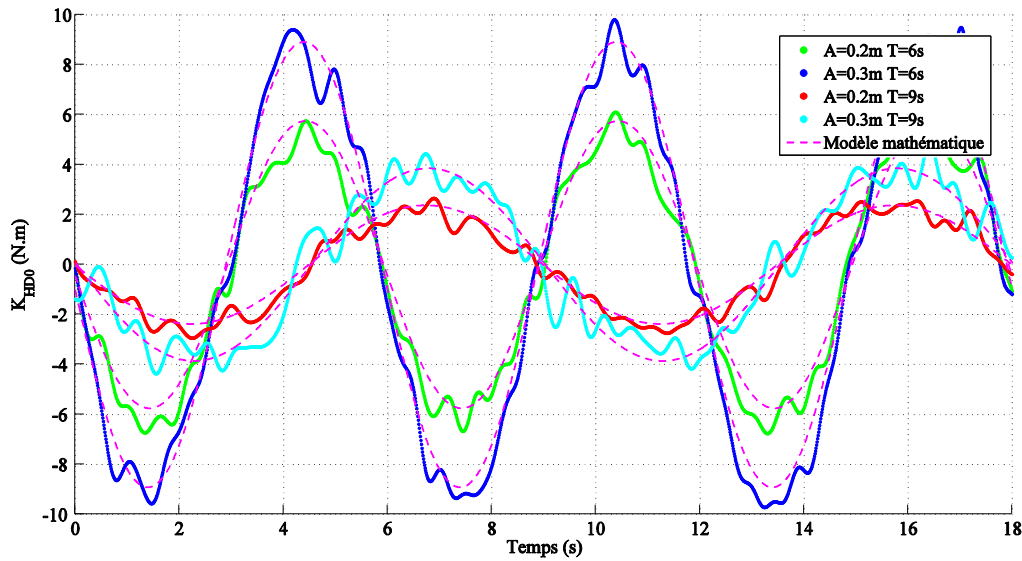


Figure 81 - Évolution temporelle du moment de roulis K_{HD0} ($U_c=1.126\text{m/s}$)

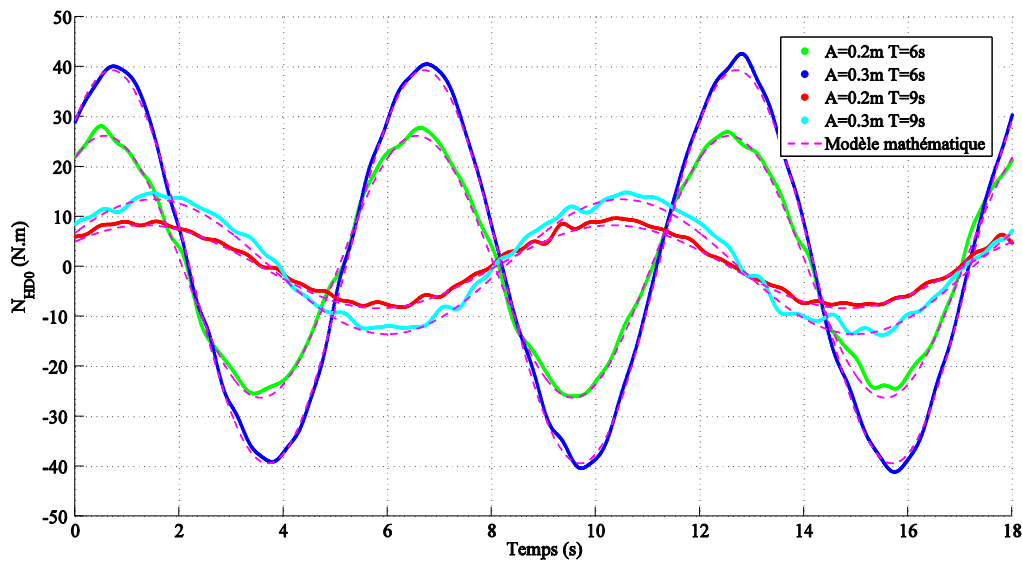


Figure 82 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD0} ($U_c=1.126\text{m/s}$)

Après identification des dérivées hydrodynamiques, les résultats obtenus par le modèle mathématique sont satisfaisants. Le modèle en eau calme établi constitue ainsi la base du modèle mathématique de comportement du navire par mer de l'arrière.

Les valeurs dimensionnelles des coefficients hydrodynamiques en eau calme identifiés à partir des essais en modèle semi-captifs sont données dans le tableau 18 ci-dessous.

Tableau 18 - Valeurs dimensionnelles des coefficients hydrodynamiques en eau calme

$X_{\dot{u}}$ (kg)	-30.22	$Y_{\dot{v}}$ (kg)	-167.13	$K_{\dot{v}}$ (kg.m)	-55.56	$N_{\dot{v}}$ (kg.m)	22.12
X_{u0} (kg/s)	-7.37	$Y_{\dot{r}}$ (kg.m)	-0.37	$K_{\dot{r}}$ (kg.m ²)	-11.81	$N_{\dot{r}}$ (kg.m ²)	-21.34
X_{uu0} (kg/m)	32.75	Y_v (kg/s)	35.12	K_v (kg.m/s)	-23.09	N_v (kg.m/s)	93.1
X_{uuu0} (kg.s/m ²)	-87.87	Y_{vv} (kg/m)	-1015.58	K_{vv} (kg)	-74.71	N_{vv} (kg)	-281.16
X_v (kg/s)	-8.91	Y_{vvv} (kg.s/m ²)	703.09	K_r (kg.m ² /s)	40.64	N_r (kg.m ² /s)	-160.7
X_{vv} (kg/m)	11.68	Y_r (kg.m/s)	241.18	K_{rr} (kg.m ²)	16.95	N_{rr} (kg.m ²)	-117.32
X_{rr} (kg.m)	44.42	Y_{rr} (kg.m)	115.44	K_{uv} (kg)	-24.61	N_{uv} (kg)	-102.82
X_{uv} (kg/m)	11.56	Y_{uv} (kg/m)	-139.57				

1.2 Résultats des essais sur houle en modèle semi-captif

L'analyse des résultats des essais sur houle régulière en modèle semi-captif avec pilonnement, tangage et roulis libre, permet d'établir l'hypothèse que les effets de la houle sur les composantes de l'effort hydrodynamique de l'eau sur la carène peuvent être modélisés comme la superposition du modèle mathématique en eau calme et d'un modèle de houle dépendant des caractéristiques de la houle incidente et de la pulsation de rencontre.

Ainsi, le modèle mathématique est dans un premier temps défini pour le comportement du navire en condition de surf-riding à gisement nul, puis est adaptés aux conditions instantanées de gisement et de pulsation de rencontre à l'aide des fonctions non-linéaires présentées au paragraphe IV.7 de la partie théorique de ce manuscrit.

1.2.1 Chargements hydrodynamiques sur l'hélice

Lors des essais en conditions de surf-riding à pulsation de rencontre nulle, le couplemètre de l'arbre d'hélice permet de mesurer les variations de poussée liées à la position relative du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague.

La figure 83 montre que pour une même vitesse de rotation de l'hélice, le navire se trouvant en creux ou sur la pente arrière de la vague subira une poussée plus importante que s'il se trouve en crête ou sur la pente avant de la vague. Ce phénomène indique que la poussée de l'hélice est influencée par la vitesse relative de l'écoulement qu'elle rencontre.

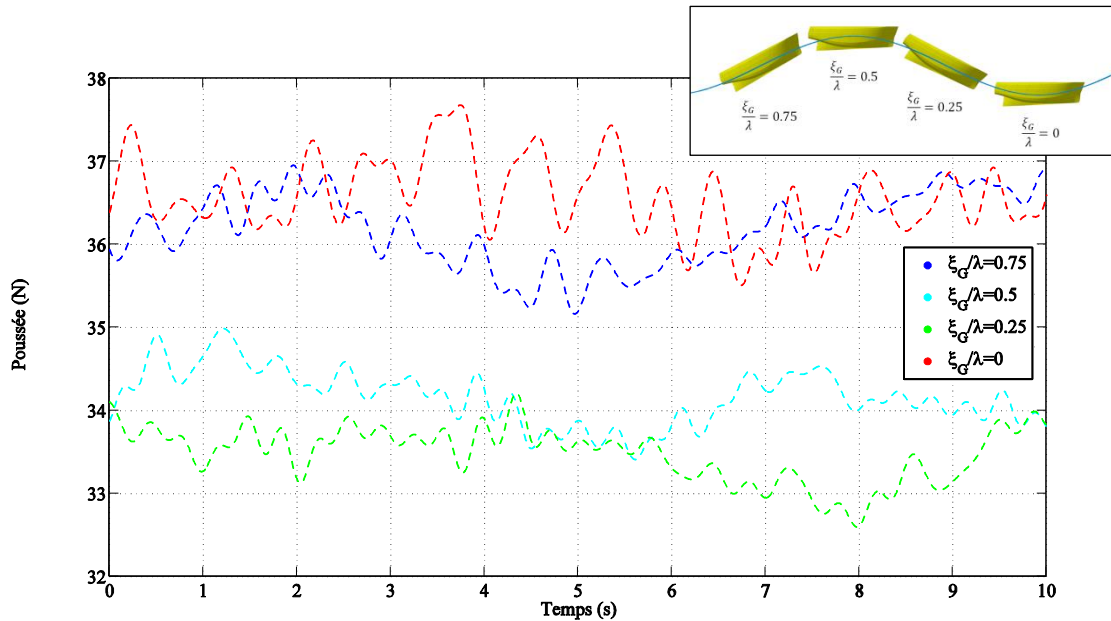


Figure 83 - Évolution de la poussée de l'hélice, $N=1100\text{tr/min}$, $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$

Pour ces caractéristiques de vague, i.e. $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$, lorsque le centre de gravité du navire est situé au creux de la vague, alors l'hélice se trouve proche de la crête de la vague. La vitesse relative du fluide par rapport à l'hélice est plus faible, par conséquent la poussée de l'hélice augmente. Le phénomène inverse apparaît lorsque le navire se trouve au niveau de la crête de la vague avec son hélice proche du creux. Bien que la forme de l'écoulement incident perçu par l'hélice soit dominée par l'interaction du fluide avec la carène, ces résultats montrent que les vitesses orbitales des particules fluides ont aussi une influence sur la poussée et donc sur l'efficacité de l'hélice.

1.2.2 Résultats des essais stationnaires sur houle

Dans les essais stationnaires sur houle, on distingue trois types d'essais : les essais de traction droite à pulsation de rencontre nulle, i.e. $\omega_e = 0 \text{ rad/s}$, les essais de traction droite à pulsation de rencontre fixée et les essais de dérive à pulsation de rencontre nulle.

Les résultats des essais de traction droite à pulsation de rencontre nulle permettent d'établir un modèle mathématique de houle dépendant des paramètres suivants :

- Cambrure de la houle H/λ .
- Ratio entre la longueur d'onde de la houle et la longueur de flottaison du navire λ/L_{wl} .
- Position relative adimensionnelle du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ définie telle que $\xi_G/\lambda = 0$ au creux de la vague et $\xi_G/\lambda = 0.5$ en crête de vague.

1.2.2.a Essais de traction droite à pulsation de rencontre nulle

La figure 84 permet de comparer les résultats du modèle mathématique aux résultats expérimentaux pour la résistance à l'avancement X_{HD} .

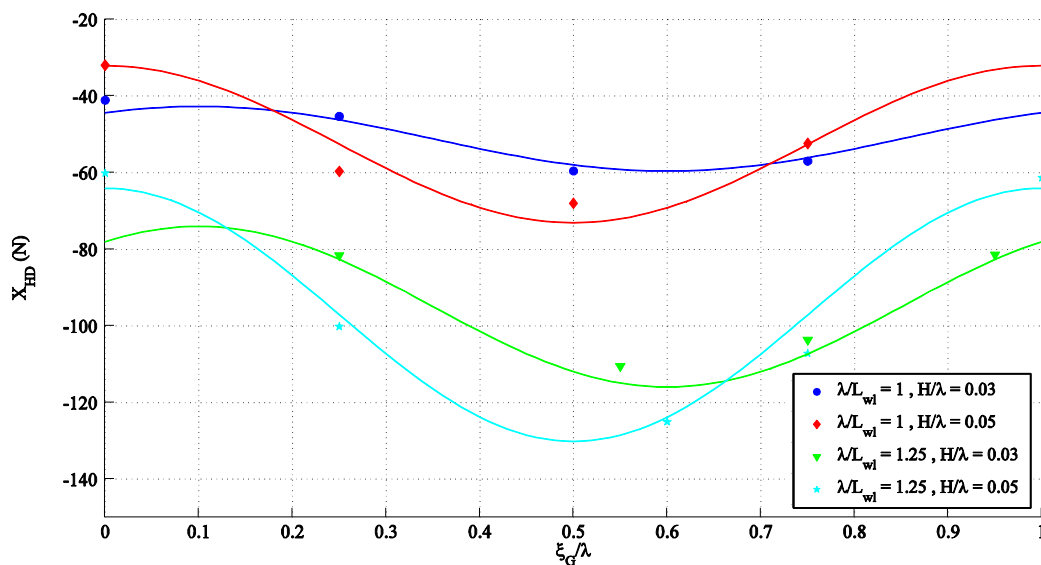


Figure 84 - Résistance à l'avancement en conditions de surf-riding, $\chi = 0^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Sur cette figure, chaque marqueur est une mesure expérimentale obtenue par un essai où le chariot de traction parcourt toute la longueur du bassin de traction. Par conséquent, l'identification du modèle de houle en traction droite pour quatre configurations de houle requiert au moins la réalisation de vingt essais.

Dans les différentes conditions de houle testées, les résultats montrent qu'en situation de surf-riding, si le centre de gravité du navire est situé au niveau du creux de la vague, alors la

résistance X_{HD} agissant sur la coque est plus faible que la résistance totale rencontrée lors d'une navigation sur la crête. Une explication à ce phénomène vient de l'action de la vague sur les formes arrières du navire qui tend à le propulser vers l'avant lorsque son centre de gravité est positionné au niveau du creux de la vague. Par conséquent, en supposant une poussée d'hélice constante, le navire aura tendance à accélérer lorsqu'il se situe en creux de vague. Dans la littérature, ce type de phénomène correspond à un état stable de surf-riding.

1.2.2.b Essais de traction droite à pulsations de rencontre non nulles

Les essais de traction droite à pulsation de rencontre fixée permettent de mesurer l'influence de la pulsation de rencontre sur la moyenne, l'amplitude et la phase des signaux d'efforts à pulsation de rencontre nulle. L'analyse de ces résultats expérimentaux a permis d'inclure la pulsation de rencontre comme une variable du modèle mathématique.

En choisissant d'extraire du signal continu les valeurs à $\xi_G/\lambda = \{0; 0.25; 0.5; 0.75; 1\}$, la figure 85 montre les variations de la résistance à l'avancement X_{HD} en fonction de la position du centre de gravité du navire par rapport au creux de vague et de la pulsation de rencontre.

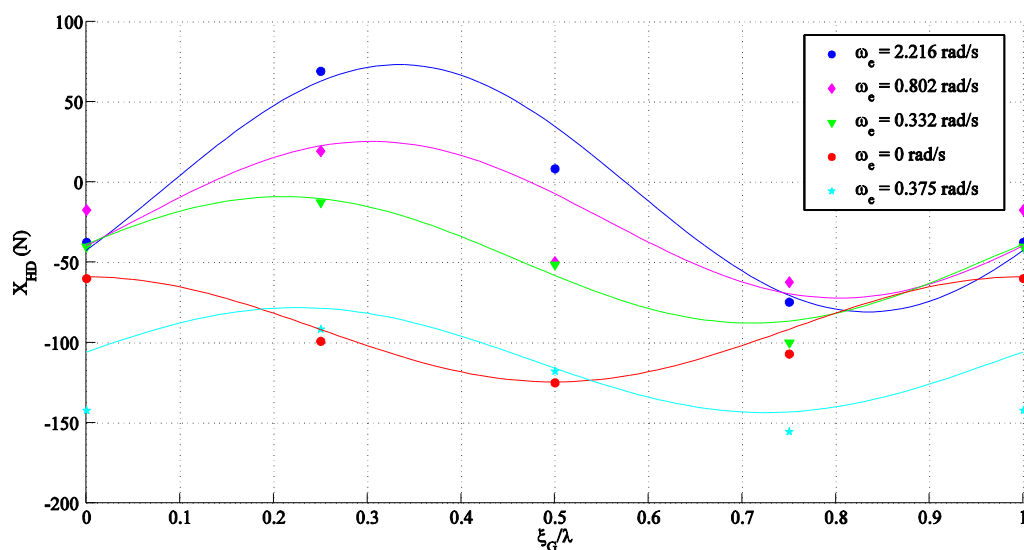


Figure 85 - Résistance à l'avancement X_{HD} pour différentes pulsations de rencontre, $\chi = 0^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Ces essais de traction droite sur houle avec pulsation de rencontre fixée permettent d'identifier les coefficients des fonctions non-linéaires $f_A(\omega_e)$, $f_\varphi(\omega_e)$ et $f_{Off}(\omega_e)$ du modèle mathématique présenté au paragraphe IV.7 de la partie théorique.

1.2.2.c Essais de traction oblique pour un gisement χ de 4 degrés

L'identification des coefficients du modèle mathématique permettant la prise en compte des effets du gisement χ se fait à partir des résultats des essais de dérive en condition de surf-riding à pulsation de rencontre nulle. Dans un premier temps, les essais sont réalisés avec un gisement de 4 degrés, correspondant à l'angle entre l'axe longitudinal du navire et la direction de propagation de la houle. On cherche alors à mesurer l'influence du gisement sur l'amplitude et la moyenne des signaux d'efforts. On cherche aussi à vérifier la présence du phénomène de variation de la résistance à l'avancement entre le creux et la crête de la vague et à vérifier la périodicité des signaux par rapport à la position relative du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague.

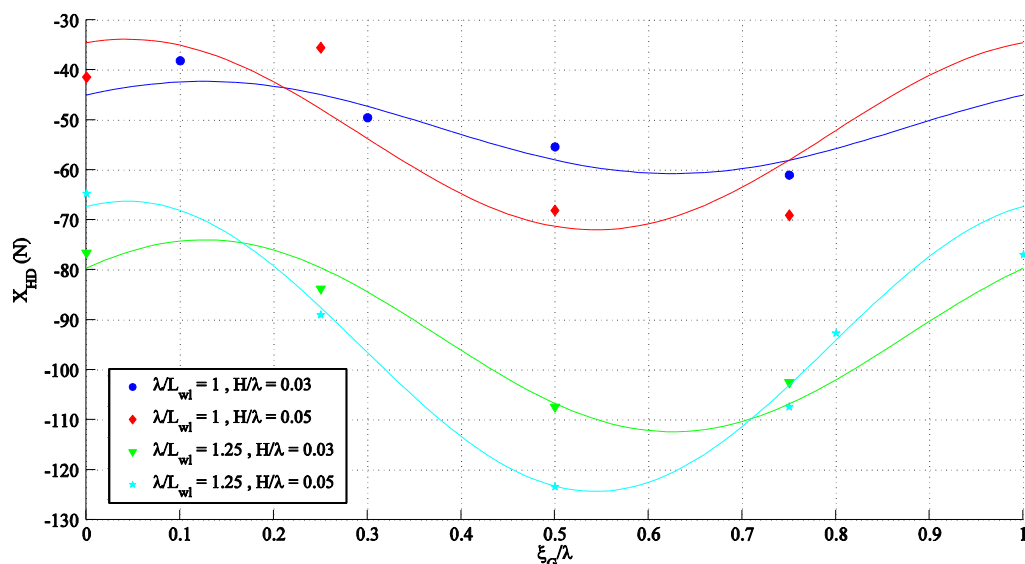


Figure 86 - Résistance à l'avancement X_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 4^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

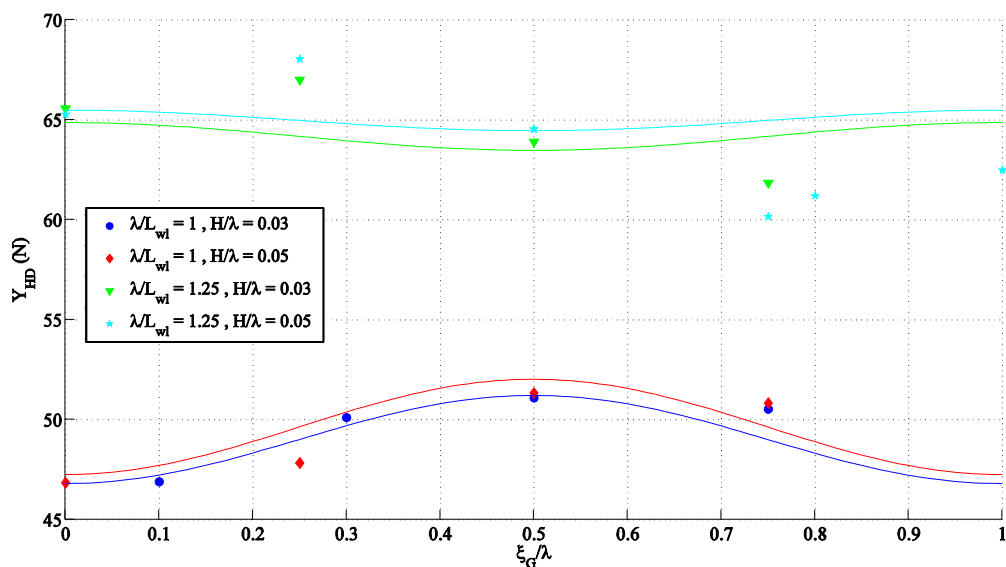


Figure 87 - Force en embarquée Y_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 4^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

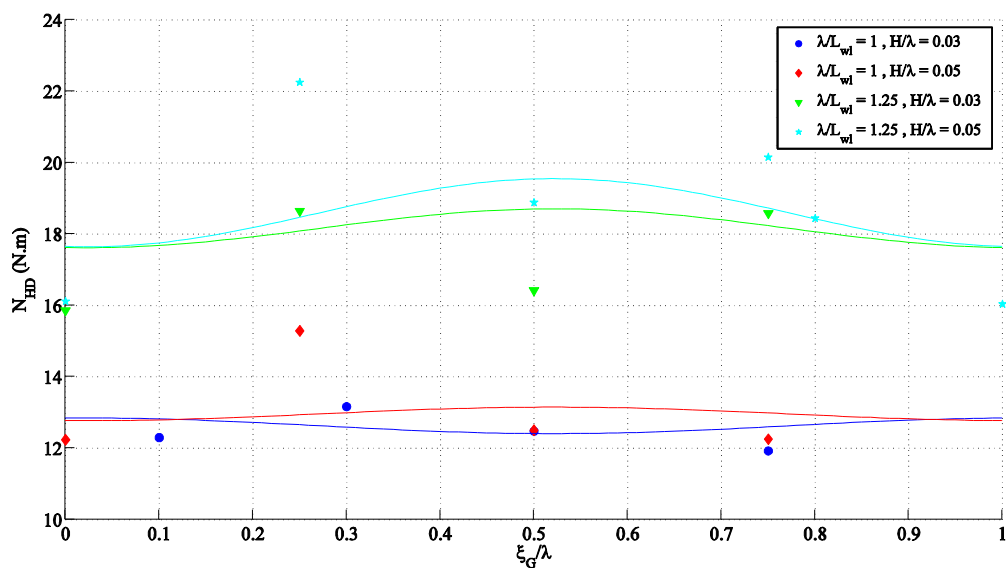


Figure 88 - Moment de lacet N_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 4^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Le modèle de houle du modèle mathématique du comportement du navire par mer de l'arrière est un modèle à trois degrés de liberté. En effet, lors des essais en modèle semi-captifs la maquette est libre en pilonnement, tangage et roulis, par conséquent, le moment en roulis

n'est pas mesuré. Les variations d'efforts liées à la présence de la houle ne sont modélisées que pour les degrés de liberté en cavalement, embardée et lacet. Sur les autres degrés de liberté, l'effet de la houle est calculé numériquement comme la superposition des efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov non-linéaires.

1.2.2.d Essais de traction oblique pour un gisement χ de 8 degrés

Toujours dans l'optique d'évaluer l'influence du gisement du navire sur les mesures d'efforts effectuées, des essais avec un gisement de 8 degrés sont réalisés. Les comparaisons des résultats expérimentaux et des résultats du modèle mathématique sont rapportés sur les figures 89 à 91.

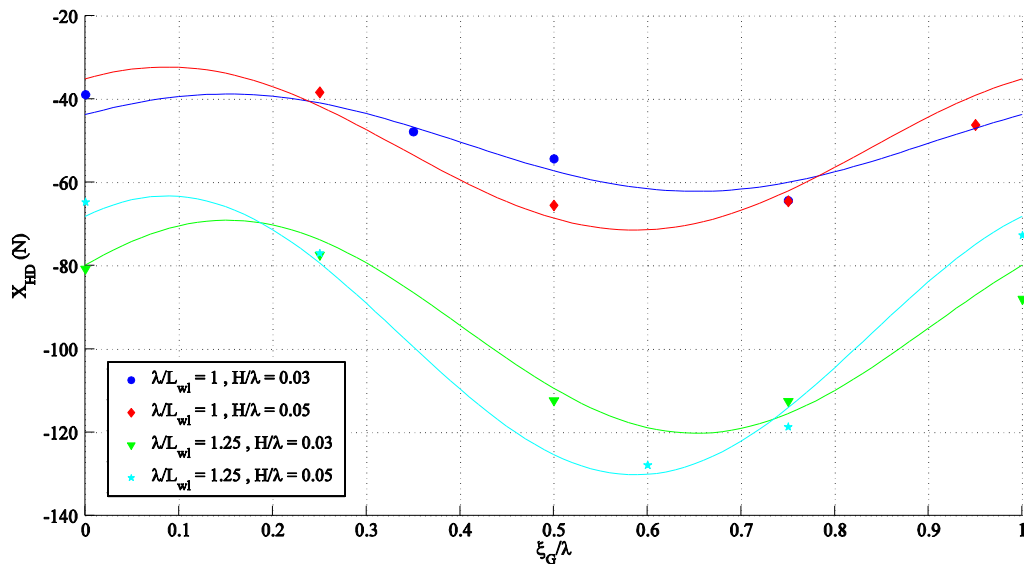


Figure 89 - Résistance à l'avancement X_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 8^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

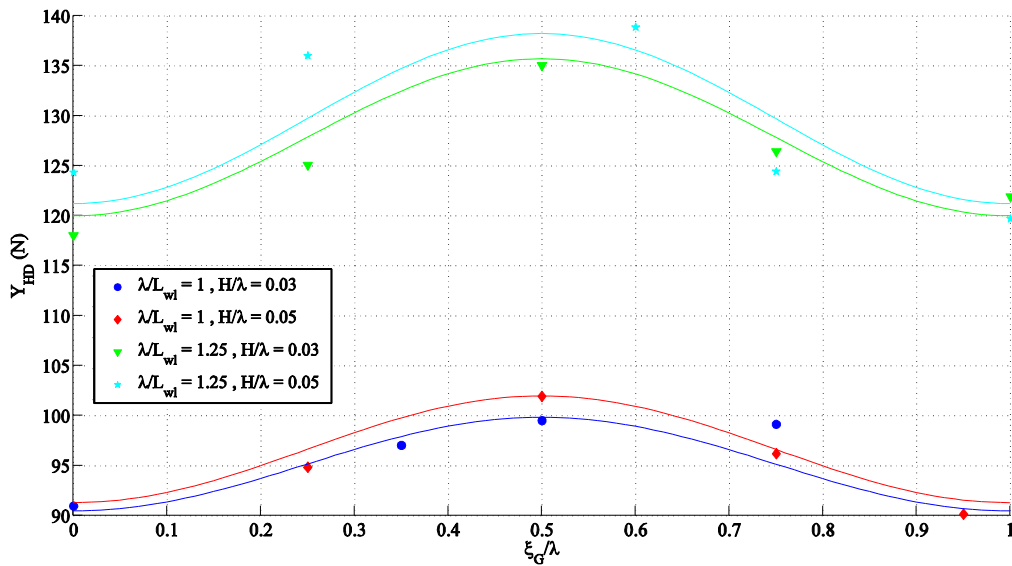


Figure 90 - Force en emardée Y_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 8^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

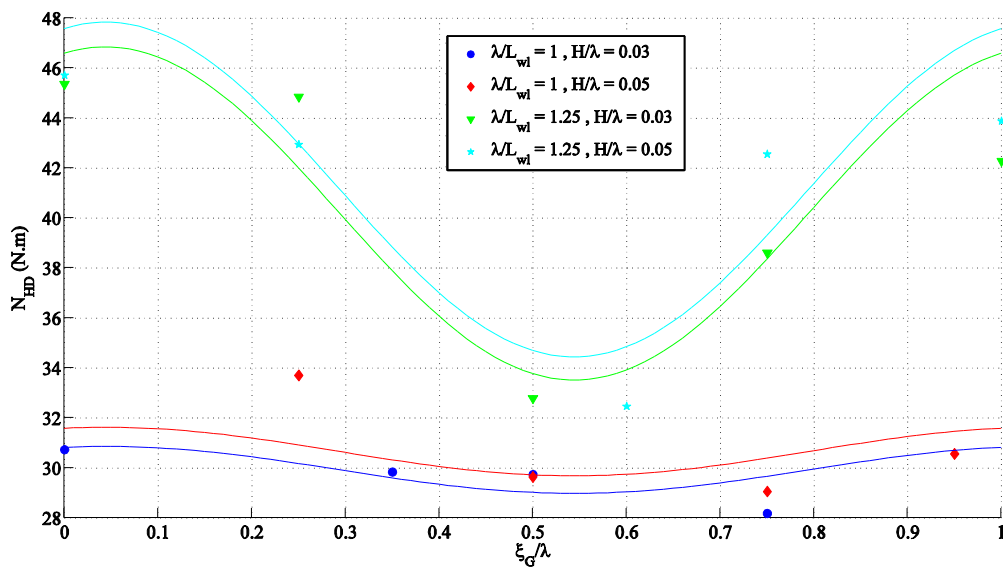


Figure 91 - Moment de lacet N_{HD} en conditions de surf-riding, $\chi = 8^\circ$
(Lignes continues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Les essais de dérive pure en condition de surf-riding à pulsation de rencontre nulle montrent que les variations harmoniques liées à la position du navire sont aussi mesurées sur les efforts en emardée et en lacet.

Malgré le nombre de mesures expérimentales limité par la disponibilité du bassin de traction, le modèle mathématique établi permet de relativement bien prédire les fluctuations des efforts. On constate toutefois une certaine variabilité du modèle dans la prédiction des variations des efforts dans le cas de faibles gisements pour des vagues très cambrées.

1.2.3 Résultats des essais harmoniques sur houle

Les essais harmoniques sur houle régulière à pulsation de rencontre nulle sont réalisés pour étudier l'influence de la houle sur les valeurs des coefficients hydrodynamiques du modèle mathématique. Tout comme pour les essais en eau calme, des essais d'embardee pure et de lacet pur sont menés pour différentes longueurs d'onde et cambrures de houle.

1.2.3.a Essais d'embardee pure

Les résultats des essais d'embardee pure pour une amplitude de mouvement de 0.3 mètres et une période de 9 secondes sont présentés ci-dessous. Les résultats des figures 92 à 94 présentent l'évolution temporelle des efforts pour une cambrure H/λ de 0.03 et un ratio entre la longueur d'onde de la houle et la longueur de flottaison du navire λ/L_{wl} de 1.

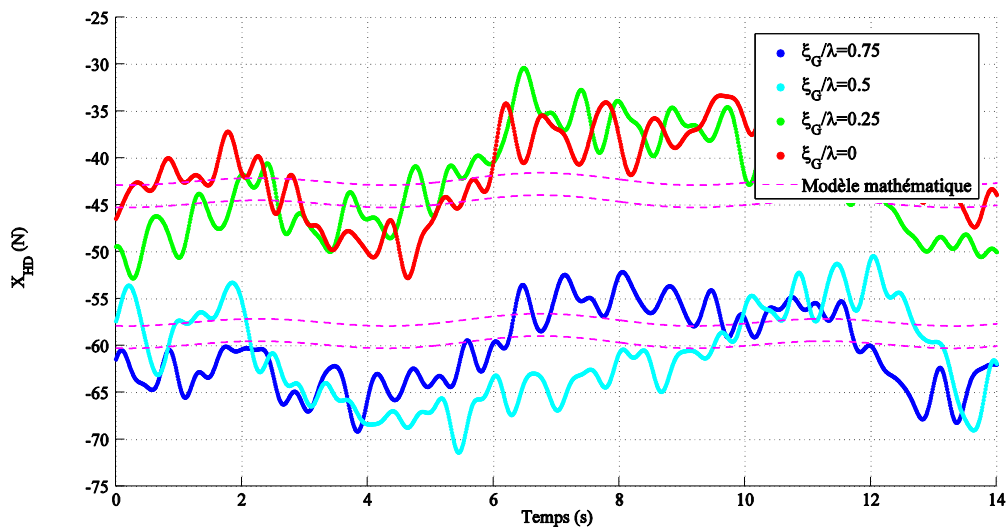


Figure 92 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Sur la figure 92, le modèle semble moins bon que sur les figures 93 et 94. Cependant, les variations de la résistance X_{HD} restent faibles.

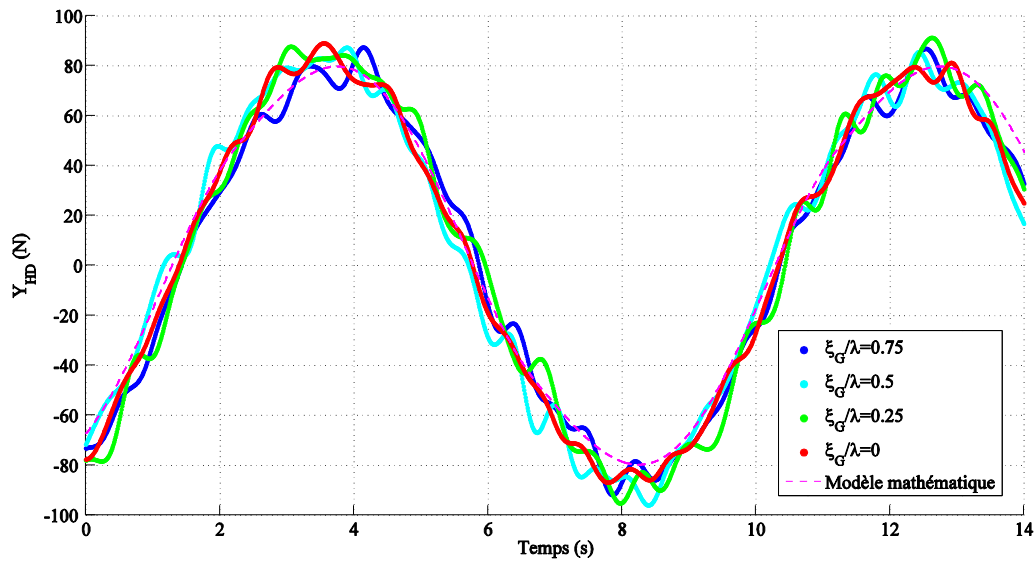


Figure 93 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

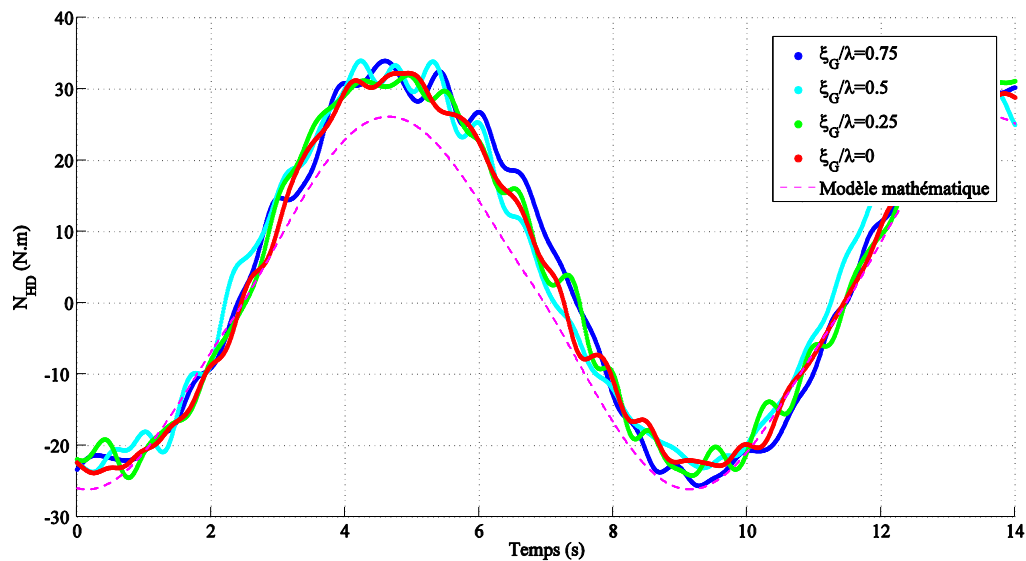


Figure 94 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1$ et $H/\lambda = 0.03$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Les résultats des figures 95 à 97 présentent l'évolution temporelle des efforts pour une cambrure H/λ de 0.05 et un ratio entre la longueur d'onde de la houle et la longueur de

flottaison du navire λ/L_{wl} de 1.25. L'amplitude du mouvement est de 0.3 mètres pour une période de 9 secondes.

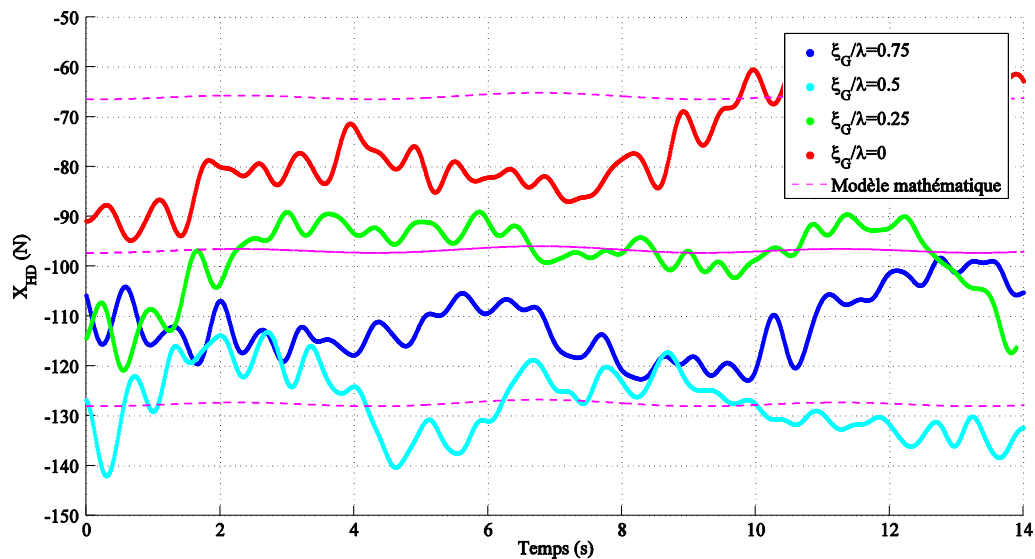


Figure 95 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

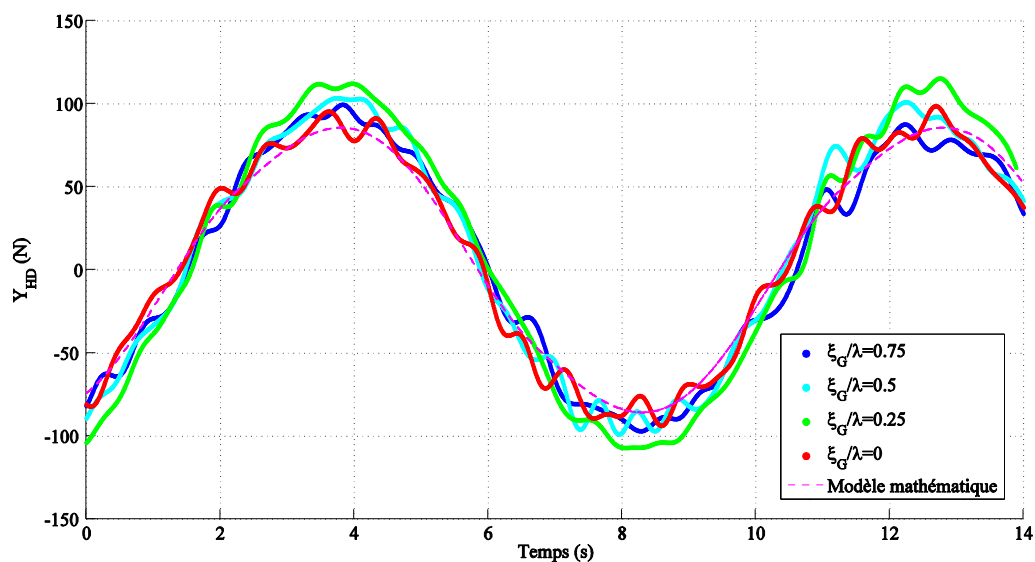


Figure 96 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

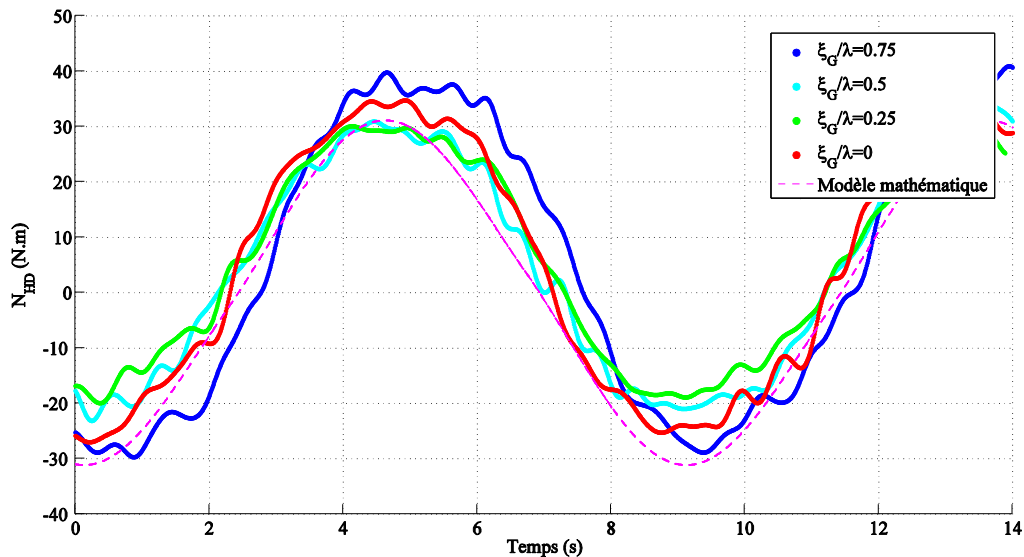


Figure 97 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

L'analyse des résultats des essais d'embarquée pure sur houle à gisement nul montrent que les efforts hydrodynamiques mesurés dans les directions de l'embarquée et du lacet ne dépendent que très peu de la présence de la houle. Cette hypothèse est soutenue par le fait que les résultats n'impliquent aucune modification des dérivées hydrodynamiques $Y_{\dot{v}}$ et $N_{\dot{v}}$ déterminées lors des essais d'embarquée pure sur eau calme.

Pour les deux cas de houle présentés précédemment, le modèle mathématique défini lors des essais de traction droite en condition de surf-riding sur houle régulière permet de modéliser la dépendance de la moyenne de la résistance à l'avancement X_{HD} en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de vague. Toutefois, les variations du signal à haute fréquence autour de la moyenne ne sont pas prises en compte par le modèle.

On constate que les mesures expérimentales contiennent des fluctuations plus importantes que pour les mêmes essais harmoniques en eau calme. Ceci peut être dû au fait que la vitesse de cavement u n'est pas parfaitement constante puisque exprimée dans le repère lié à la maquette et par conséquent soumise aux variations de l'assiette.

1.2.3.b Essais de lacet pur

Les essais de lacet pur sur houle régulière en modèle semi-captif sont présentés sur les figures 98 à 100 pour une houle de cambrure H/λ de 0.05 et une longueur d'onde égale à 1.25 fois la

longueur entre perpendiculaires du navire. L'amplitude du mouvement est de 0.3 mètres pour une période de 9 secondes et une amplitude de gisement de 6 degrés.

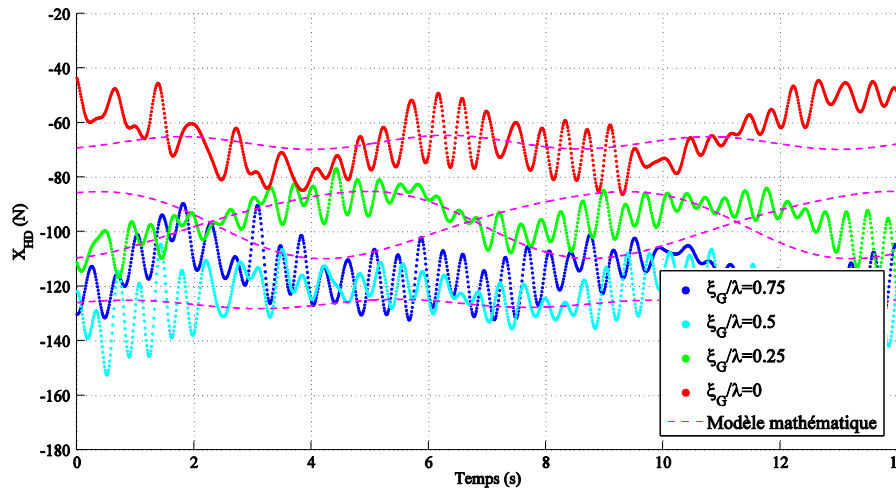


Figure 98 - Évolution temporelle de la résistance X_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

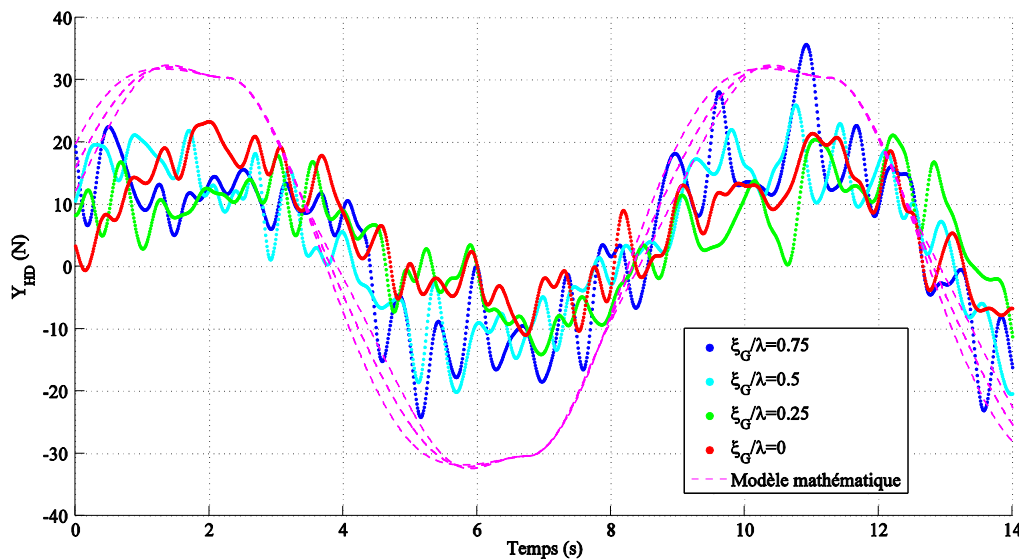


Figure 99 - Évolution temporelle de la force en embardée Y_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Au regard de la figure 99, les écarts relevés peuvent provenir d'un effet de la gîte ou d'un problème de couplage dans le modèle mathématique. L'ajout d'une dépendance des

coefficients hydrodynamiques aux caractéristiques de la houle et au gisement du navire pourrait être une piste pour résoudre ce problème.

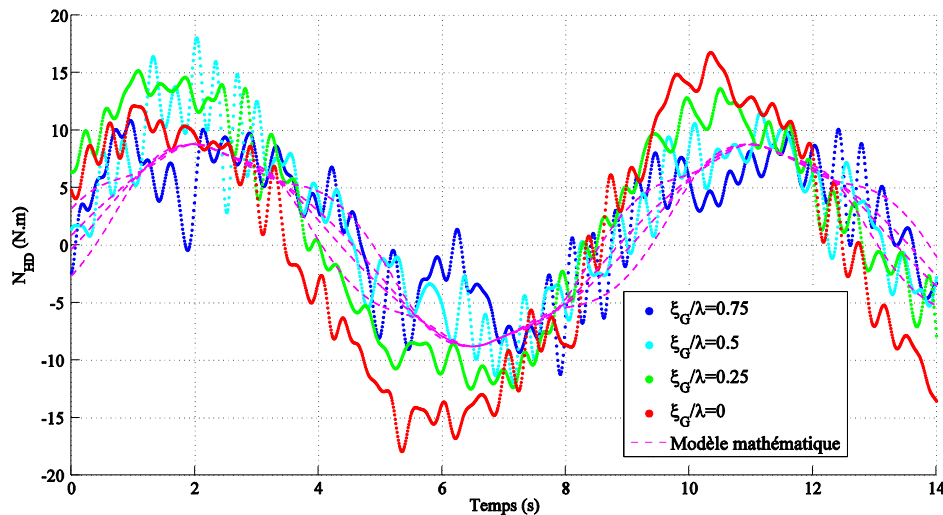


Figure 100 - Évolution temporelle du moment de lacet N_{HD} , $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Lignes discontinues : modèle mathématique, marqueurs : résultats expérimentaux)

Dans le cas des essais de lacet pur, le modèle mathématique semble relativement bien adapté à la modélisation des variations de la résistance à l'avancement et du moment de lacet. Cependant, l'effort en embardée semble dépendre de l'évolution du gisement et du couplage entre les mouvements de lacet et d'embardée. De plus lors de ces essais de lacet pur à pulsation de rencontre nul, la variation de la surface mouillée en fonction du gisement peut influencer la valeur de la force en embardée.

A l'exception de la résistance X_{HD} et de l'effort Y_{HD} en lacet pur, la position de la maquette par rapport au creux de vague ne semble pas affecter la valeur des dérivées hydrodynamiques du modèle en embardée et en lacet.

1.3 Conclusion partielle

Au regard des résultats obtenus lors des essais en modèle semi-captif un modèle mathématique de comportement du navire à quatre degrés de liberté a été établi.

Le modèle en eau calme inclue les effets de la gîte et de l'assiette sur les valeurs des dérivées hydrodynamiques.

L'analyse des mesures réalisées lors des essais sur houle régulière a permis d'identifier les coefficients linéaires, non-linéaires et de couplage du modèle de houle à trois degrés de

liberté. En outre, les essais de traction droite sur houle avec pulsation de rencontre fixée ont permis d'identifier les coefficients des fonctions non-linéaires $f_A(\omega_e)$, $f_\varphi(\omega_e)$ et $f_{Off}(\omega_e)$.

Le modèle de houle dépend de la cambrure de la houle H/λ , du ratio entre la longueur d'onde de la houle et la longueur de flottaison du navire λ/L_{wl} , de la position relative adimensionnelle du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ et de la pulsation de rencontre ω_e .

Le domaine de validité qui lui est associé est limité à des longueurs d'onde allant jusqu'à 1.25 fois la longueur du navire, une cambrure de houle allant jusqu'à 0.05 et un gisement compris entre -8 et 8 degrés. En dehors de ce domaine, une extrapolation des résultats est effectuée numériquement.

Malgré le nombre de mesures expérimentales limité par la disponibilité du bassin de traction, le modèle mathématique établi permet de relativement bien prédire les fluctuations des efforts.

On constate toutefois une certaine variabilité du modèle dans la prédiction des variations des efforts dans le cas de faibles gisements pour des vagues très cambrées. En effet, lors des essais harmoniques sur houle, les signaux expérimentaux présentent des oscillations dont la fréquence est supérieure à celle du mouvement de l'hexapode. Ces oscillations ne sont pas prédites par le modèle mathématique.

II. Validation du modèle mathématique

Dans cette section, les résultats théoriques obtenus à l'aide du modèle mathématique développé au cours de ces travaux de thèse sont comparés aux mesures réalisées lors des essais en modèle libre. Ces essais ont deux rôles importants : la validation de modèles mathématiques et la vérification expérimentale du comportement du navire.

II.1 Résultats théoriques et expérimentaux en eau calme

En eau calme, on cherche à valider le modèle mathématique ainsi que la partie numérique du code de calcul pour les phases stationnaires du mouvement, mais aussi pour les phases transitoires, telles que lors de la mise en barre.

II.1.1 Essais d'extinction

Les essais d'extinction en roulis et tangage, permettent de valider les modèles d'amortissement et d'évaluer les erreurs qu'ils commettent. On cherche aussi à évaluer la

capacité du modèle mathématique à prendre en compte les couplages dans la résolution de la dynamique du navire.

La maquette est libre dans les six degrés de liberté et son inclinaison initiale est donnée par une masse ponctuelle appliquée et maintenue sur le pont supérieur. La mise en mouvement de la maquette est provoquée par le retrait rapide de la masse.

Les angles initiaux sont choisis suffisamment grands pour sortir du domaine linéaire.

II.1.1.a Extinction en roulis

La figure 101 ci-dessous est une comparaison entre les résultats du modèle mathématique et les mesures expérimentales réalisées sur la maquette dépourvue de quille antiroulis.

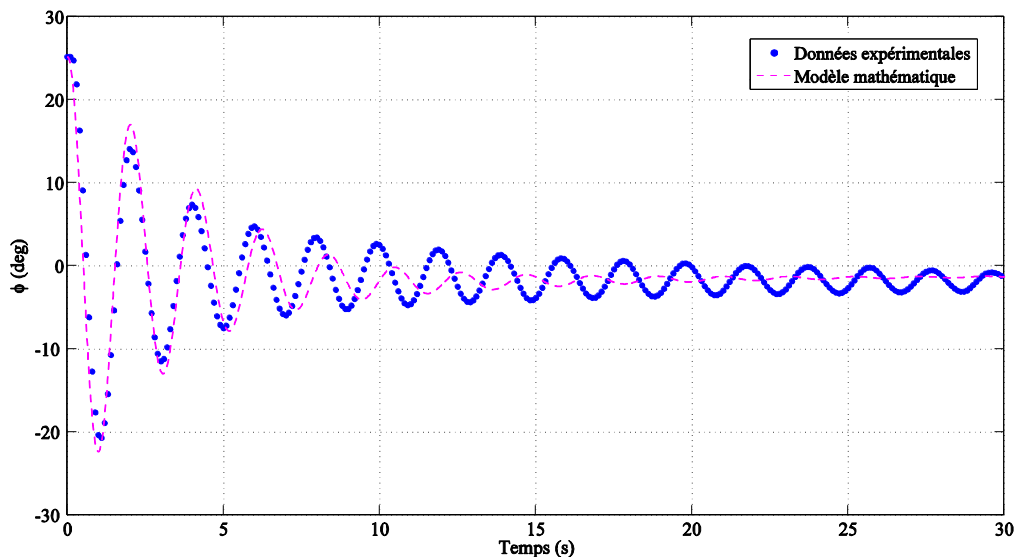


Figure 101 - Essai d'extinction en roulis

Cet essai d'extinction en roulis montre que le modèle mathématique tend à surestimer l'amortissement en roulis, ce qui implique entre autre la présence d'une pseudo-période sur le signal théorique lorsque l'amplitude des oscillations diminue.

II.1.1.b Extinction en tangage

Pour le mouvement de tangage, la comparaison entre les résultats du modèle mathématique et les résultats expérimentaux est donnée sur la figure 102.

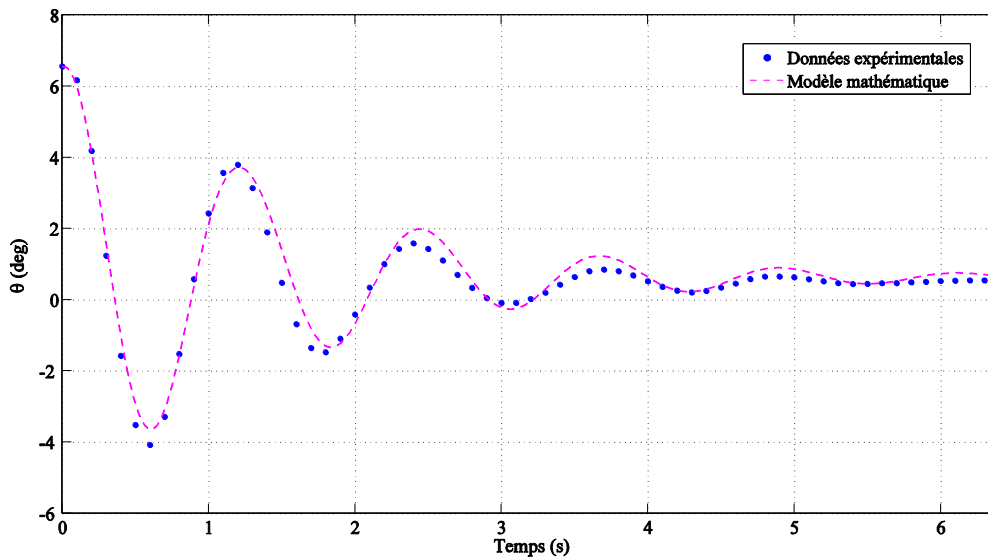


Figure 102 - Essai d'extinction en tangage

En tangage, la durée d'observation du signal est plus faible que pour le roulis et le modèle mathématique semble bien corrélé avec les résultats expérimentaux en termes de phase et d'amplitude.

II.1.1.c Extinction d'un mouvement couplé de roulis et tangage

Afin d'évaluer la prise en compte des couplages dans le modèle mathématique, un essai d'extinction à gîte initiale et assiette initiale non nulles est réalisé.

De manière similaire aux essais d'extinction en roulis et en tangage, la maquette est libre dans les six degrés de liberté et son attitude initiale est donnée par une masse ponctuelle appliquée et maintenue sur le pont supérieur. La mise en mouvement est provoquée par le retrait de la masse.

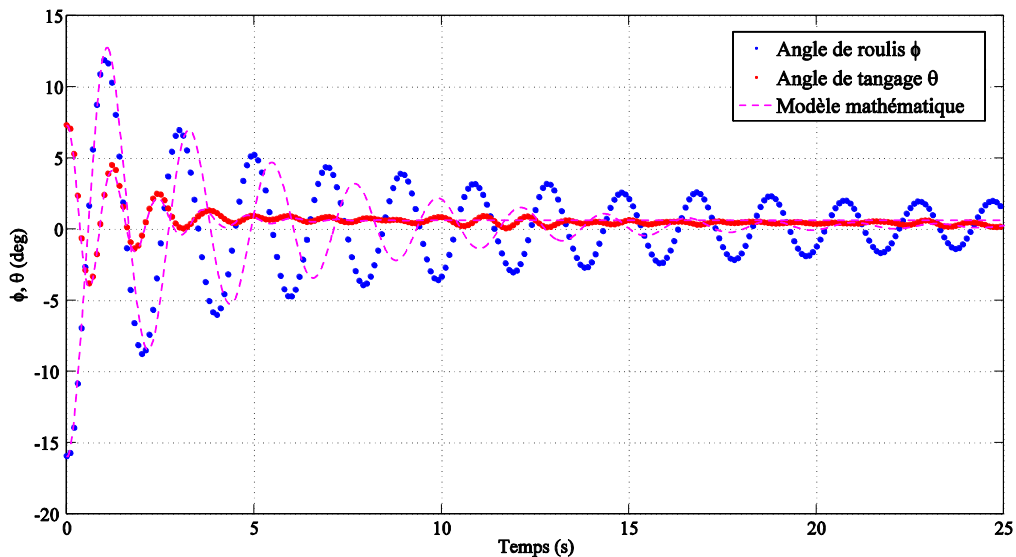


Figure 103 - Essai d'extinction en roulis-tangage

On constate que le modèle mathématique a une fois de plus tendance à surestimer les effets de l'amortissement en roulis tout en respectant relativement bien les amplitudes et le déphasage entre les signaux de roulis et de tangage dans les cinq premières secondes du mouvement. En première approximation, on considère que les coefficients du modèle mathématique d'amortissement sont acceptables et peuvent être inclus dans le modèle mathématique de comportement du navire par mer de l'arrière

II.1.2 Validation des coefficients du modèle sur eau calme

Pour valider le modèle sur eau calme, les essais de giration à 35 degrés d'angle de barre sont réalisés pour des nombres de Froude de 0.25, 0.27 et 0.3. Pour évaluer la répétitivité des essais et l'incertitude sur les mesures, chaque configuration d'essai est répétée cinq fois. On remarque sur les trajectoires mesurées par trajectographie optique de la figure 104 que pour des nombres de Froude compris entre 0.25 et 0.3, les caractéristiques manœuvrières du navire ne dépendent pratiquement pas de la vitesse d'approche.

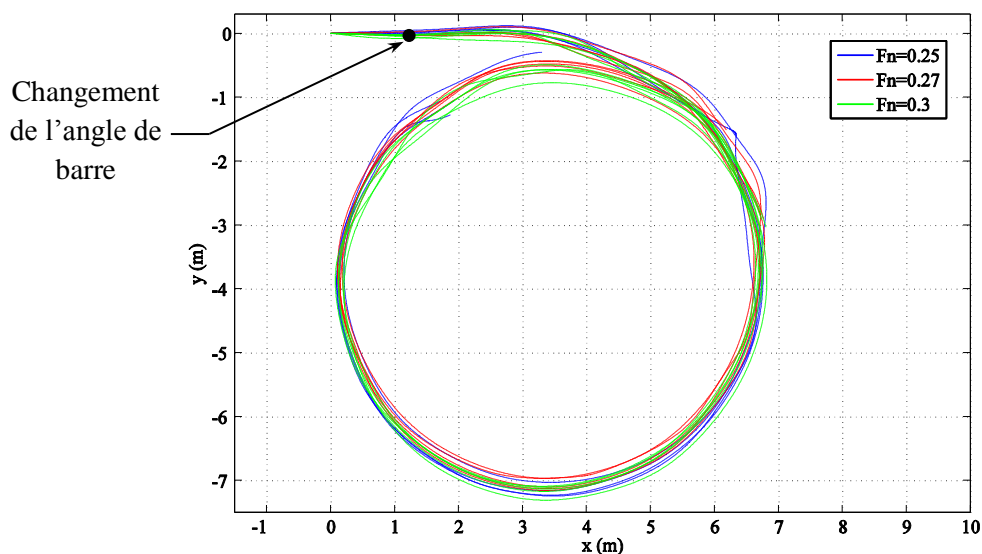


Figure 104 - Trajectoires mesurées lors des essais de giration à 35 degrés d'angle de barre

Afin d'évaluer la bonne répartition entre les coefficients linéaires et non-linéaires du modèle mathématique, on étudie l'évolution théorique du taux de giration L/R correspondant au rapport entre la longueur du navire L_{pp} et le rayon de giration R , en fonction de l'angle de barre δ_R .

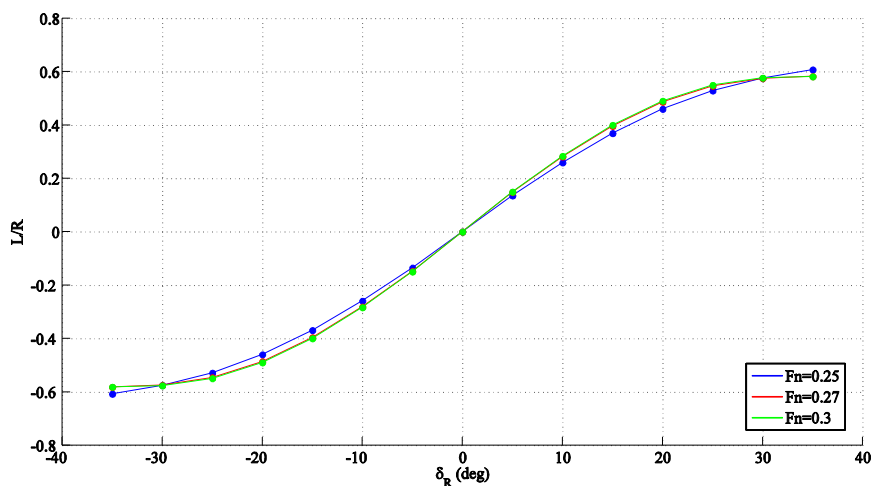


Figure 105 - Évolution numérique du taux de giration L/R en fonction de l'angle de barre δ_R

Au vu des résultats numériques présentés sur la figure 105, on constate que la vitesse d'approche avant mise en barre n'a qu'une faible influence sur le taux de giration. De plus, pour de faibles angles de barre compris entre -5° et 5° , le navire semble stable puisqu'il

n'existe qu'une unique valeur du taux de giration par angle de barre. Les caractéristiques manœuvrières du navire ne dépendent donc pas de la vitesse d'approche. Par conséquent, les coefficients hydrodynamiques du modèle mathématique semblent bien répartis.

II.1.3 Giration sur eau calme pour $F_n=0.27$

Pour étudier les phases stationnaires et transitoires de la manœuvre, les résultats du modèle mathématique sont comparés avec les mesures expérimentales en termes de trajectoires, de vitesse de cavement, de vitesse d'embarquée, de vitesse de lacet, de gîte, de poussée d'hélice, de portance et de traînée sur le safran. Puisque la vitesse d'approche n'a qu'une faible influence sur les caractéristiques manœuvrières du navire, seuls les résultats de l'essai de giration à 35 degrés d'angle de barre pour un nombre de Froude de 0.27 seront présentés. Lors des essais en bassin, la modification de l'angle de barre a été réalisée manuellement par l'opérateur. La vitesse de mise en barre du modèle mathématique est déterminée à partir de la mesure expérimentale de l'évolution de l'angle de barre.

La trajectoire de la maquette donnée par la figure 106 montre que le modèle mathématique fait une erreur de 5% sur la valeur du diamètre de giration et de 12% sur celle de l'avance.

Puisque la valeur de la vitesse de rotation en lacet r est constante, un diamètre de giration théorique supérieur implique que la résultante de vitesse théorique de la maquette soit supérieure à la résultante de vitesse des essais en modèle libre. L'identification des dérivées hydrodynamiques n'a donc pas permis de prendre en compte l'intégralité de la physique des interactions entre le fluide et la carène du navire.

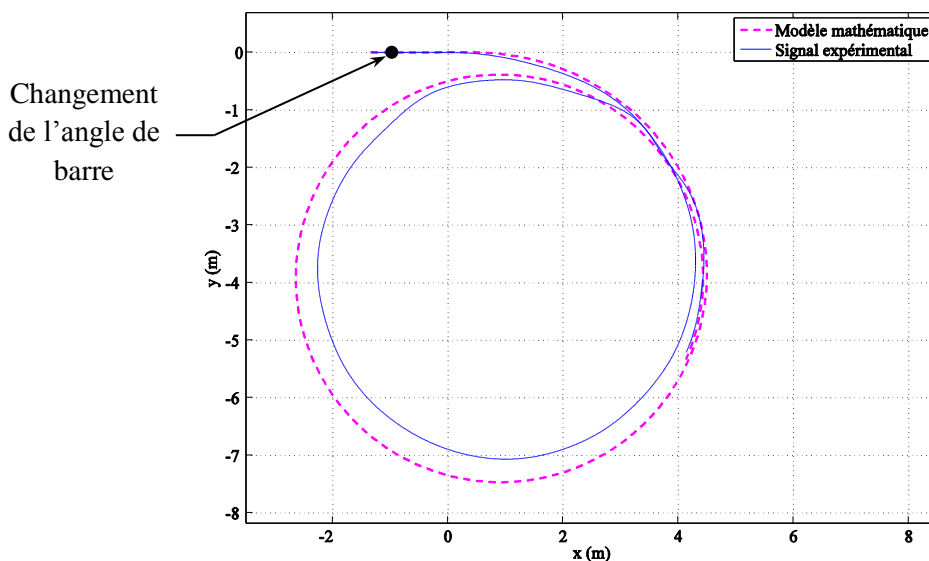


Figure 106 - Trajectoire décrite par la maquette lors d'une manœuvre de giration

La figure 107 ci-dessous présente l'évolution des composantes u et v de la vitesse de la maquette lors de la mise en barre à 0 secondes.

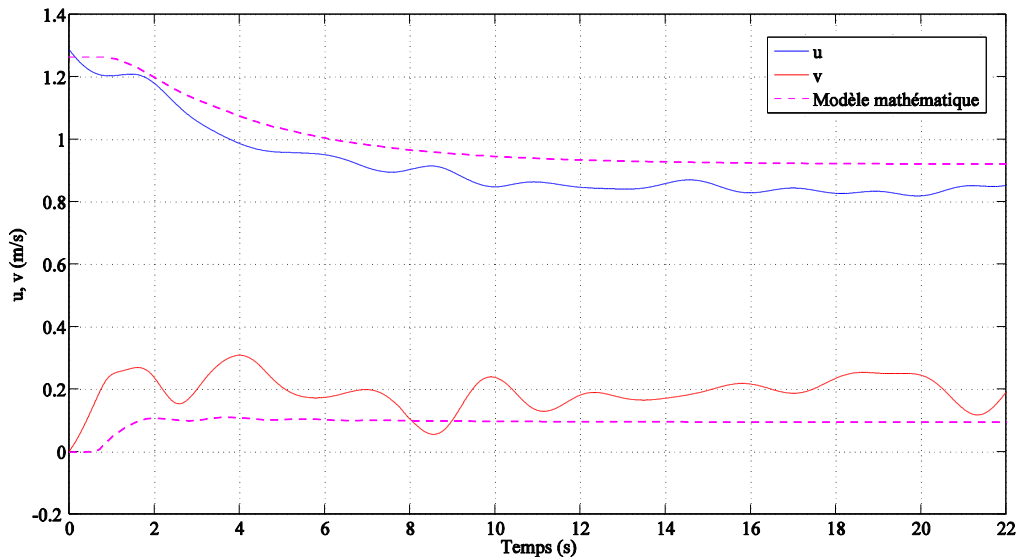


Figure 107 - Évolutions temporelles des vitesses en cavement u et en embardée v

Le ralentissement du navire lors de la manœuvre est bien pris en compte par le modèle mathématique qui modélise assez fidèlement la diminution de vitesse en cavement et l'augmentation de la vitesse en embardée. Cependant, les écarts sur les valeurs stationnaires des composantes de la vitesse implique que l'angle de dérive β soit sous-estimé par le modèle mathématique et que la résultante de vitesse V soit surestimé.

Comme le montre la figure 108, le modèle mathématique parvient relativement bien à modéliser la phase transitoire où la vitesse de lacet augmente après la mise en barre. On constate aussi la présence du dépassement de la vitesse cible aux alentours de 2.5 secondes avant que la vitesse en lacet ne devienne stationnaire et se stabilise à une valeur très proche de celle mesurée. L'erreur commise sur la valeur moyenne une fois la vitesse stabilisée est inférieure à 5%. L'erreur commise par le modèle mathématique sur la valeur du rayon de giration est donc principalement liée à la surestimation de la vitesse d'avance. L'identification de coefficients hydrodynamiques non-linéaires de couplages entre la vitesse en embardée v et la vitesse de lacet r à partir d'essais en modèle captif de lacet pur avec dérive pourrait permettre d'améliorer la modélisation du ralentissement du navire lors de la manœuvre.

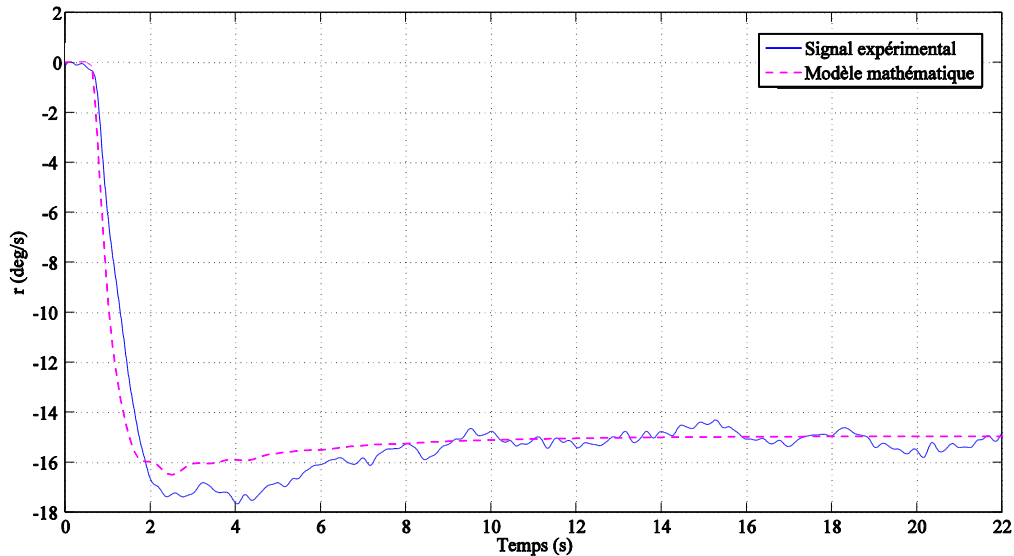


Figure 108 - Évolution temporelle de la vitesse de lacet r

Le modèle mathématique est un modèle non-linéaire à six degrés de liberté incluant les couplages entre les degrés de liberté. Par conséquent, lors de la manœuvre de giration, il est intéressant de vérifier que le modèle parvient à prendre en compte les variations de gîte associées au mouvement de lacet du navire.

La figure 109 ci-après montre que les différentes étapes du mouvement sont bien prises en compte par le modèle. Dans un premier temps, le navire salue lors de la mise en barre ce qui correspond à une gîte positive du navire vers l'intérieur du cercle de giration. Ensuite, l'angle de roulis augmente jusqu'à dépasser la valeur cible de 40% et oscille jusqu'à devenir constant. On constate que la valeur de la gîte lors de la giration stabilisée est négative, ce qui correspond à une gîte du navire vers l'extérieur de la courbe. Toutefois, après la mise en barre, le signal théorique est en avance de phase d'une demi-seconde par rapport à l'angle de gîte mesuré. De plus, le modèle ne parvient pas à bien capter la décroissance progressive à basse fréquence de l'angle de roulis avant la stabilisation. L'erreur commise sur la valeur moyenne de la gîte stabilisée est de 20%.

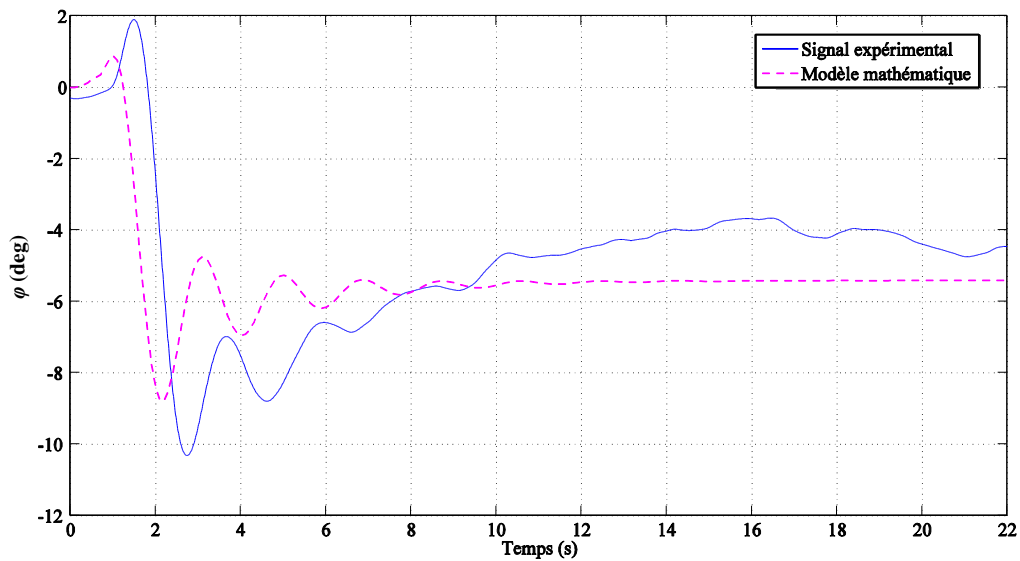


Figure 109 - Évolution temporelle de l'angle de roulis φ

Pour les essais en modèle libre, la maquette est équipée d'une mèche instrumentée permettant de mesurer la portance et la trainée générées par le safran. La comparaison entre les résultats du modèle mathématique et les mesures expérimentales sont données sur la figure 110.

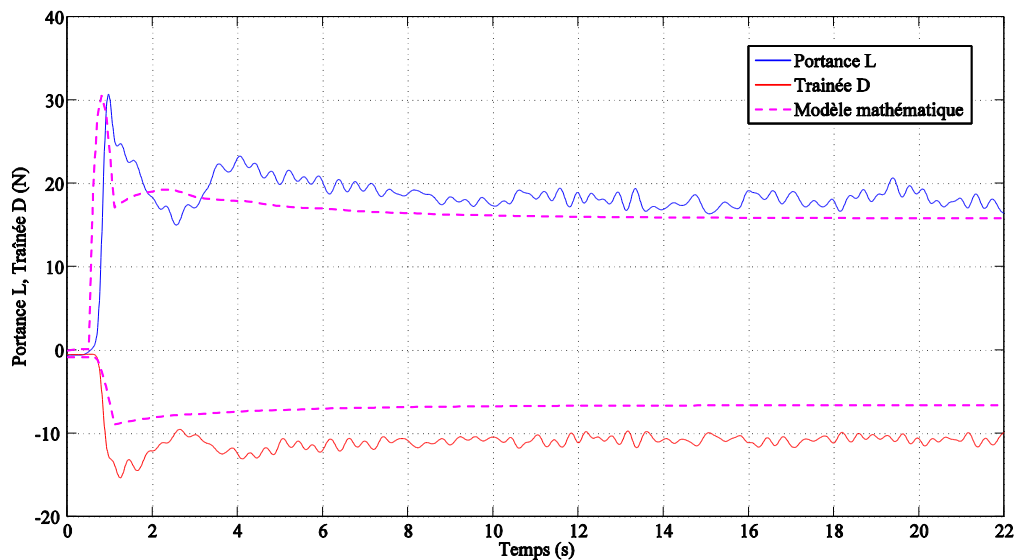


Figure 110 - Évolution temporelle de la portance L et de la trainée D sur le safran

Bien qu'il ait une tendance à sous-estimer la valeur de la traînée du safran lors de la phase stationnaire du mouvement, le modèle mathématique basé sur la théorie potentielle associé au modèle *MMG*, présenté au paragraphe *IV.5* de la partie théorique, parvient relativement bien à prendre en compte le pic de portance sur le safran lors de la mise en barre.

Une des caractéristiques de la manœuvre de giration et l'augmentation de la poussée de l'hélice lors du ralentissement du navire. Comme le montre la figure 111, ce phénomène se retrouve à la fois dans la poussée mesurée expérimentalement et la poussée théorique déterminée à partir des caractéristiques en eau libre de l'hélice et de la formulation analytique du coefficient de poussée de l'hélice K_T . L'écart sur les valeurs stabilisées de la poussée est de l'ordre de 10%.

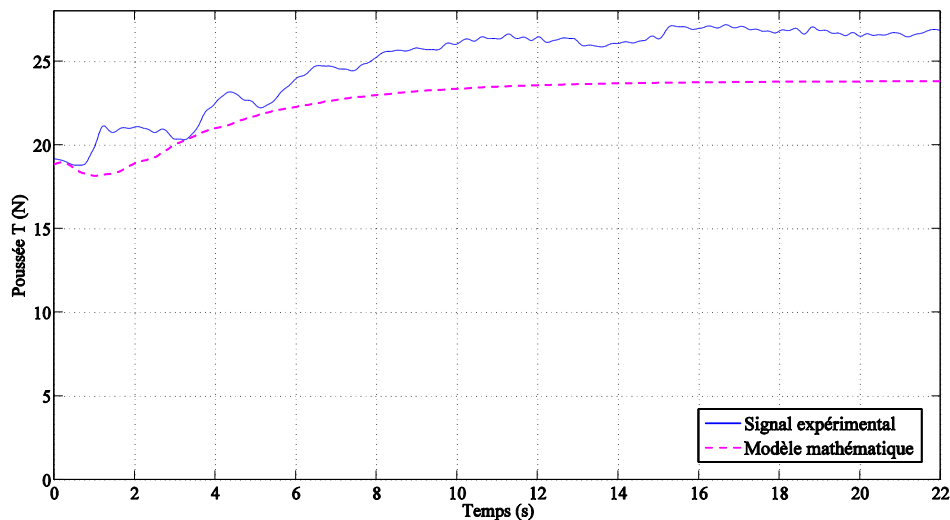


Figure 111 - Évolution temporelle de la poussée T de l'hélice

Pour réduire l'écart de poussée entre le modèle et la mesure, des essais d'autopropulsion en dérive pourraient être menés afin de mesurer l'évolution du coefficient de sillage en fonction de la dérive du navire. En effet, pour vaincre une même résistance à l'avancement, une augmentation du coefficient de sillage entraîne une augmentation de la poussée.

II.2 Résultats théoriques et expérimentaux sur houle

II.2.1 Répétitivité des essais sur houle

La figure 112 ci-dessous compare les trajectoires expérimentales mesurées lors des essais en modèle libre pour une même vitesse d'approche initiale de la maquette.

Zones critiques où le suivi de la trajectoire de la maquette est imprécis

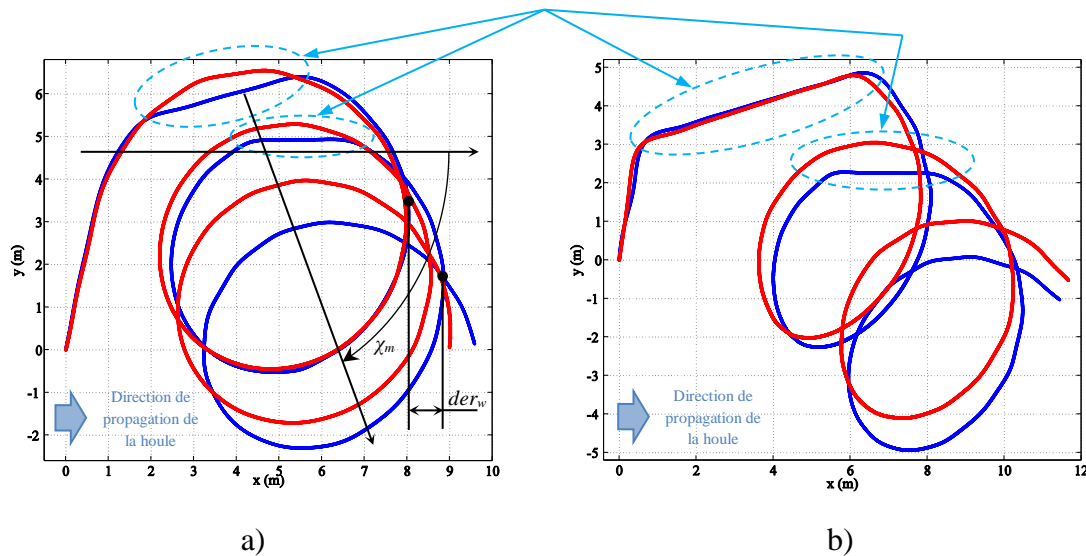


Figure 112 - Trajectoires expérimentales en giration pour un nombre de Froude initial de 0.25, (a) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.03$, (b) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$
(Essai 1 et essai 2)

On constate que le gisement moyen χ_m reste constant, cependant la dérive der_w de la maquette dans la direction de propagation de la houle varie. Cela peut être expliqué par une différence de phase initiale entre le navire et la vague. La position relative du centre de gravité du navire par rapport au creux de vague au départ de la manœuvre semble donc avoir une influence significative sur les caractéristiques manœuvrières du navire dans la houle.

La figure 112, permet aussi de constater que pour une même vitesse d'approche initiale, l'augmentation de la cambrure de la houle engendre une augmentation de la dérive ainsi qu'une diminution du gisement moyen.

D'un point de vue expérimental il est possible d'évaluer l'influence de la vitesse d'avance du navire sur les caractéristiques de la manœuvre en termes de dérive et de gisement moyen. La

figure 113 présente les comparaisons entre les trajectoires expérimentales mesurées en fonction de la vitesse d'avance et de la cambrure de la houle.

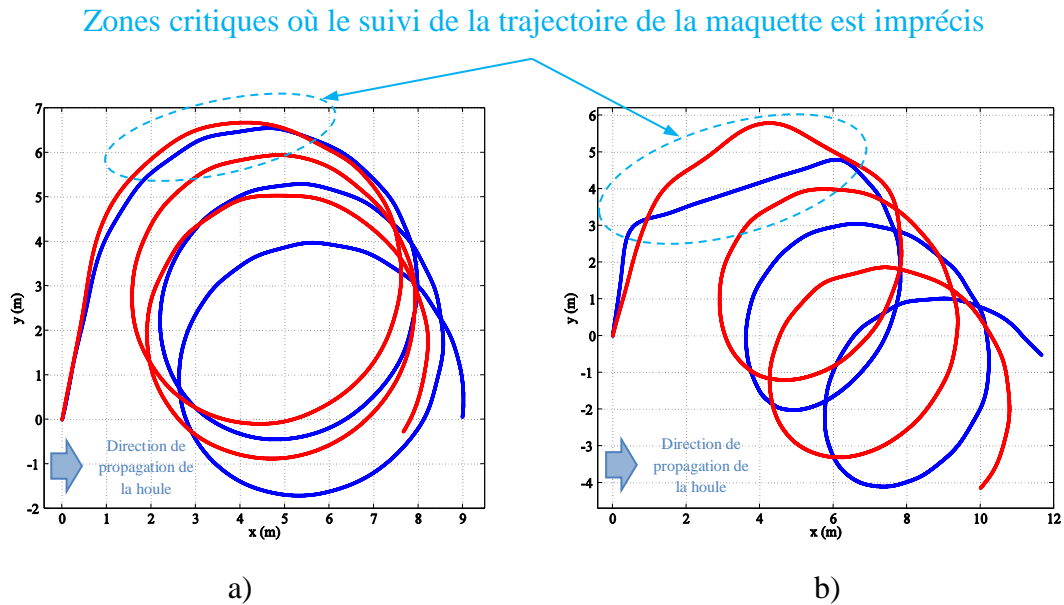


Figure 113 - Trajectoires expérimentales en rotation, (a) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.03$, (b) $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$ ($F_n = 0.25$ et $F_n = 0.3$)

L'analyse de la figure précédente montre que lors d'une manœuvre de giration par mer de l'arrière, quelle que soit la cambrure de la houle, une vitesse élevée du navire permet de diminuer la dérive de la maquette der_w liée à la houle.

II.2.2 Poussée fluctuante sur l'hélice

Les écarts entre les résultats expérimentaux et théoriques peuvent aussi être influencés par les variations de poussée de l'hélice liée aux variations de vitesse de rotation du moteur.

Pendant les essais en modèle libre, l'asservissement du moteur n'a pas permis de maintenir une vitesse de rotation de l'hélice constante. Par conséquent, lors d'une phase de surging au cours de laquelle la maquette se fait dépasser par la vague, il est difficile d'extraire l'influence de la position relative du navire par rapport à la vague de la poussée mesurée.

Comme le montrent les résultats expérimentaux de la figure 114, les variations de la poussée de l'hélice sont principalement influencées par les variations de la vitesse de rotation du moteur.

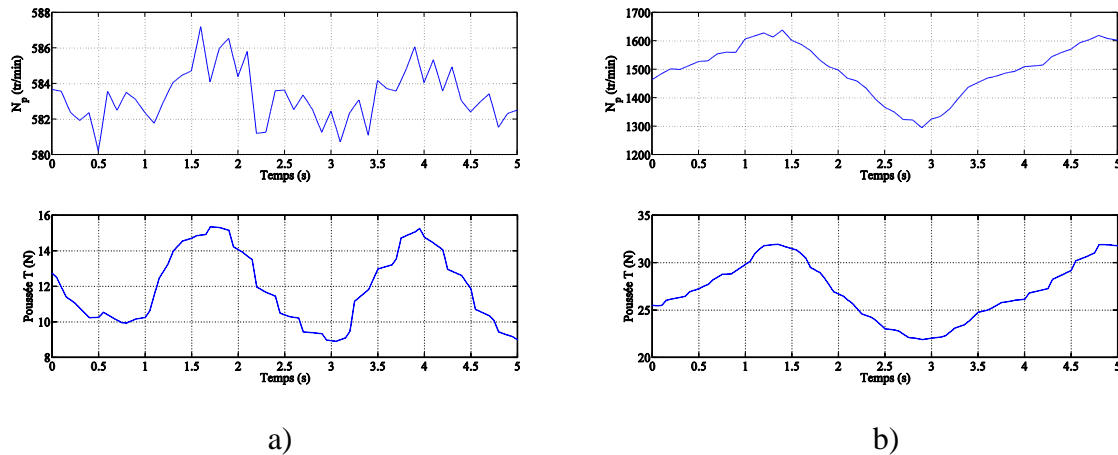


Figure 114 - Gisement moyen $\chi = -25^\circ$ (a) Vitesse de rotation de l'hélice N_p et poussée T pour $F_n = 0.25$, (b) Vitesse de rotation de l'hélice N_p et poussée T pour $F_n = 0.3$

II.2.3 Garde-cap sur houle

II.2.3.a Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux

Les essais de garde cap en modèle libre sont effectués afin d'étudier la capacité du modèle mathématique à prédire les modes de navigation du navire par mer de l'arrière.

Les dimensions du bassin océanique dans lequel se déroulent les essais en modèle libre sont des facteurs limitants dans la mesure de l'attitude de la maquette et impliquent que la portion exploitable des données enregistrées ne dure que trois à cinq secondes.

Les résultats présentés ici sont ceux d'essais de garde-cap réalisées sur houle régulière pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$.

Les figures 115 à 117 permettent de constater que pour des nombres de Froude compris entre 0.25 et 0.3, la maquette navigue uniquement en surging quel que soit son gisement par rapport à la direction de propagation de la houle. De plus, que ce soit expérimentalement ou théoriquement, la fonction de transfert du pilote automatique du gouvernail permet à la maquette de garder un gisement moyen correspondant au gisement de consigne.

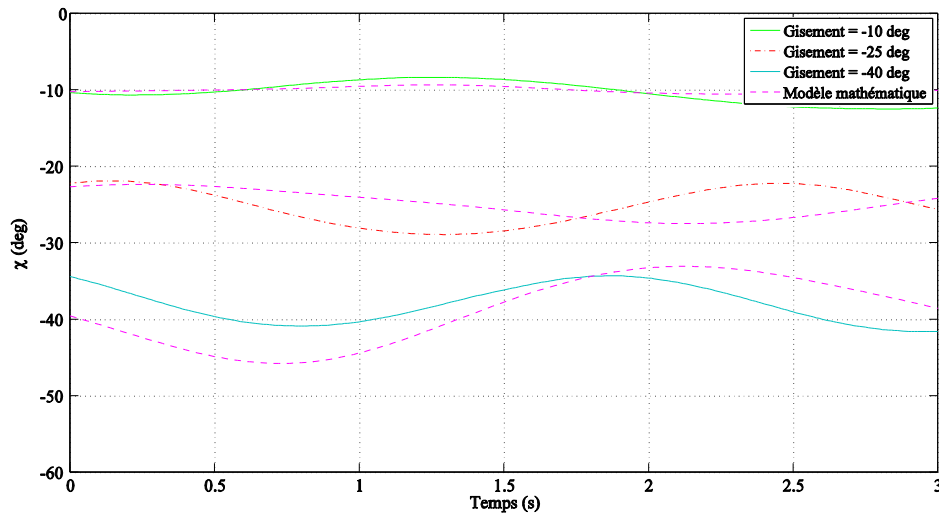


Figure 115 - Évolution temporelle du gisement de la maquette pour $F_n = 0.25$

Expérimentalement, la gestion des conditions initiales est une étape complexe dans le déroulement d'un essai sur houle. En effet, la maquette accélère en eau calme puis effectue une giration à faible angle de barre afin de rentrer progressivement dans le champ de vague. Le garde-cap est alors enclenché et la maquette continue de progresser de manière autonome alors qu'elle tente de rallier son cap de consigne. Du fait de la longueur limitée du bassin, la partie exploitable des signaux a une durée comprise entre 3 et 5 secondes.

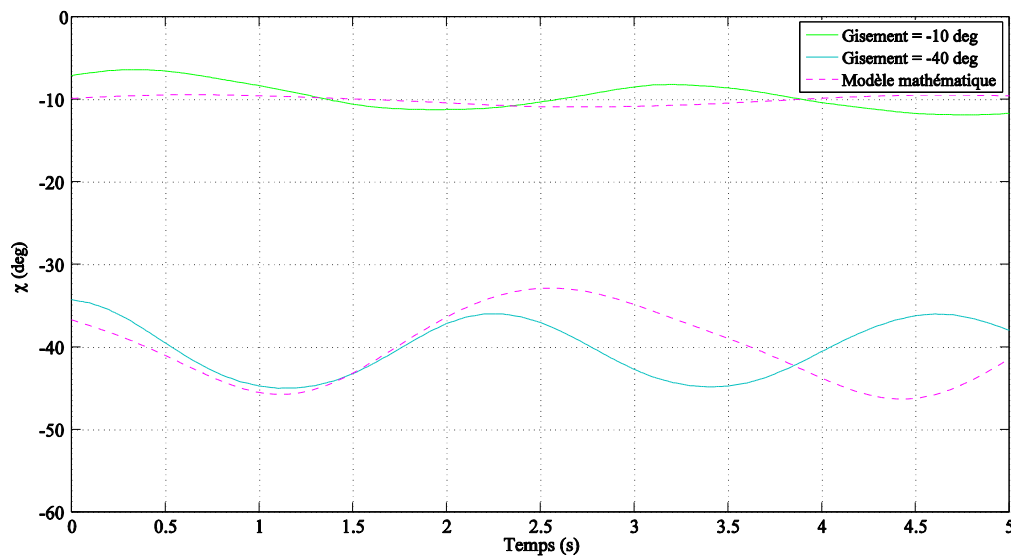


Figure 116 - Évolution temporelle du gisement de la maquette pour $F_n = 0.27$

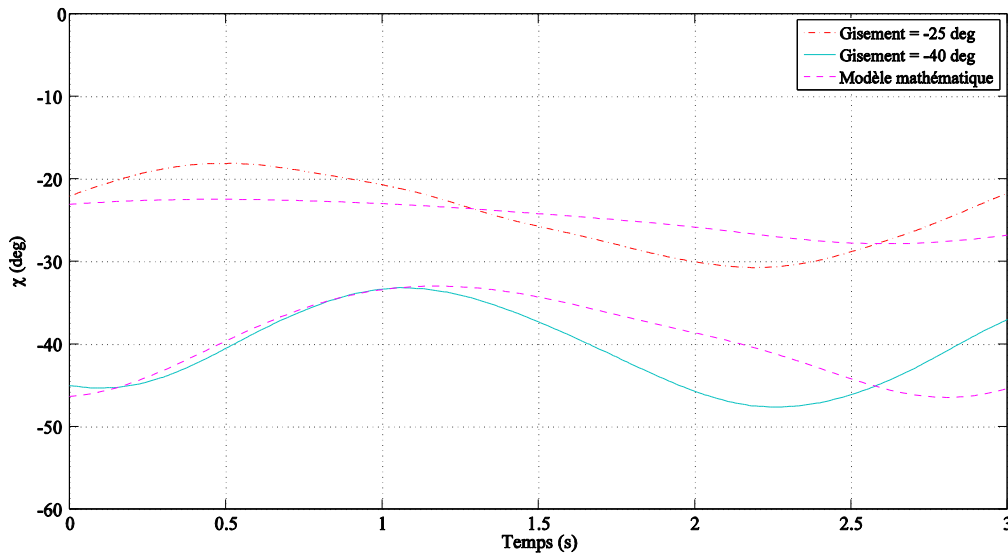


Figure 117 - Évolution temporelle du gisement de la maquette pour $F_n = 0.3$

Bien que la période théorique des oscillations en lacet de la maquette soit supérieure à la période mesurée, on constate que quelle que soit la vitesse d'avance, plus le gisement de consigne est grand, plus les amplitudes théoriques et expérimentales des oscillations en lacet sont grandes. Toutefois, ces comparaisons entre les résultats expérimentaux et théoriques permettent difficilement de tirer des conclusions quant à la validité du modèle mathématique. En effet, pour être comparables les résultats doivent nécessairement posséder les mêmes conditions initiales et les mêmes actions de l'autopilote sur le gouvernail.

Les différences de fréquences et les déphasages entre les signaux mesurés et les signaux théoriques sont aussi le reflet d'une différence de pulsation de rencontre entre les simulations et les essais sur modèle réduit.

II.2.3.b Extrapolation des résultats théoriques pour $F_n > 0.3$

Le mode de navigation du navire peut être déterminé par l'analyse des diagrammes de phase entre la vitesse de cavement du navire par rapport au creux de la vague et la position relative du navire par rapport au creux de la vague.

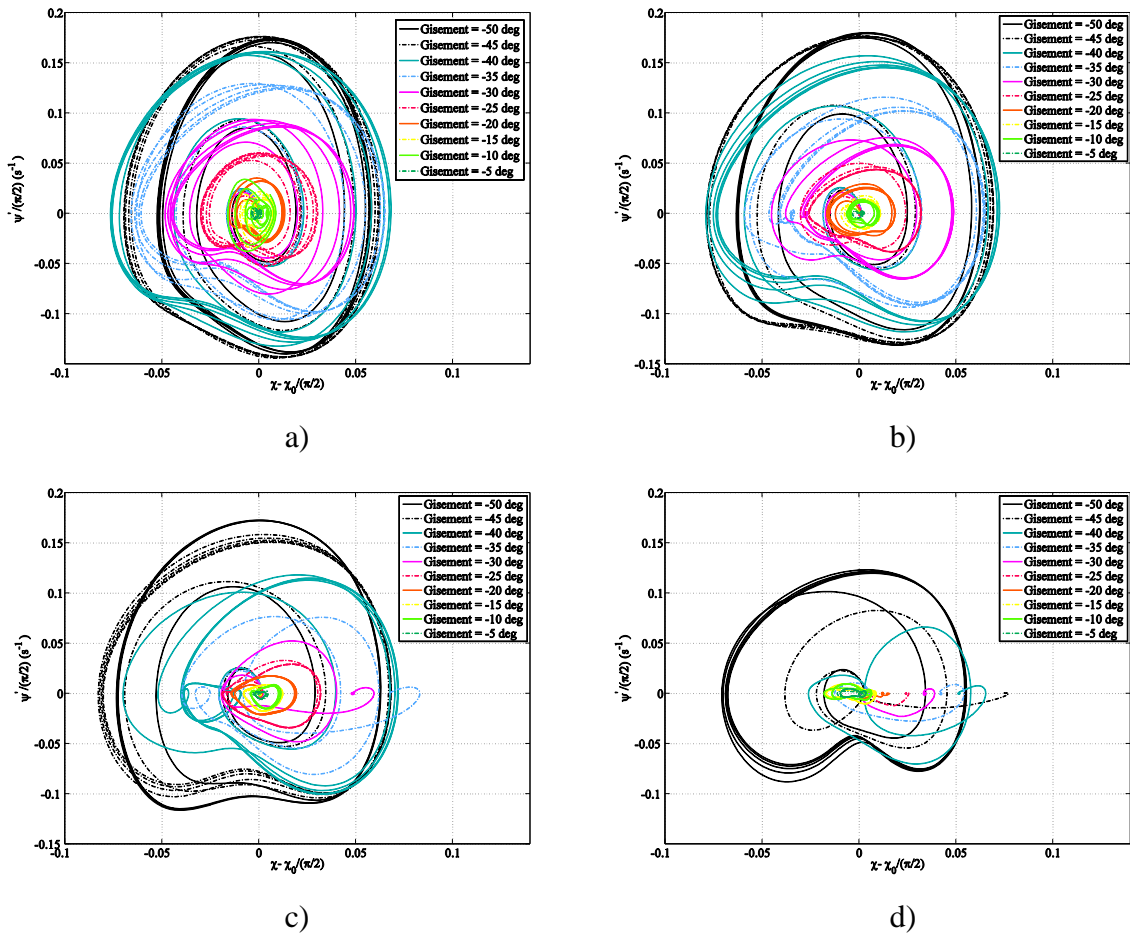


Figure 118- Diagrammes de phase de la vitesse de lacet ψ' en fonction de la différence entre le gisement instantané χ et le gisement nominal χ_0 ($\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$)
 (a) $F_n = 0.25$, (b) $F_n = 0.3$, (c) $F_n = 0.35$, (d) $F_n = 0.45$

Les diagrammes de la figure 118 permettent d'évaluer les variations de cap du navire par rapport à la route nominal qu'il doit suivre. Lorsque le navire navigue sur le mode du surging, alors son mouvement est périodique en temps et sa vitesse de lacet évolue suivant un cycle limite stable comme c'est le cas dans les cas (a) et (b) de la figure 118.

Si en revanche la vitesse d'avance augmente comme c'est le cas pour les cas (c) et (d), alors le navire se trouve en condition de surf-riding puisque pour certaines valeurs du gisement, la vitesse de lacet du navire converge vers un foyer stable où la vitesse de lacet est nulle et où la différence du gisement instantané χ et du gisement nominal χ_0 est constante.

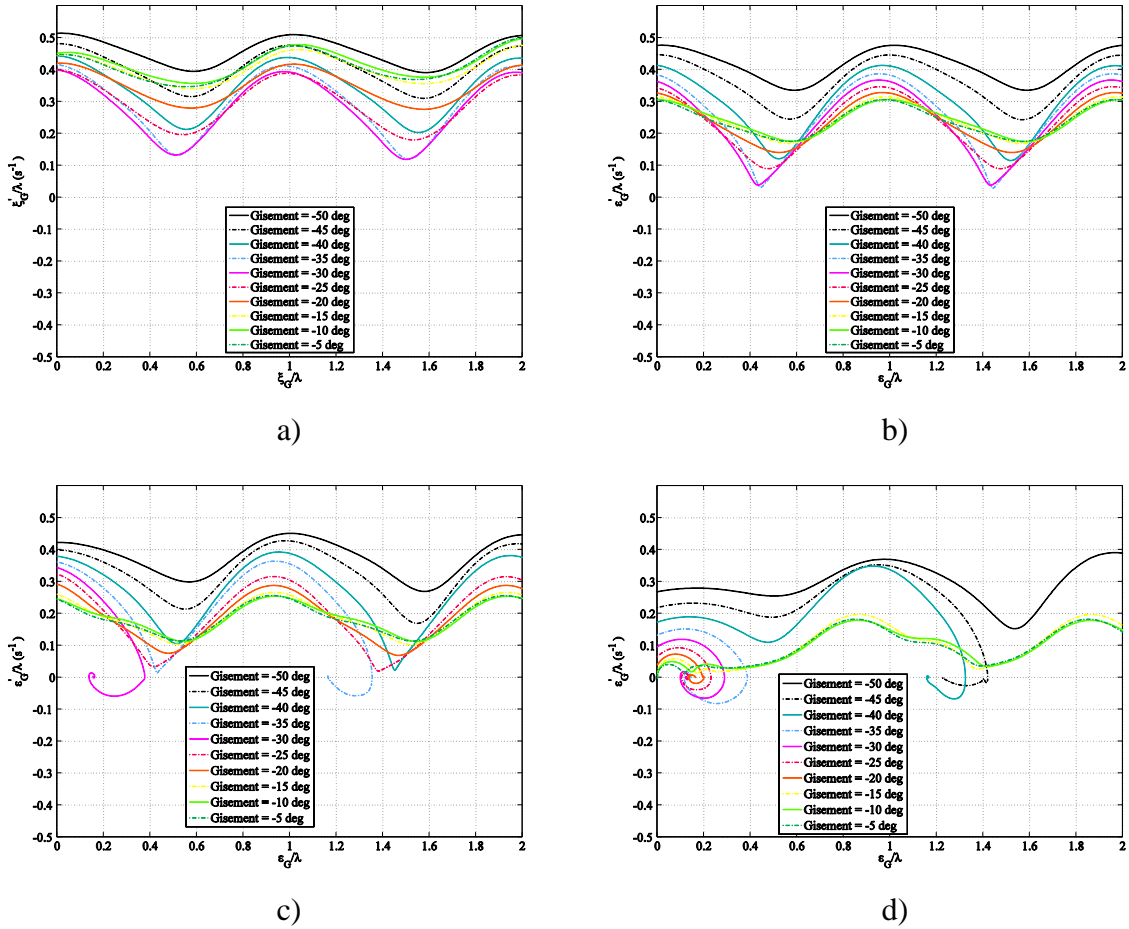


Figure 119 - Diagrammes de phase de la vitesse de cavement du navire par rapport au creux de la vague en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de la vague ($\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$) (a) $F_n = 0.25$, (b) $F_n = 0.3$, (c) $F_n = 0.35$, (d) $F_n = 0.45$

Sur la figure 119, les cas (a) et (b) montrent que pour un nombre de Froude compris entre 0.25 et 0.3, quel que soit le gisement nominal et la position longitudinale du centre de gravité par rapport au creux de la vague, le mouvement du navire est périodique. Ce phénomène est appelé le surging.

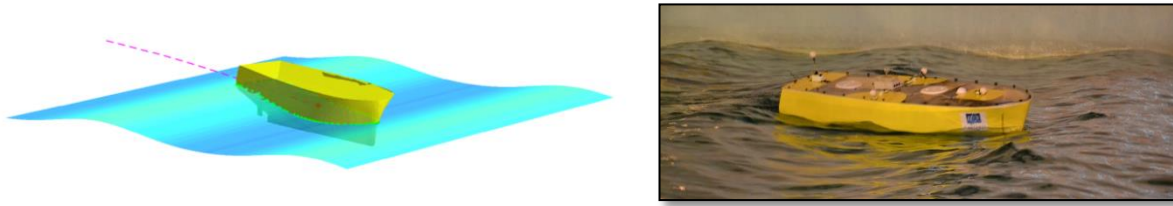


Figure 120 - Situation du navire lors d'un mouvement de surging
 ($\lambda/L_{wl} = 1.25$, $H/\lambda = 0.05$ et $\xi_G/\lambda = 0.1$)

Dans les cas (c) et (d) de la figure 119 correspondant à des nombres de Froude supérieurs à 0.3, on constate que certaines valeurs nominales du gisement impliquent que le navire soit vulnérable au surf-riding. Les attracteurs caractéristiques de ce phénomène sont des foyers stables où la vitesse relative du navire par rapport au creux de la vague est nulle. Dans ces conditions, le surf-riding que le modèle mathématique parvient à modéliser est un surf-riding stable qui apparaît pour une valeur de ξ_G/λ proche de 0.2 modulo E , avec E appartenant à l'ensemble des entiers relatifs. Cette position correspond à une position du navire proche du creux de la vague.

Les dimensions du bassin n'ont pas permis de mener des essais de garde-cap pour des vitesses d'avance de la maquette proches de celles des vagues. C'est pour cette raison que l'on a recours à l'extrapolation des résultats théoriques pour prédire les modes de navigation du navire à des nombre de Froude supérieurs à 0.3.

II.2.3.c Synthèse des modes de navigation

L'ensemble des résultats des essais de garde-cap sur houle régulière présentés précédemment, peuvent être synthétisés par le diagramme des modes de navigation représenté sur la figure 121. Il permet d'établir les modes de navigation du navire (surging, surf-riding ou broaching) en fonction du nombre de Froude nominal et du gisement de consigne de l'autopilote χ_c , aussi appelé le gisement nominal.

Dans le cas de navigations sur houle régulière dont les caractéristique de longueur et de cambrure sont données par $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$, le modèle mathématique établi au cours de ces travaux de thèse prédit que le navire est vulnérable au surf-riding dans une zone où le nombre de Froude nominal est supérieur à 0.3 et où le gisement est compris entre 15 et 50 degrés.

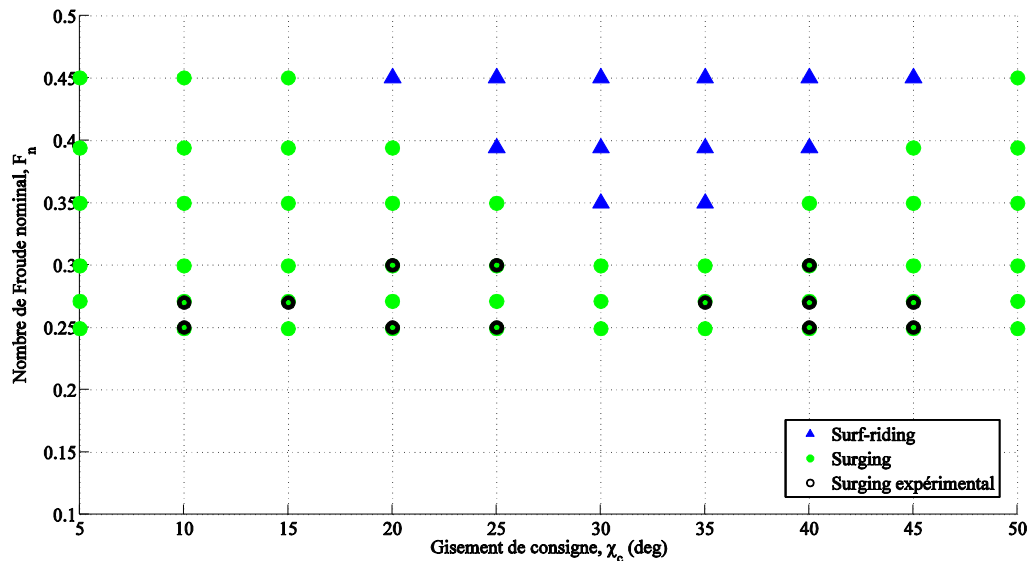


Figure 121 - Diagramme des modes de navigation pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$

Bien que l'on puisse constater une certaine variabilité des résultats théoriques vis-à-vis des résultats expérimentaux, les modes de mouvement prédits et mesurés de la maquette en situation de garde-cap par mer de l'arrière coïncident. En effet, si le gisement du navire est compris entre -50 et 50 degrés et si la vitesse d'avance correspond à un nombre de Froude compris entre 0.25 et 0.3, alors le navire naviguera en situation de surging et ne sera pas vulnérable au surf-riding ni au broaching.

D'un point de vue des modes de navigation et au regard des données expérimentales enregistrées, le modèle mathématique et l'outil de simulation sont validés.

II.2.4 Giration sur houle pour $F_n=0.25$

Le modèle mathématique est un modèle de comportement du navire par mer de l'arrière à six degrés de liberté dont le domaine de validité s'applique à des gisements compris entre -15 et 15 degrés. Toutefois, l'outil de modélisation développé inclut une modélisation numérique des efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov associée à une modélisation empirique des efforts de radiation, d'amortissement, de propulsion et de gouverne. L'effet du gisement est alors implicite dans la capture de la surface immergée instantanée du navire.

Le comportement du navire lors de la phase de la giration où le navire navigue par mer de face est modélisé à l'aide du modèle mathématique d'interactions hydrodynamiques sur eau

calme dépourvue du modèle mathématique de houle. L'effet de la houle est alors uniquement modélisé par les efforts hydrostatiques et de Froude-Krylov.

La comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques des essais de giration sur houle est donc un moyen d'explorer les limitations du code de calcul développé. Pour cela, les signaux théoriques de l'évolution temporelle de l'angle de roulis, des vitesses de cavement et d'embarquée, de la vitesse de lacet et de la trajectoire décrite par la maquette seront comparées aux mesures réalisées lors des essais en modèle libre autopropulsé.

Les comparaisons qui suivent sont celles d'essais de giration réalisés pour une vitesse d'avance correspondant à un nombre de Froude de 0.25, une longueur d'onde définie par le rapport $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et une cambrure de houle $H/\lambda = 0.05$.

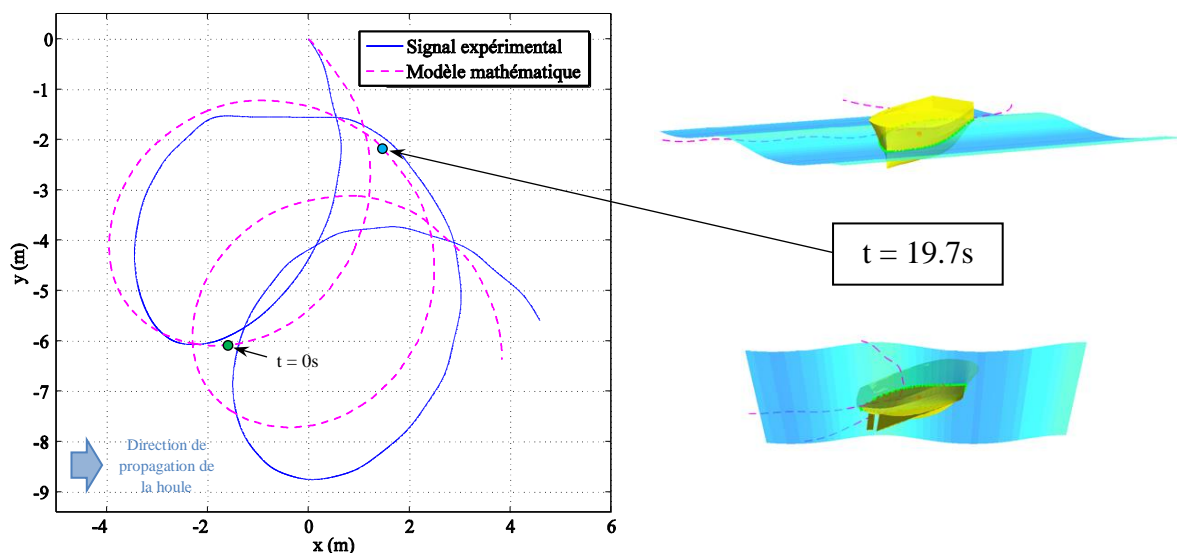


Figure 122 - Trajectoire décrite par la maquette lors d'une manœuvre de giration sur houle régulière pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.05$

L'analyse des trajectoires expérimentale et théorique montre que le modèle mathématique sous-estime la dérive liée à la présence de la houle.

Lors de la calibration du modèle mathématique pour une application de giration dans la houle, une dépendance de la masse ajoutée en embarquée à basse fréquence $Y_{\dot{v}}$ à la valeur de la cambrure de la houle et de la pulsation de rencontre a été introduite. Son effet est significatif sur la valeur du gisement moyen de la manœuvre.

La figure 123 ci-dessous permet de comparer les signaux théoriques de la vitesse de la maquette avec les signaux mesurés. Bien que les signaux théoriques contiennent une partie des basses fréquences que l'on retrouve dans les signaux mesurés, on constate que le modèle mathématique prédit des variations de vitesse en cavalement à des fréquences plus élevées, i.e. 0.53 Hertz et 0.92 Hertz.

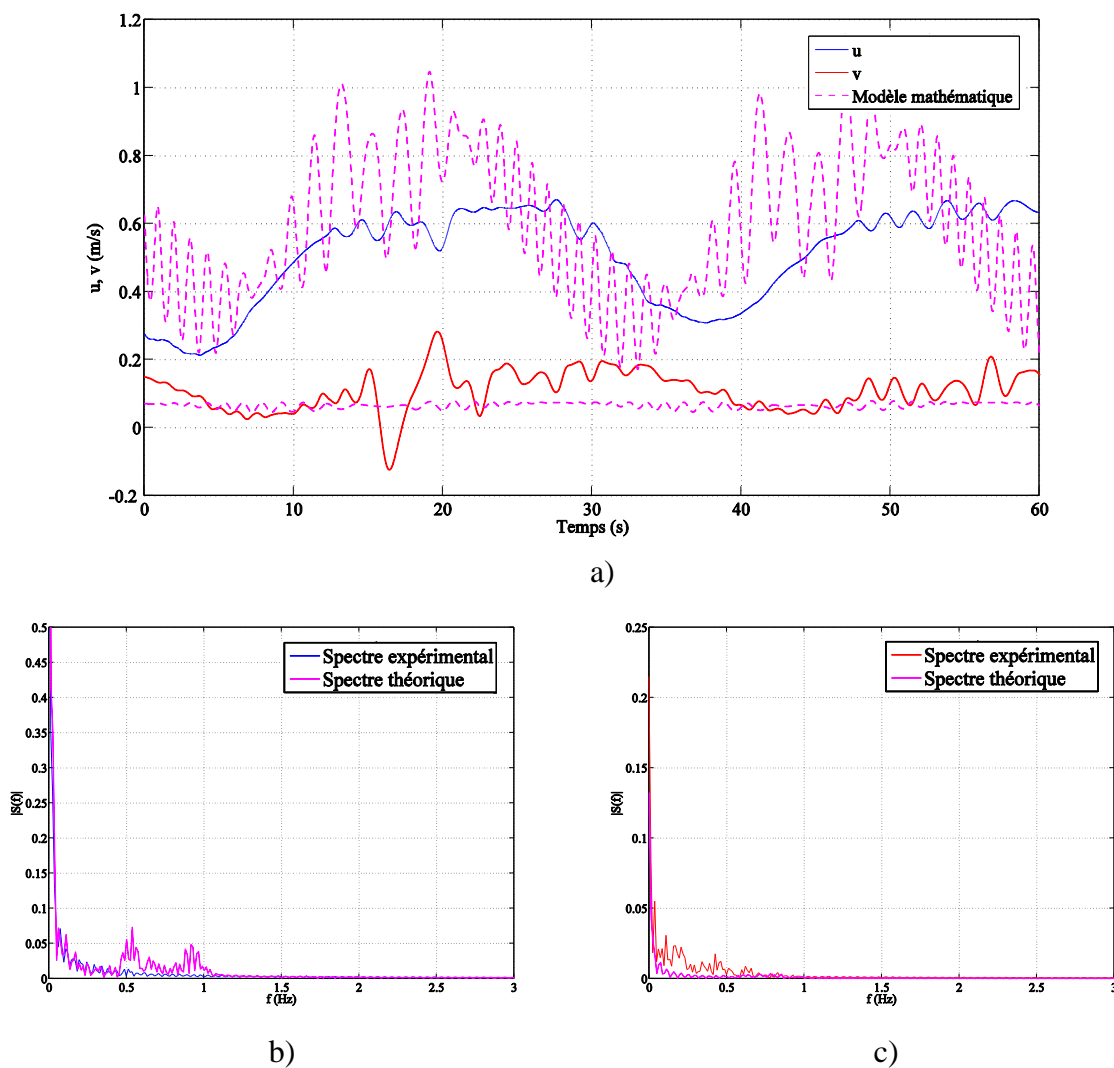


Figure 123 - (a) Evolutions temporelles des vitesses en cavalement u et en embardée v , (b) spectre de la vitesse en cavalement u , (c) spectre de la vitesse en embardée v

Comme le montre la figure 124, le modèle mathématique parvient en partie à modéliser les variations de la vitesse de lacet r lors de la manœuvre de giration à 35 degrés d'angle de barre. Le contenu fréquentiel des signaux permet de constater que le signal théorique et le signal expérimental contiennent tous deux trois fréquences dominantes : 0.5 Hertz, 0.63 Hertz et

0.84 Hertz. Les deux premières fréquences correspondent aux fréquences de rencontre entre la vague et la maquette, respectivement par mer arrière et par mer de face.

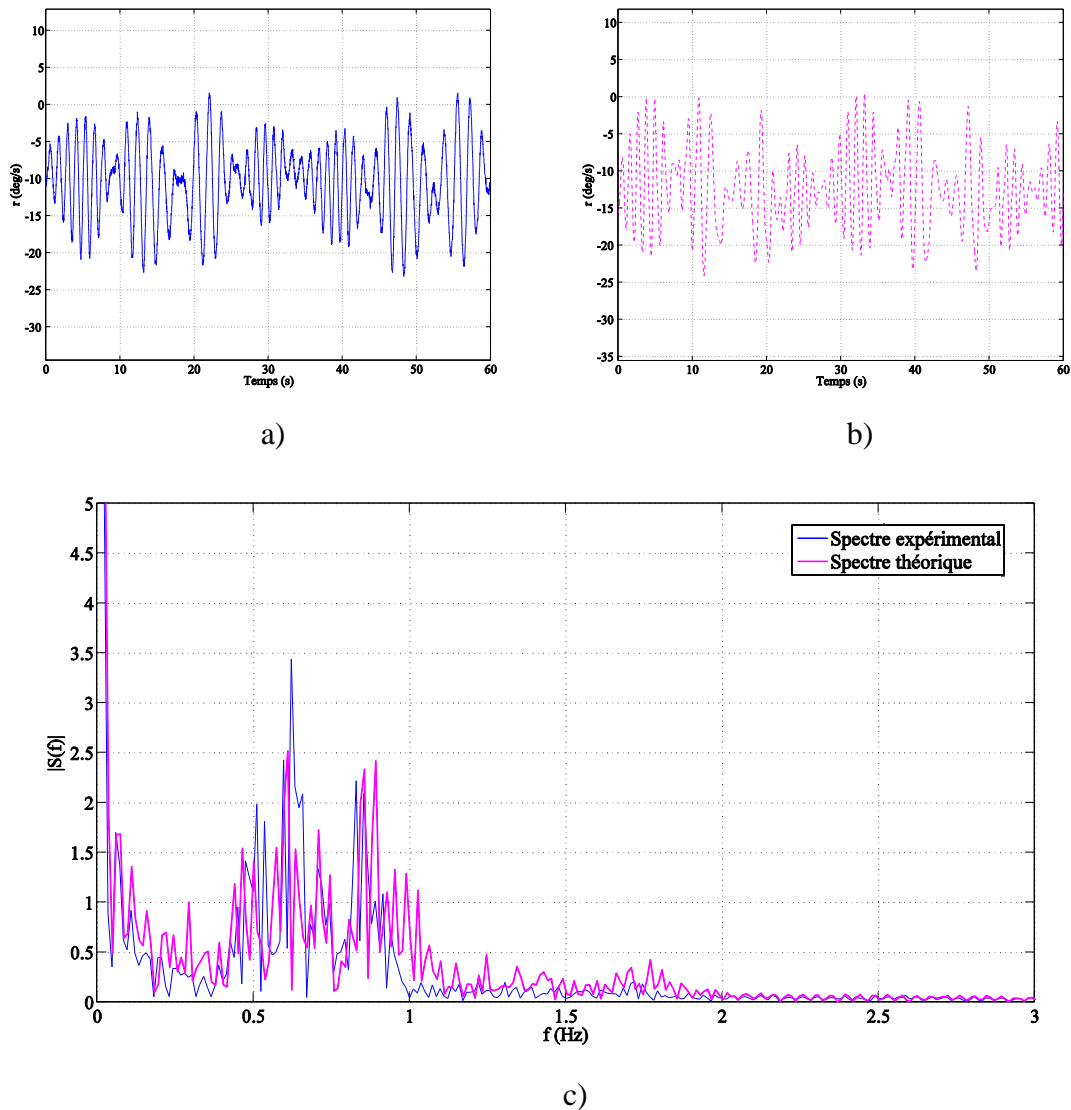


Figure 124 - (a) Signal expérimental de la vitesse en lacet r , (b) signal théorique de la vitesse en lacet r , (c) spectres de la vitesse en lacet r

Sur la figure 125, la comparaison des variations temporelles de l'angle de roulis montrent un déphasage entre les signaux théoriques et expérimentaux bien que la valeur moyenne soit respectée. Cela révèle entre autre que les simulations surestiment la vitesse de la maquette, impliquant une pulsation de rencontre plus grande par mer de face et une pulsation de rencontre plus faible par mer de l'arrière.

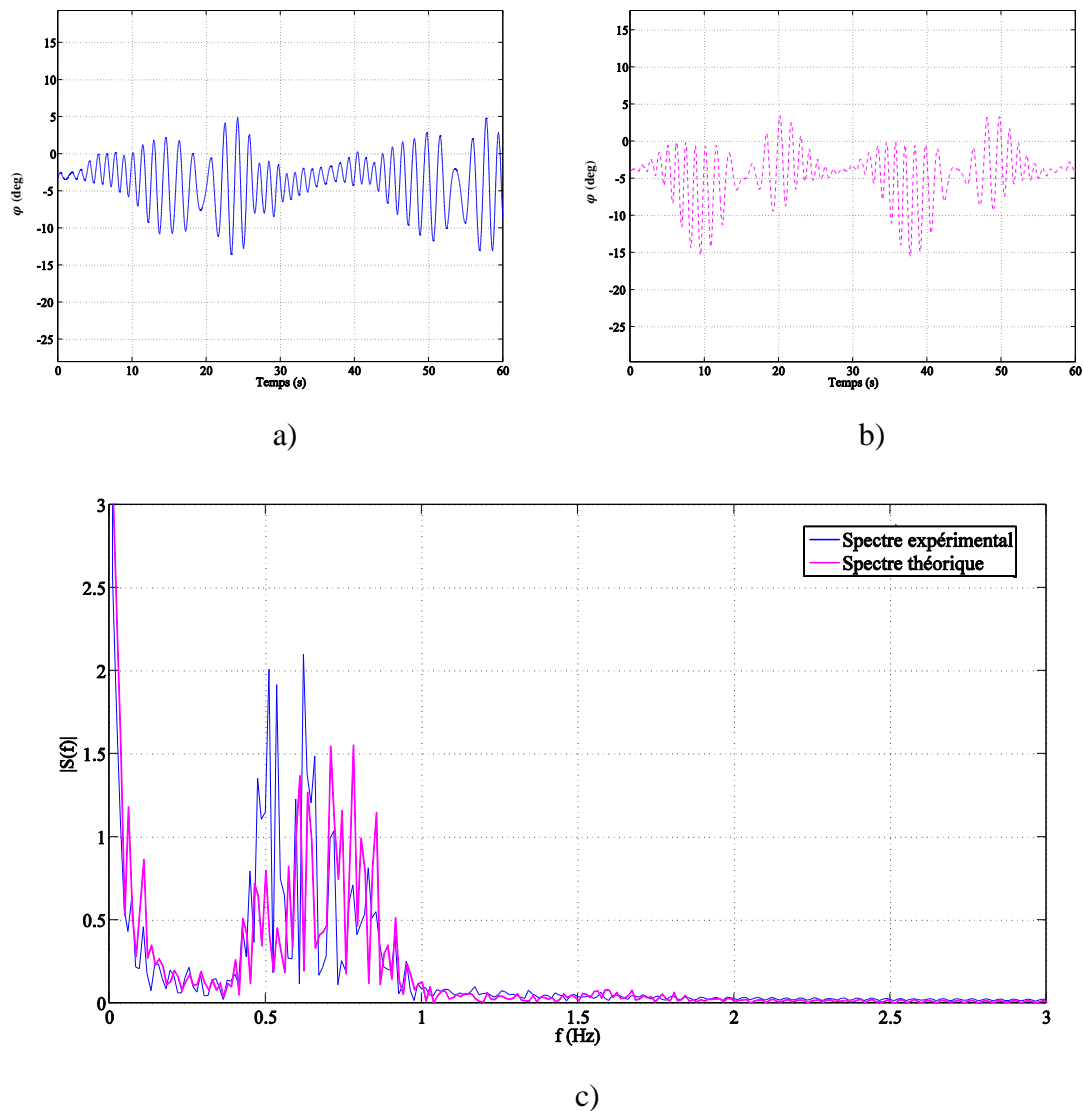


Figure 125 - (a) Signal expérimental de l'angle de roulis φ , (b) signal théorique de l'angle de roulis φ , (c) spectres de l'angle de roulis φ

La figure 126 ci-après permet de comparer les signaux de portance et de traînée sur le safran. Elle permet ainsi d'évaluer les effets des mouvements de la maquette sur l'efficacité du gouvernail. On constate que le modèle empirique ne parvient à simuler qu'une partie du contenu fréquentiel des signaux expérimentaux. Toutefois, dans les simulations, la vitesse de rotation de l'hélice est constante alors que lors des essais, la vitesse de rotation fluctuante du moteur engendre des variations de poussée et de vitesse moyenne de l'écoulement incident sur le safran.

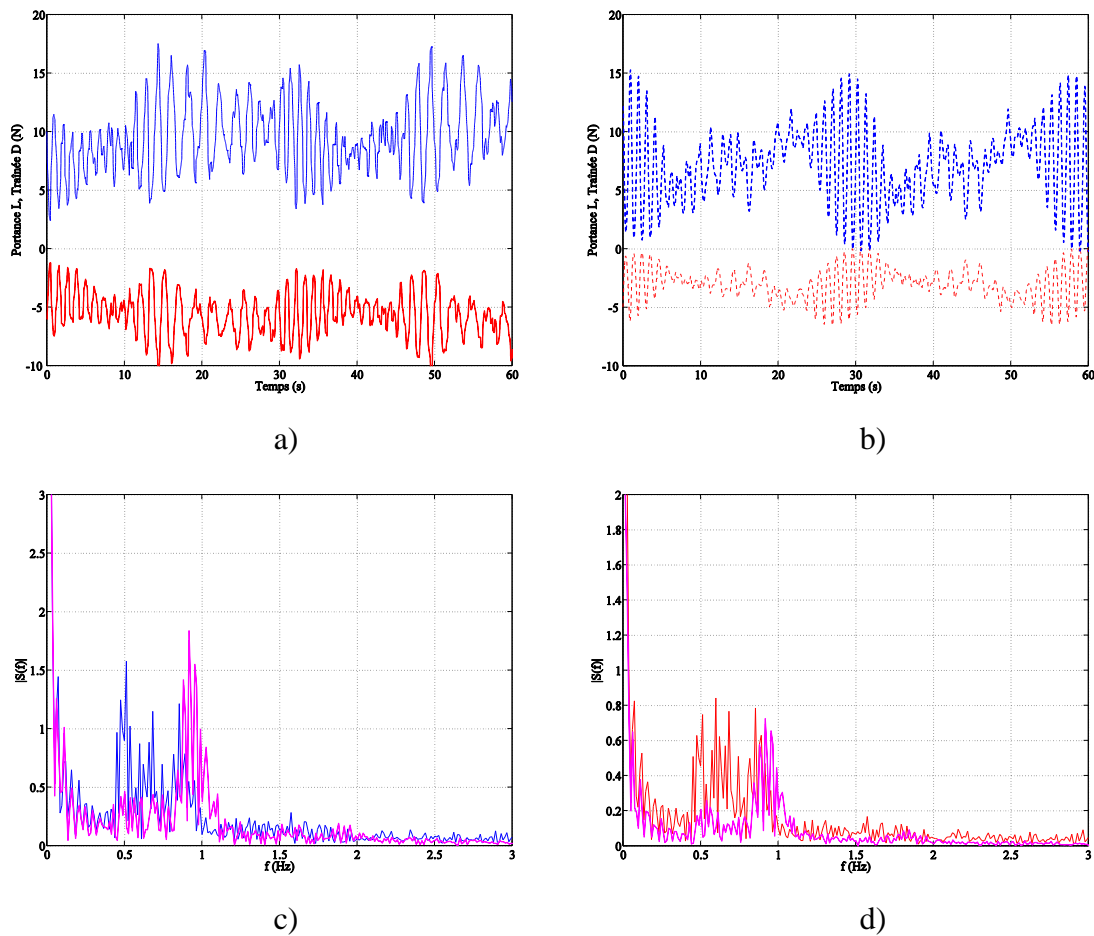


Figure 126 - (a) Signaux expérimentaux de la portance L et de la traînée D sur le safran, (b) signaux théoriques, (c) spectre de la portance L , (d) spectre de la traînée D

Les résultats obtenus lors des essais de giration en modèle libre sur houle régulière permettent aussi de comparer la poussée de l'hélice mesurée par le couplemètre avec la poussée calculée par le modèle empirique.

La figure 127 montre que le modèle empirique permet de bien capter les variations à basse fréquence de la poussée, ainsi que les deux harmoniques à 0.54 Hertz et 0.89 Hertz. En conservant la vitesse de rotation du moteur constante, le modèle a tendance à sous-estimer la valeur moyenne de la poussée.

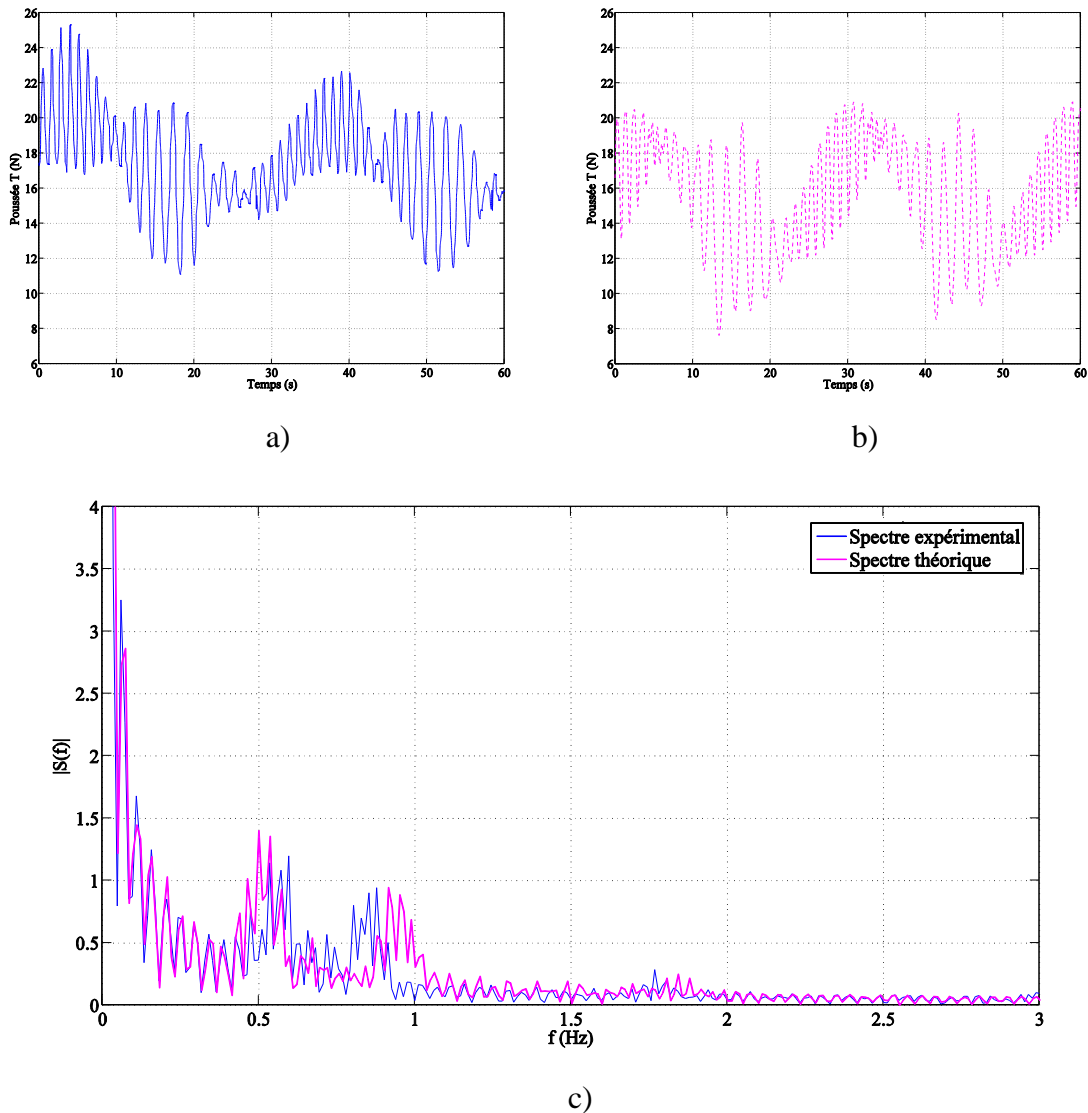


Figure 127 - (a) Signal expérimental de la poussée T , (b) signal théorique de la poussée T , (c) spectres de la poussée T

Ces résultats sont encourageants et montrent que l'outil de calcul développé au cours de ces travaux de thèse n'est pas limité par le type de manœuvre à effectuer.

La précision des résultats dépend alors en grande partie de la modélisation physique des actions mécaniques extérieures au navire. De plus, une étude de sensibilité sur la finesse du maillage de la carène et sur l'influence du pas de temps de la simulation pourrait permettre de réduire les erreurs commises.

III. Prédiction théorique des modes de navigation

Le code de calcul *MANINWAVES* a pour objectif d'être un outil de prédiction du comportement du navire par mer de l'arrière à partir de modèles théoriques dont les dérivées hydrodynamiques sont déterminées à partir d'essais sur modèles réduits en bassin. Ainsi, l'outil développé devrait permettre de prédire les configurations de houle, de vitesses et de gisements dans lesquelles le navire est vulnérable aux phénomènes du surf-riding et du broaching.

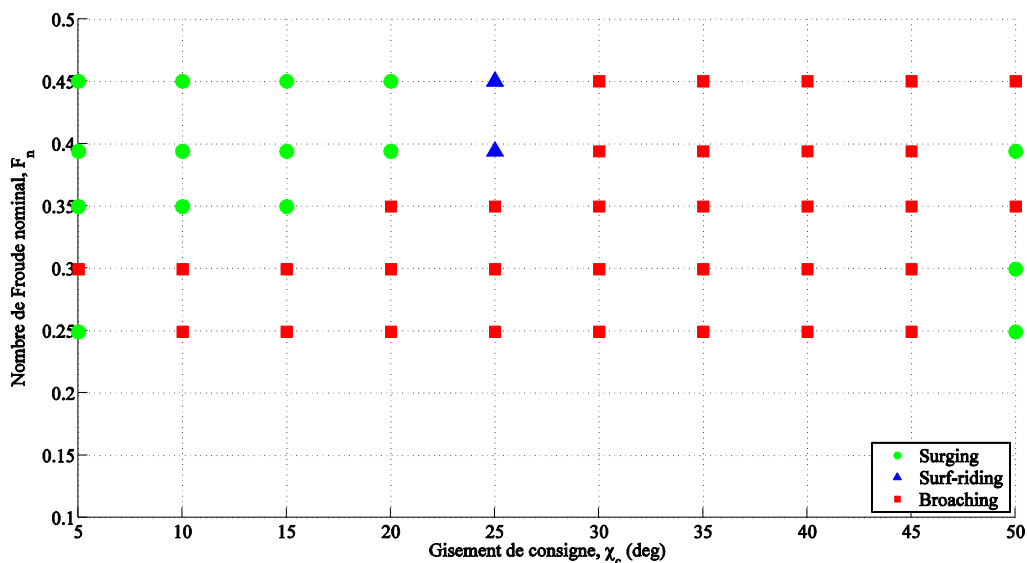


Figure 128 - Diagramme des modes de navigation pour $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.1$

Le diagramme des modes de navigation de la figure 128 a été établi dans le cas d'une houle régulière ayant une cambrure est de 10%, soit $H/\lambda = 0.1$, et une longueur d'onde définie par le ratio $\lambda/L_{wl} = 1.25$.

Dans ces conditions, le modèle mathématique prédit une faible zone de surf-riding pour des nombres de Froude élevés et prédit l'apparition du phénomène du broaching. L'augmentation de la cambrure de la houle semble donc être le facteur majeur de l'apparition du phénomène.

Le broaching est défini comme un changement brutal de la cinématique dans le plan horizontal pouvant entraîner une perte de cap du navire. Par conséquent, nous avons fait l'hypothèse que la détection numérique du phénomène du broaching et plus particulièrement de la perte de cap, s'interprète comme une différence entre le cap instantané χ et le cap nominal χ_0 supérieure à 40%. De plus, le navire subit le broaching si son gouvernail est

braqué à 35 degrés d'angle de barre dans le sens opposé à la giration et si son centre de gravité se situe entre le creux et la crête de la vague.

Pour un nombre de Froude initial de 0.45 et des caractéristiques de houle régulière en profondeur infinie définies par $\lambda/L_{wl} = 1.25$ et $H/\lambda = 0.1$, les figures 129 à 132 présentent les principales caractéristiques qui permettent de distinguer les phénomènes du surging et du broaching. Ces résultats ont été obtenus numériquement.

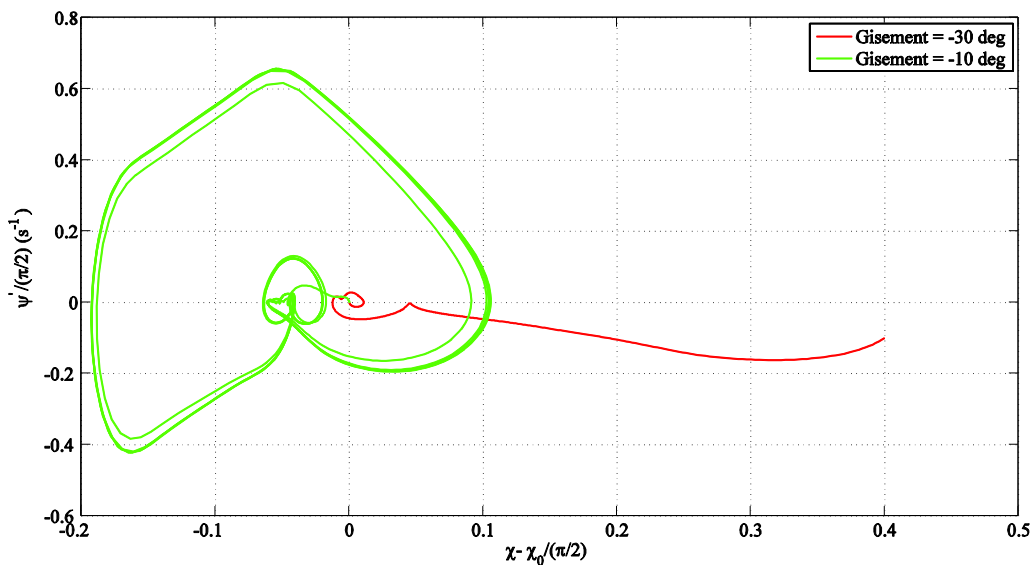


Figure 129 - Diagramme de phase de la vitesse de lacet ψ' en fonction de la différence entre le gisement instantané χ et le gisement nominal χ_0 (surging et broaching)

Dans le cas du surging, on constate que le mouvement du navire est périodique en temps et que la vitesse de lacet évolue suivant un cycle limite stable. A l'inverse, lorsqu'il y a apparition du broaching, la vitesse de lacet évolue autour d'un foyer instable et conduit le navire à dévier de sa route initiale jusqu'à se retrouver dans une situation critique où le gouvernail est inefficace et ne permet plus de rétablir la course du navire sur le gisement nominal. Cette déviation de route est plus facilement détectable sur la figure 130 ci-dessous présentant l'évolution du gisement du navire en fonction de la position du centre de gravité par rapport au creux de la vague.

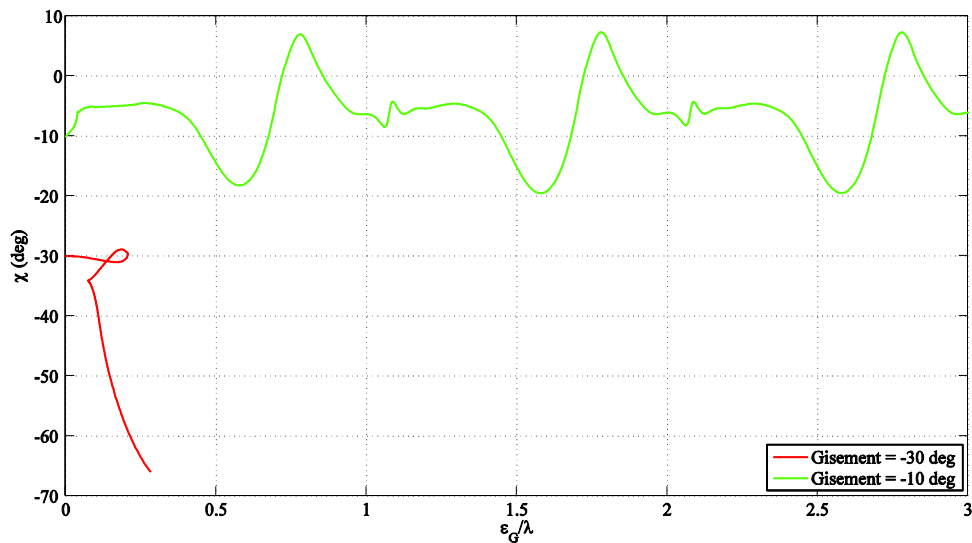


Figure 130 - Évolution du gisement en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de la vague ξ_G/λ (surging et broaching)

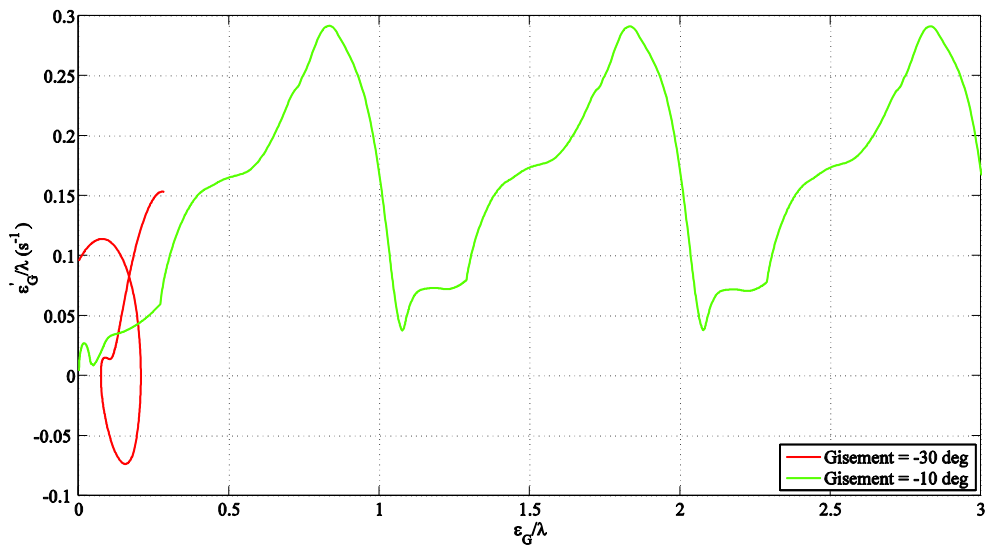


Figure 131 - Diagramme de phase de la vitesse de cavement du navire par rapport au creux de la vague en fonction de la position relative du navire par rapport au creux de la vague (surging et broaching)

Les figures 130 et 131 montrent que dans ces conditions de houle et de vitesse d'avance du navire, le broaching apparaît proche du creux de la vague, pour une position relative du centre de gravité du navire par rapport au creux de la vague de 20%.

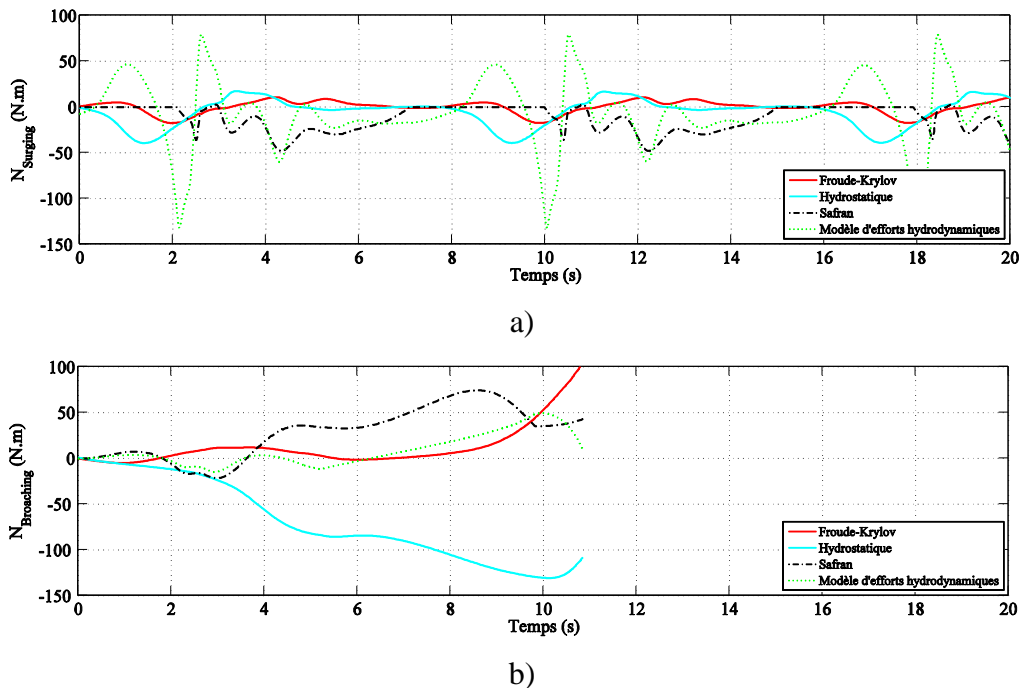


Figure 132 - Évolution temporelle du moment de lacet (a) lors d'une navigation en surging et (b) lors de l'apparition du broaching

En s'intéressant à l'évolution des composantes du moment de lacet présentées sur la figure 132 ci-dessus, on constate que l'apparition du broaching s'accompagne d'une forte augmentation du moment de lacet hydrostatique responsable de la déviation de route du navire. En effet, dans le cas (b) de la figure 132, le gisement de consigne du navire est négatif, par conséquent, l'apparition du phénomène du broaching entraîne une déviation du cap vers les valeurs négatives. Le facteur responsable du départ au broaching est donc une composante négative du moment de lacet, soit la composante hydrostatique.

IV. Conclusion partielle

Les comparaisons entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux ont montrés que le modèle mathématique ainsi que les méthodologies expérimentales développées au cours de ces travaux de thèse peuvent permettre de modéliser et par conséquent de prédire le comportement du navire par mer de l'arrière.

Les essais d'extinction en roulis montrent que le modèle d'amortissement empirique parvient relativement bien à prédire les mouvements amortis en roulis et tangage malgré une tendance

à surestimer les effets de l'amortissement en roulis tout en respectant relativement bien les amplitudes et le déphasage entre les degrés de liberté.

Dans le cas de la manœuvre de giration sur eau calme, le ralentissement du navire est bien pris en compte par le modèle mathématique qui modélise assez fidèlement la diminution de vitesse en cavaleme et l'augmentation de vitesse en embardée. Cette phase transitoire s'accompagne d'une augmentation de la vitesse de lacet et d'une augmentation de la poussée de l'hélice.

Bien qu'il ait une tendance à sous-estimer la valeur de la traînée du safran lors de la phase stationnaire du mouvement, le modèle mathématique présenté au paragraphe IV.5 de la partie théorique, parvient relativement bien à prendre en compte le pic de portance sur le safran lors de la mise en barre.

Le code de calcul a initialement été développé pour prédire le comportement du navire par mer de l'arrière. Cependant, il parvient aussi sous certaines conditions modéliser le comportement du navire lors d'une manœuvre de giration sur houle. La dérive liée à la présence de la houle est alors sous-estimée par le modèle mathématique.

Dans l'évaluation de la capacité d'un navire à conserver un cap dans la houle, les différences de conditions initiales entre les essais en bassin et les simulations ont rendu difficile la validation du modèle d'effort et de contrôle du gouvernail.

Néanmoins, la prédiction des modes de navigation par le modèle mathématique coïncide avec les mesures réalisées en bassin. D'un point de vue des modes de navigation et au regard des données expérimentales enregistrées, le modèle mathématique et l'outil de simulation sont validés.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les travaux réalisés au cours de cette thèse se sont focalisés sur l'établissement d'un modèle mathématique de comportement du navire par mer de l'arrière permettant la prédiction de l'apparition des phénomènes du surging, du surf-riding et du broaching. Le modèle ainsi développé est un modèle non-linéaire à six degrés de liberté dont certaines composantes d'effort sont calculées numériquement alors que d'autres sont calculées à l'aide de coefficients hydrodynamiques déterminés expérimentalement.

Les trois principaux objectifs de cette thèse étaient de contribuer à la définition des modèles adaptés à l'étude de la stabilité de route par mer de l'arrière, de mettre en place une méthodologie expérimentale permettant de valider le modèle choisi et de contribuer à l'étude des critères et des paramètres influençant l'apparition du broaching.

Dans un premier temps, une étude bibliographique détaillée traitant des modèles existant dans la littérature a été effectuée afin de vérifier la capacité des différents modèles à traiter les problèmes de surf-riding et de broaching des navires. Suite à cette étude, un modèle mathématique a été établi. L'identification de ses dérivées hydrodynamiques en fonction de l'attitude du navire et de ses appendices a nécessité la mise en place d'une campagne d'essais en modèle semi-captif.

Dans un deuxième temps, un montage expérimental spécifique à la mesure des efforts hydrodynamiques sur houle régulière à pulsation de rencontre nulle a été conçu. Ce montage à l'avantage d'être très polyvalent en termes de degrés de liberté bridés ou libres et en termes d'efforts mesurés. En effet, la maquette était équipée d'un couplemètre pour la mesure de la poussée et du couple de l'hélice ainsi que d'une mèche instrumentée pour la mesure de la portance et de la traînée du safran. Les essais stationnaires et harmoniques sur eau calme et sur houle ont alors permis de déterminer les coefficients du modèle mathématique et d'y associer un domaine de validité.

Enfin, la validation du modèle mathématique a nécessité la mise en œuvre d'une campagne d'essais en modèle libre. Un gros travail a été effectué sur le développement de l'instrumentation embarquée et sur le pilotage à distance de la maquette. Le déroulement du programme d'essais comprenant des essais de giration et de garde-cap sur eau calme et dans la houle a permis de valider le modèle mathématique et d'en définir les limites.

Les montages expérimentaux, les méthodologies d'essais, les outils de réglage des maquettes ainsi que les outils d'identification des dérivées hydrodynamiques développés au cours de ces

travaux de thèse confèrent au laboratoire LHEEA une expertise certaine dans le domaine de la modélisation physique et de la vérification expérimentale du comportement du navire par mer de l'arrière.

L'implémentation dans un code de calcul du modèle mathématique développé aura permis de mettre au point un outil de simulation dont les capacités de calcul sont proches du temps réel. A l'issue de ce travail, le modèle mathématique établi est capable de prédire le surf-riding et le broaching d'un navire pour un état de mer donné. Par conséquent, les évolutions de ce travail peuvent tendre vers la mise en place d'études dédiées permettant d'évaluer le risque d'apparition du surf-riding et du broaching. Une telle étude pourrait alors être assimilable à un troisième niveau de critère pour les critères de seconde génération de l'OMI.

Nombres d'évolutions et d'améliorations pourront être apportés aux outils développés au cours de ce travail de thèse. La plus immédiate est certainement la capacité du modèle mathématique à prédire le comportement du navire lors d'une navigation sur houle irrégulière.

D'un point de vue numérique, le code de calcul développé en tant qu'outil de modélisation pourrait être réécrit dans un langage compilé de manière à diminuer les temps de calcul. Une étude de sensibilité sur la finesse du maillage Stl et sur la valeur du pas de temps de calcul pourrait permettre de déterminer les paramètres optimaux de simulation. Soulignons que le code *MANINWAVES* est une plateforme modulaire dont les modèles numériques, empiriques et théoriques méritent d'être mis à jour régulièrement de manière à maintenir le code au niveau de l'état de l'art.

La méthodologie en modèle semi-captif pourra être simplifiée puisque les essais harmoniques sur houle à pulsation de rencontre nulle ne permettent pas, à l'exception de l'effort en embardée, d'évaluer l'influence de la houle sur les coefficients hydrodynamiques correspondants. Dans le modèle sur eau calme, les essais en modèle semi-captif à gîte et assiette fixées sont nécessaires pour la prise en compte des couplages.

Toutefois sur houle, la référence à zéro des angles de roulis et de tangage dépend de la position du navire par rapport au creux de la vague. Par conséquent les coefficients du modèle mathématique relatif à la gîte et à l'assiette ont une faible influence sur le comportement du navire sur houle.

Dans le cadre de futurs développements sur les modèles mathématiques du comportement du navire par mer de l'arrière, le programme d'essai en modèle semi-captif pourrait se réduire aux essais de résistance sur eau calme, aux essais de dérive sur eau calme, aux essais

harmoniques d'embarquée pure et de lacet pur sur eau calme, aux essais de résistance sur houle à pulsation de rencontre nulle, aux essais de résistance à pulsation de rencontre non-nulle et aux essais de dérive à pulsation de rencontre nulle.

Il pourrait être intéressant d'ajouter au programme d'essais des essais harmoniques de lacet avec dérive sur eau calme afin de déterminer les effets des couplages entre les vitesses de lacet et d'embarquée.

Les essais en modèle libre servant à l'étude du comportement du navire sur houle mériteraient d'être réalisés sur une plus grande longueur de bassin afin de laisser suffisamment de temps aux conditions d'apparition des phénomènes de s'établir. De plus, la poursuite du travail réalisé sur la gestion des conditions initiales et de l'asservissement de la vitesse de rotation de l'hélice pourrait permettre de réduire la valeur des incertitudes sur les mesures réalisées lors des essais en modèle libre.

Un autre aspect des essais en modèle libre qui pourra être étudié est l'influence des effets d'échelle et du seul respect de la similitude de Froude sur la vulnérabilité du navire au phénomène du broaching.

La stabilité d'un navire est influencée par ses conditions de chargements. Dans l'optique de valider les modèles mathématiques de comportement dans la houle, il serait pertinent d'étudier expérimentalement l'influence des conditions de chargement sur la vulnérabilité des navires aux phénomènes de surf-riding et de broaching.

En ayant recours à la modélisation physique, il pourrait aussi être intéressant d'étudier l'influence de la houle sur les valeurs des amortissements et des masses ajoutées.

De futurs travaux sur les critères de seconde génération pourraient à partir de l'analyse temporelle des résultats de simulation sur différents types de navires, établir les probabilités d'apparition du surf-riding et du broaching en fonction des états de mer, du cap du navire ou encore de la vitesse d'avance du navire.

RÉFÉRENCES

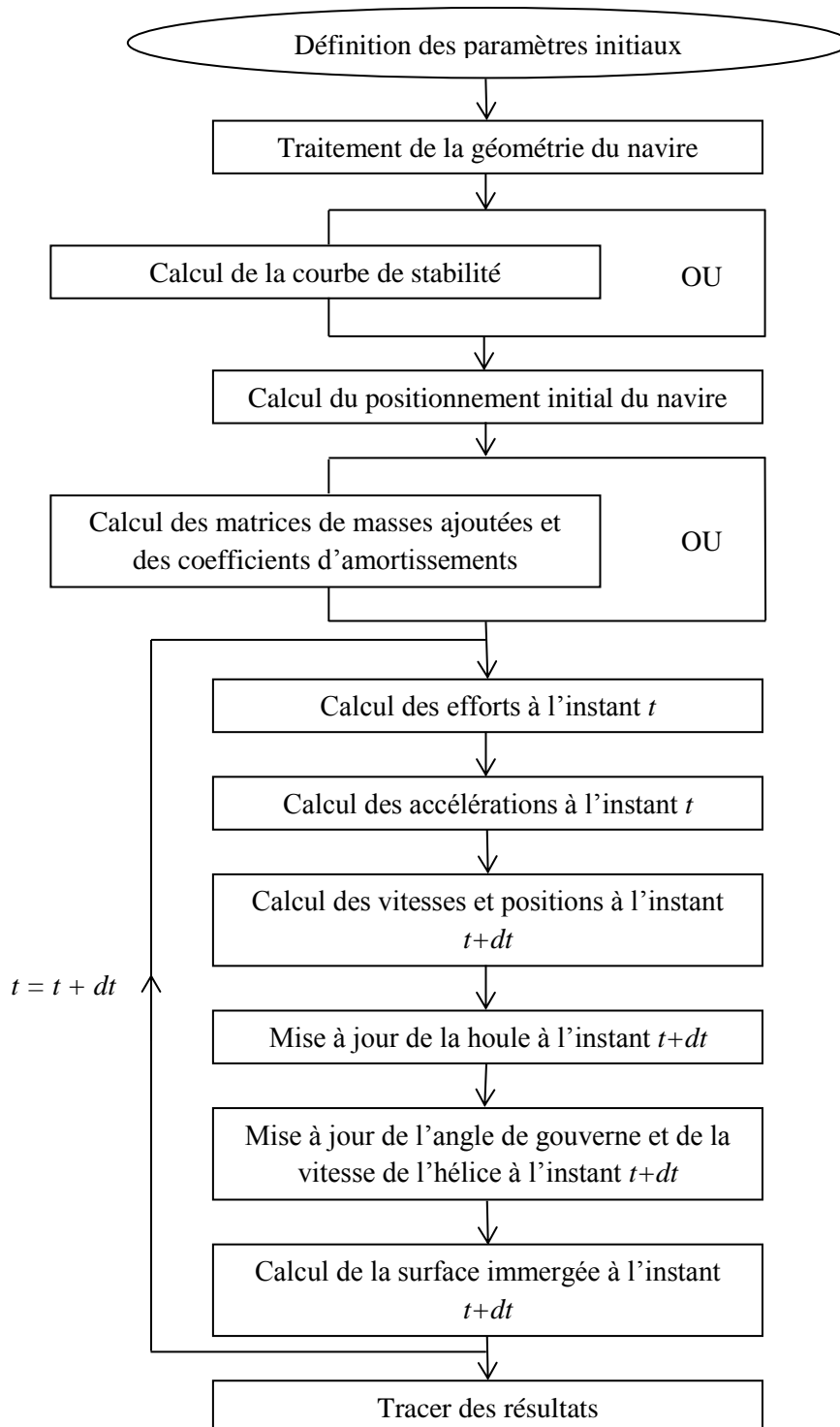
- [1] OMI, 16 Décembre 2002. « Explanatory Notes to the Standards for Ship Manoeuvrability ». *MCS/Circ.1053*.
- [2] N. Umeda, H. Hashimoto, A. Matsuda, 2003. « Broaching prediction in the light of an enhanced mathematical model, with higher-order terms taken into account ». *Journal of Marine Science and Technology*.
- [3] O. Grim, 1961. « Beitrag zu dem Problem der Sicherheit des Schiffes im Seegang », (en Allemand). *Shiff Hafen* 6:490–497.
- [4] T. Perez. « Ship Motion Control: Course Keeping and Roll Stabilisation Using Rudder and Fins ».
- [5] V. Belenky, J.O. de Kat, N. Umeda, 2008. « Toward Performance-based Criteria for intact stability ». *Marine Technology*, 45(2):101-123.
- [6] K.J. Spyrou, 1995. « Surf-riding and Oscillations of a ship in Quartering Waves ». *Journal of Marine Science and Technology*, pp 24-36.
- [7] K.J. Spyrou, 2006. « Asymmetric Surging of Ships in Following Seas and its Repercussions for Safety ». *Nonlinear Dynamics (2006)* 43: 149–172.
- [8] K.J. Spyrou, 2009. « Perceptions of broaching-to: discovering the past », *10th International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles, STAB 2009*.
- [9] W.S. Peters, V. Belenky, C. Bassler, K. J. Spyrou, 2011. « On Vulnerability Criteria for Parametric Roll and Surf-riding ». *Proc. 11th International Ship Stability Workshop, Washington, DC*, pp. 1-6.
- [10] V. Belenky, J. Falzarano, 2006. « Rating-Based Maneuverability Standards ». *ABS Technical Papers*.
- [11] American Bureau of Shipping, Mars 2006. « Guide for Vessel Maneuverability ».
- [12] U.S. NAVY, 1 Août 2000. « US Navy Salvor’s Handbook ». *S0300-A7-HBK-010*.
- [13] Affaires Maritimes Françaises, 20 Novembre 1996. « Division 211, Stabilité à l’État Intact et après Avarie ». *Journal Officiel*.
- [14] J. Rahola, 1939. « The Judging of the Stability of Ships and the Determination of the Minimum Amount of Stability Especially Considering the Vessel Navigating Finnish Waters ». *PhD Thesis, Technical Univeristy of Finland, Helsinki*, viii+232p.

- [15] A. Francescutto, 2004. « Intact Ship Stability-The Way Ahead ». *Marine Technology*, 41:31–37.
- [16] A. Francescutto, 2007. « Intact Stability of Ships-Recent Developments and Trends ». *Proc. PRADS'07, Houston, TX*.
- [17] M.S. Longuet-Higgins, 1957. « The statistical analysis of a random moving surface ». *Philos. Trans. Royal Soc. London, Series A*, 249:321-387.
- [18] N. Umeda, 2013. « Current status of second generation intact stability criteria development and some recent efforts ». *Proc. 13th Int'l. Ship Stability Workshop, Brest, France, pp. 138–157*.
- [19] N. Umeda, M. Shuto, A. Maki, 2007. « Theoretical Prediction of Broaching Probability for a Ship in Irregular Astern Seas ». *Proc. 9th International Ship Stability Workshop, Hamburg, Germany, 7p*.
- [20] W. Peters, V. Belenky, C. Bassler, K. J. Spyrou, N. Umeda, G. Bulian, B. Altmayer, 2011. « The Second Generation Intact Stability Criteria: An Overview of Development ». *SNAME Transactions*, 121, paper presented at the Annual Meeting of the Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Houston, Texas, 16-18 November.
- [21] M.M. González, V.D. Casás, L.P. Rojas, F.J. Ocampo, D.P. Agras, 2014. « Application of Second Generation IMO Intact Stability Criteria to Medium - Sized Fishing Vessels ». *The 14th International Ship Stability Workshop (ISSW), Kuala Lumpur, Malaysia*.
- [22] ITTC, Stability in Waves Committee, 2014. « Final Report and Recommendations to the 27th International Towing Tank Conference ».
- [23] M.A. Abkowitz, 1964, « Lectures on Ship Hydrodynamics - Steering and Maneuvering ». *Hydro- and Aerodynamics Laboratory Report Hy-5, Lyngby, Denmark*.
- [24] O. Grim, 1983. « Das schiff in von achtern kommendem seegang ». *Schiffstechnik* 30, 84-94.
- [25] M. Kan, 1990. « Surging of large amplitude and surf-riding of ships in following seas ». *Naval Architecture and Ocean Engineering, The Society of Naval Architects of Japan (eds.), 28, Ship and Ocean Foundation, Tokyo, 14 pp*.
- [26] Z. Ayaz, D. Vassalos, K.J. Spyrou, 2006. « Manoeuvring behaviour of ships in extreme astern seas ». *Ocean Engineering*.

- [27] M. Ohkusu, 1986. « Prediction of wave forces on a ship running in following waves with very low encountered frequency ». *Journal of the Society of Naval Architects of Japan* 159, 129–38.
- [28] J. Holtrop, G.G.J. Mennen, 1982. « An approximate power prediction method ». *International Shipbuilding Progress* 29 (335), 166–170.
- [29] S. Inoue, M. Hirano, K. Kijima, J. Takashina, 1981. « A practical calculation method of ship manoeuvring ». *International Shipbuilding Progress* 28 (324), 207–222.
- [30] K.J. Spyrou, 1990. « A new approach for assessing ship manoeuvrability based on dynamical systems theory ». *Ph.D. Thesis, University of Strathclyde, Glasgow, UK*.
- [31] W.E. Cummins, 1962. « The Impulse Response Function and Ship Motions ». *Technical report, Department of the Navy, David Taylor Model Basin, Seaworthiness and Fluid Dynamics Division Report* 9 (47), 101–109.
- [32] R. Skejic, Odd M. Faltinsen, 2008. « A unified seakeeping and maneuvering analysis of ships in regular waves ». *Journal of Marine Science and Technology*.
- [33] N. Salvesen, W.E. Smith, 1970. « Comparison of ship motion theory and experiment for mariner hull and destroyer with modified bow ». *NSRDC Report* 3337, Washington, DC.
- [34] J. Artyszuk, 2003. « A look into motion equations of the Esso Osaka maneuvering ». *International Shipbuilding Progress* 50(4):297–315.
- [35] H. Hashimoto, N. Umeda, A. Matsuda, 2011. « Broaching prediction of a wave-piercing tumblehome vessel with twin screws and twin rudders ». *Journal of Marine Science and Technology*.
- [36] S. Hosseini, 2009. « CFD prediction of ship capsizing: parametric rolling, broaching, surf-riding, and periodic motion ». *Ph.D. dissertation, University of Iowa*.
- [37] H. Hashimoto, N. Umeda, A. Matsuda, 2010. « Model Experiment on Heel-Induced Hydrodynamic Forces in Waves for Realising Quantitative Prediction of Broaching ». *Contemporary Ideas on Ship Stability and Capsizing in Waves, Springer Edition*.
- [38] T. Lilienthal, A. Matsuda, G. Thomas, 2007. « Dynamic stability in following seas: predictive and experimental approaches ». *Journal of Marine Science and Technology*, 12:111–118.
- [39] A. Maki, N. Umeda, M. Renilson, T. Ueta, 2010. « Analytical formulae for predicting the surf-riding threshold for a ship in following seas ». *Journal of Marine Science and Technology*, 15:218–229.

- [40] V. Belenky, K.M. Weems, C.C. Bassler, M.J. Dipper, B.L. Campbell, K.J. Spyrou, 2011. « Approaches to rare events in stochastic dynamics of ships ». *Probabilistic Engineering Mechanics*.
- [41] N.K. Im, V.L. Tran, 2012. « Experiment on Track-keeping Performance using Free Running Model Ship ». *Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety, Vol. 18, No. 3, pp. 221-226*.
- [42] B. Molin, 2002. « Hydrodynamique des Structures Offshore ». *Editions TECHNIP*.
- [43] A.S. White, P.T. Gleeson, M. Karamanoglu, 2007. « Control of Ship capsize in stern quartering sea ». *International Journal of Simulation Systems, Science & Technology, 8(2) pp. 20-31. ISSN 1473-804X*.
- [44] J.O. De Kat, 1988. « Large amplitude ship motion and capsizing in severe sea conditions ». *Ph.D. Dissertation, University of California, Berkeley*.
- [45] S. Chakrabarti, Juillet 2001. « Empirical calculation of roll damping for ships and barges ». *Ocean Engineering, Volume 28, Issue 7, pp. 915-932*.
- [46] T. Perez, T.I. Fossen, 2008. « Joint identification of infinite-frequency added mass and fluid-memory models of marine structures ». *Modeling, Identification and Control, Vol. 29, No. 3, pp. 93–102*.
- [47] T.F. Ogilvie, 1964. « Recent progress toward the understanding and prediction of ship motions ». *The 6th Symposium on Naval Hydrodynamics*.
- [48] F. Rongère, 2010. « Etude comparée de méthodes de calcul des efforts de radiation pour une application à l'aviron ». *12^{ème} Journées de l'Hydrodynamique*.
- [49] J.M. Kobus, G. Delhommeau, 1987. « Méthode approchée de calcul du comportement sur houle avec vitesse d'avance ». *Bulletin de l'Association Technique Maritime et Aéronautique, pp. 467–490*.
- [50] Y. Yoshimura, 2005. « Mathematical Model for Manoeuvring Ship Motion (MMG Model) ». *Workshop on Mathematical Models for Operations involving Ship-Ship Interaction, Tokyo*.
- [51] K. Kobe, A. Yumuro, Y. Yoshimura, 1981. « Concrete of Mathematical model for ship manoeuvrability », (en Japonais). *3rd Symposium on ship manoeuvrability, SNAJ, pp.27-80*.
- [52] C.F. Smith, P. Lapp, R. Sedat, 1985. « Should there be a propeller nozzle on your trawler? ». *New York Sea Grant, États-Unis*.
- [53] C.F. Smith, 1985. « The proper propeller ». *New York Sea Grant, États-Unis*.

- [54] F. Bonnefoy, 2015. « Etude théorique de la génération en bassin ». *LHEEA Lab. (ECN/CNRS), Rapport technique.*
- Z. Zaojian, 2006. « Ship Manoeuvring and Seakeeping ». *Lecture Notes.*

ANNEXE 1 : *Algorithme principal du code de calcul MANINWAVES*

ANNEXE 2 : Calcul, mesure et réglage d'inertie

L'inertie d'un corps dans un référentiel galiléen est la résistance qu'oppose ce corps à une variation temporelle de sa vitesse. L'inertie est aussi un indicateur de la répartition des masses à l'intérieur du corps. Ainsi, pour une même masse totale et une même position du centre de gravité, un corps pourra voir son inertie diminuer ou augmenter en fonction que l'on approche ou que l'on éloigne des charges de son centre de gravité. Plus l'inertie est grande et plus il est difficile de modifier le mouvement de l'objet. Les inerties sont utilisées dans les trois équations de moments du torseur dynamique et s'expriment sous la forme d'une matrice carrée à trois dimensions dont les termes diagonaux sont les moments d'inerties et les termes hors-diagonaux sont les produits d'inertie. Ces derniers renseignent sur des symétries de forme ou de masse de l'objet. La matrice d'inertie est généralement exprimée au centre de gravité et dans le repère lié à l'objet.

$$I_{G_{maquette}} = \begin{bmatrix} I_{Gx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ -I_{Gyx} & I_{Gy} & -I_{Gyz} \\ -I_{Gzx} & -I_{Gzy} & I_{Gz} \end{bmatrix} \quad (298)$$

A2.1 Théorie en roulis et tangage

A tout objet volumique pesant est associée une matrice d'inertie. La compréhension physique et la détermination des termes d'inerties qui la composent nécessitent dans un premier temps la mise en équation d'un système de pendule pesant simple. L'objet alors considéré se ramène à une masse ponctuelle qui se déplace avec un mouvement de balancier à une distance fixe de son axe de rotation. L'énergie mécanique du pendule est la somme de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle. A partir du théorème de conservation de l'énergie mécanique et en négligeant les frottements, on établit la relation suivante :

$$E_m = E_c + E_p = \frac{1}{2}ml^2\dot{\theta}^2 + mgl(1 - \cos \theta) \quad (299)$$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} \dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt} \\ g : \text{ Accélération de la pesanteur } (m.s^{-2}) \\ \theta : \text{ Angle que fait le pendule, à une date } t, \text{ avec la verticale } (rad) \\ m : \text{ Masse de l'objet } (kg) \\ l : \text{ Distance entre le centre de la masse et l'axe de rotation } (m) \end{array} \right. \quad (300)$$

L'énergie mécanique étant constante dans le temps, sa dérivée est nulle. En dérivant l'équation (299) ci-dessus par rapport au temps on obtient :

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l} \sin \theta = 0 \quad (301)$$

Cette équation est celle d'un oscillateur non harmonique, c'est-à-dire non sinusoïdal. Pour de faibles oscillations, l'équation différentielle peut approximativement s'écrire :

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l} \theta = 0 \quad (302)$$

Ainsi, pour de faibles amplitudes permettant d'approcher le sinus à son angle, le pendule se comporte comme un oscillateur harmonique. Sa réponse est alors de la forme $\theta = \theta_0 \cos(\omega t + \varphi)$. L'équation (302) peut alors être réécrite de la façon suivante :

$$-\omega^2 \theta_0 + \frac{g}{l} \theta_0 = 0 \quad (303)$$

La période d'oscillation T du pendule pesant simple est déduite de l'équation précédente et est indépendante de l'amplitude du mouvement.

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \quad (304)$$

Dans le cas de la mesure d'inertie sur une maquette de navire, on appliquera la théorie du pendule pesant composé. Par conséquent, l'effet de l'inertie sur le mouvement de rotation ne peut pas être réduit à celui d'une masse ponctuelle placée au centre de gravité G . C'est l'ensemble du solide qui est en rotation et son inertie est caractérisée par son moment d'inertie I_O autour de son axe de rotation O . Sur le schéma de la figure A1, la longueur l correspond à la distance entre le centre de gravité G et l'axe de rotation, i.e. $l = OG$.

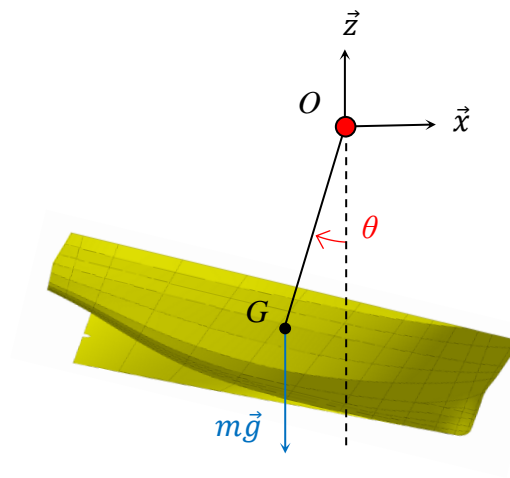


Figure A1 - Paramétrage de la théorie du pendule pesant composé

Aux faibles amplitudes, l'isochronisme des oscillations est vérifié et l'équation du mouvement de rotation autour de l'axe Oy s'écrit :

$$I_{Oy}\ddot{\theta} + mgl\theta = 0 \quad (305)$$

De manière analogue à la théorie du pendule simple, la période T des oscillations du pendule composé de masse m s'exprime par la relation suivante :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_{Oy}}{mgl}} \quad (306)$$

Soit :
$$I_{Oy} = mgl \frac{T^2}{2\pi} \quad (307)$$

A2.2 Théorie en lacet

Pour la mesure de l'inertie en lacet, on s'intéresse à la théorie du pendule de torsion qui est un dispositif constitué d'une barre horizontale, fixée à un support par l'intermédiaire d'un fil de torsion. Ce fil d'acier exerce un couple de rappel C_r , proportionnel à l'angle de torsion θ qu'on lui impose. k est la raideur du système.

$$C_r = -k\theta \quad (308)$$

Si on lâche le dispositif en l'ayant écarté de sa position d'équilibre dans un plan horizontal, celui-ci oscille dans ce plan. A partir du théorème de conservation de l'énergie mécanique et

en négligeant les frottements, l'angle de torsion du pendule peut être calculé à partir de l'équation :

$$I_{Gz}\ddot{\theta} + k\theta = 0 \quad (309)$$

Pour de petites oscillations, la période est indépendante de l'amplitude : on parle d'oscillations isochrones. On peut calculer la période des oscillations T à partir de la formule ci-dessous :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_{Gz}}{k}} \quad (310)$$

A2.3 Réglage des inerties

A2.3.1 Inerties en roulis et tangage

En pratique, les inerties de la maquette sont mesurées dans l'air afin de s'affranchir des effets des masses et inerties ajoutées. Comme présenté dans la théorie ci-dessus, le réglage des inerties se base sur l'approximation de Gauss, appelée également approximation des petits angles pour laquelle $\sin \alpha \approx \alpha$, $\cos \alpha \approx 1$ et $\tan \alpha \approx \alpha$. Un système de plateau balancier à câbles est utilisé pour régler les inerties de la maquette. L'amplitude maximale de son mouvement doit être inférieure ou égale à 5 degrés.

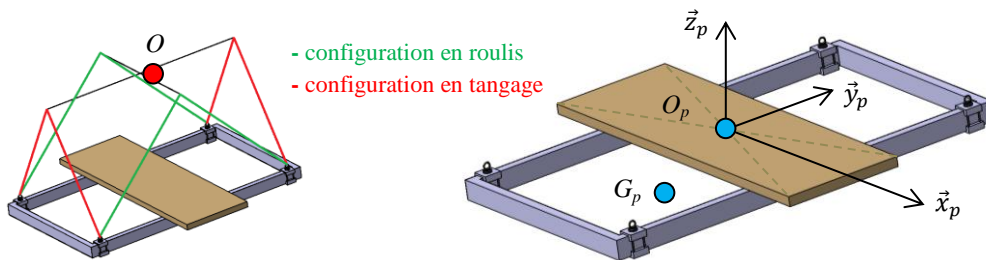


Figure A2 - Plateau de mesure et de réglage des inerties en roulis, tangage et lacet

Seules les inerties de roulis I_{Gx} et de tangage I_{Gy} exprimées au centre de gravité de la maquette sont réglées. L'inertie en lacet I_{Gz} est uniquement mesurée. Les produits d'inertie ne sont pas réglés. En tenant compte des symétries de la maquette dans les plans $(x_b G y_b)$ et $(y_b G z_b)$, il vient que $I_{Gxy} = I_{Gyx} = 0$ et $I_{Gyz} = I_{Gzy} = 0$. La matrice d'inertie s'exprime alors :

$$I_{Gmaquette} = \begin{bmatrix} I_{Gx} & 0 & -I_{Gxz} \\ 0 & I_{Gy} & 0 \\ -I_{Gzx} & 0 & I_{Gz} \end{bmatrix} \quad (311)$$

La figure A3 ci-dessous illustre les configurations en roulis et tangage du plateau balancier.

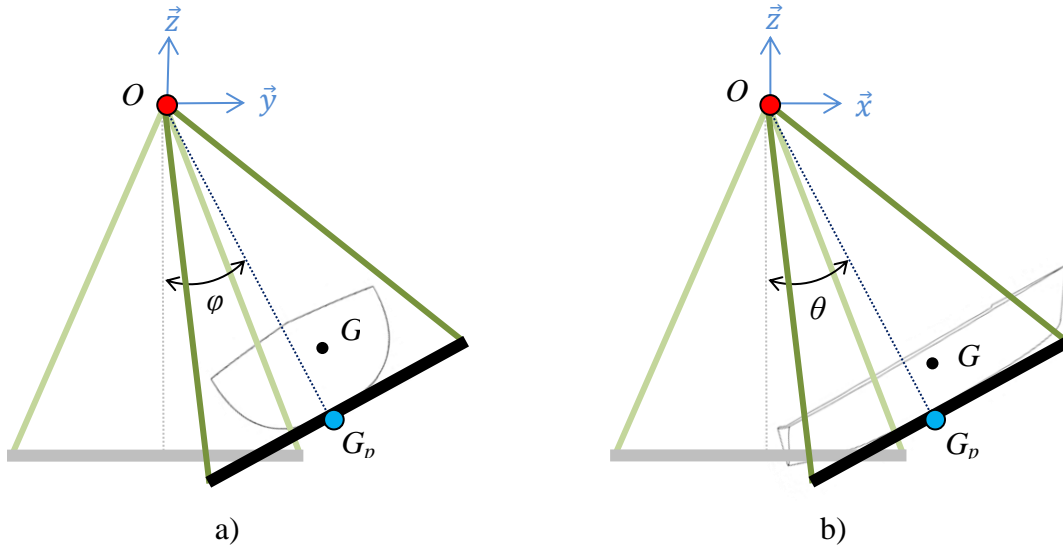


Figure A3 - Plateau balancier en roulis (a) et tangage (b)

En configuration de roulis, d'après la théorie du pendule pesant composé, si le moment d'inertie des câbles supportant le plateau est négligé, l'inertie $I_{Ox}|_P$ du plateau autour de l'axe Ox s'exprime :

$$I_{Ox}|_P = m_P g (OG_P) \left(\frac{T_P}{2\pi} \right)^2 = m_P g \|\overrightarrow{OO_P} + \overrightarrow{O_P G_P}\| \left(\frac{T_P}{2\pi} \right)^2 \quad (312)$$

En considérant ensuite l'ensemble composé du plateau et de la maquette et en mesurant la période T_E des oscillations du système, il vient :

$$I_{Ox}|_E = (m_P + m) g (OG_E) \left(\frac{T_E}{2\pi} \right)^2 = (m_P + m) g \|\overrightarrow{OG_E}\| \left(\frac{T_E}{2\pi} \right)^2 \quad (313)$$

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{OG_E} = \frac{m_P \overrightarrow{OG_P} + m \overrightarrow{OG}}{(m_P + m)} = \frac{m_P (\overrightarrow{OO_P} + \overrightarrow{O_P G_P}) + m (\overrightarrow{OO_P} + \overrightarrow{O_P G})}{(m_P + m)} \\ m_P : \text{ masse du plateau (kg)} \\ m : \text{ masse de la maquette (kg)} \\ g : \text{ accélération de la pesanteur (m.s}^{-2}\text{)} \end{array} \right. \quad (314)$$

L'inertie de la maquette seule par rapport à l'axe Ox se calcule alors comme la différence entre l'inertie mesurée de l'ensemble et l'inertie mesurée du plateau.

$$I_{Ox}|_M = I_{Ox}|_E - I_{Ox}|_P = \frac{1}{4\pi^2} [(m_P + m)gOG_ET_E^2 - m_PgOG_PT_P^2] \quad (315)$$

Pour connaître l'inertie de la maquette en son centre de gravité par rapport à l'axe Gx , on utilise le théorème de Huygens.

$$I_{Gx}|_M = I_{Ox}|_M - m(OG)^2 \quad (316)$$

La méthode est similaire pour le calcul et la mesure de l'inertie en tangage $I_{Gy}|_M$.

A2.3.2 Inertie en lacet

Le système de mesure utilisé pour la mesure de l'inertie en lacet de la maquette est un plateau quadrifilaire pourvu de quatre câbles verticaux de longueur L_c .

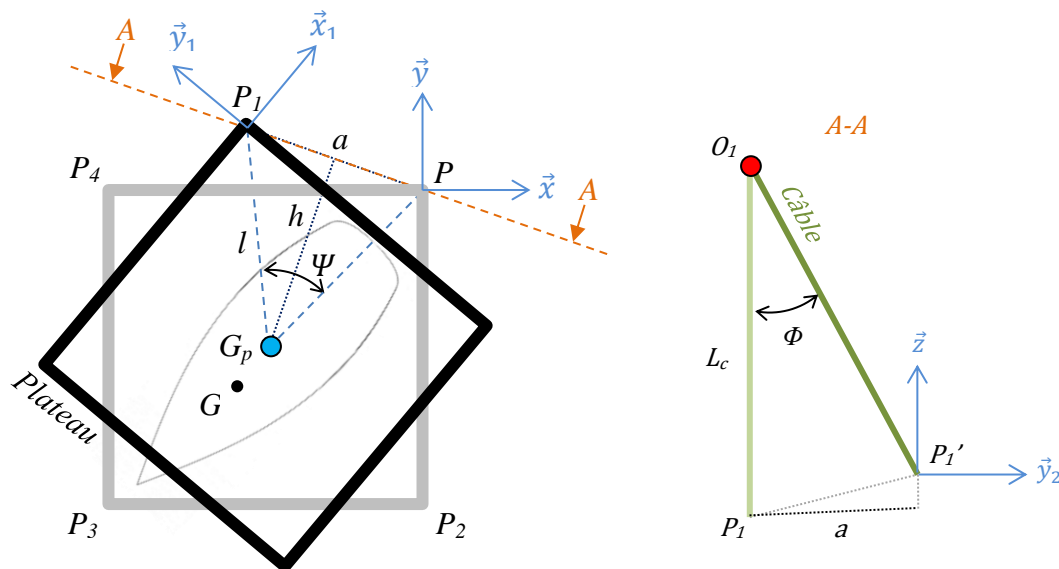


Figure A4 - Plateau quadrifilaire en lacet

Dans l'hypothèse des petits déplacements, le calcul de la distance a entre les points P_1 et P_1' après rotation du plateau autour de l'axe vertical G_{pz} permet d'écrire l'angle Φ en fonction de l'angle Ψ .

$$a = l\Psi \quad (317)$$

et
$$a = L\Phi \quad (318)$$

$$\Phi = \frac{a}{L} = \frac{l}{L}\Psi \quad (319)$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} 2l : \text{Longueur de la diagonale du plateau (m)} \\ L : \text{Longueur des câbles (m)} \\ \Psi : \text{Angle de rotation du plateau (rad)} \\ \Phi : \text{Angle de déport des câbles induit par la rotation du plateau (rad)} \end{array} \right.$$

Si le système est parfait, alors le poids se répartit sur les quatre coins du plateau. Par exemple, pour le coin P_i , la composante du poids engendre un moment en O_i agissant autour de \vec{x}_2 et tendant à ramener le plateau dans sa position d'équilibre, i.e. lorsque $\Psi=0$. L'action de ce moment est équivalente à celle d'une force virtuelle horizontale \vec{F}_{h_i} appliquée au point P_i .

$$\vec{F}_{h_i} = -\alpha_i m_P g \Phi \cdot \vec{y}_2 \quad (320)$$

Avec : α_i : Fraction du poids supporté par le câble i avec $\sum_{i=1}^4 \alpha_i = 1$

En posant l'hypothèse que la distance h est égale à la longueur l alors le moment de rappel exprimé au point G_P autour de l'axe \vec{z} est défini comme suit :

$$M_{G_{Pz}} = \vec{M}_{G_{Pz}} \cdot \vec{z} = \sum_{i=1}^4 h \cdot \vec{x}_2 \wedge \vec{F}_{h_i} \cdot \vec{z} = -m_P g l \Phi = -m_P g \frac{l^2}{L} \Psi \quad (321)$$

La raideur du système se définit comme le rapport entre le moment de rappel autour de \vec{z} et l'angle de rotation du plateau Ψ .

$$k = \frac{|M_{G_{Pz}}|}{\Psi} = m_P g \frac{l^2}{L} \quad (322)$$

Par conséquent, le moment d'inertie du plateau autour de l'axe G_{Pz} est calculé à partir de la période mesurée des oscillations T_P .

$$I_{Gz}|_P = m_P g \frac{l^2}{L} \left(\frac{T_P}{2\pi} \right)^2 \quad (323)$$

Dans le cas où la maquette est montée sur le plateau, son moment d'inertie en G_{Pz} autour de l'axe \vec{z} est calculé à partir de la période mesurée de l'ensemble T_E et de l'inertie du plateau seul $I_{Gz}|_P$.

$$I_{G_{Pz}}|_M = \frac{g l^2}{4\pi^2 L} [(m_P + m) T_E^2 - m_P T_P^2] \quad (324)$$

Le théorème de Huygens permet d'écrire l'inertie de la maquette par rapport à l'axe G_z :

$$I_{Gz}|_M = I_{G_{Pz}}|_M - mG_P G^2 \quad (325)$$

L'inertie en lacet n'est pas réglée mais uniquement mesurée. En effet elle est dépendante du réglage des inerties en roulis et en tangage effectués au préalable. Sa valeur est d'ailleurs proche de celle de l'inertie en tangage.

Thèse de Doctorat

Boris HOREL

Modélisation Physique du Comportement du Navire par Mer de l'Arrière

Physical Modelling of Ship's Behavior in Astern Seas

Résumé

Assurer la sécurité des hommes en mer en évaluant la capacité des navires à résister au chavirement par mer forte est la motivation majeure de ce travail de thèse. La stabilité de route d'un navire par mer de l'arrière et plus particulièrement les phénomènes du surging, du surf-riding et du broaching ont été étudiés à l'aide d'une approche modèle de comportement couplée à une approche expérimentale.

La partie numérique de ce modèle utilise la capture de surface immergée instantanée qui consiste à prendre en compte les non-linéarités du profil de la houle dans le calcul des efforts hydrostatiques et de Froude Krylov.

La partie expérimentale permet de mesurer les interactions entre l'écoulement fluide et la carène par le biais d'essais en modèle semi-captif. Le type de montage utilisé permet d'imposer des mouvements dans le plan horizontal en conservant le roulis, le tangage et le pilonnement libres.

En complément des essais sur eau calme, les essais sur houle régulière de l'arrière permettent de mesurer les chargements hydrodynamiques pour différentes pulsations de rencontre et particulièrement à pulsation de rencontre nulle. La principale difficulté réside alors dans la synchronisation de la position relative de la maquette par rapport au creux de la vague.

L'analyse des mesures expérimentales montre que les efforts sur houle de l'arrière se différencient des efforts en eau calme par leur dépendance à la pulsation de rencontre, aux paramètres de vague, au gisement du navire et à la position relative du navire par rapport au creux de la vague.

A l'issue de ces travaux de thèse, un outil de simulation, un modèle de comportement du navire par mer de l'arrière, un montage d'essai, une méthodologie expérimentale ainsi que le programme d'essais permettant de calibrer le modèle mathématique ont été définis. Une étude dédiée utilisant le modèle développé serait assimilable à un troisième niveau pour les critères de seconde génération de l'OMI.

Mots clés

Modèle mathématique à 6DDL, manœuvrabilité et stabilité sur houle, surf-riding, broaching, essai en modèle semi-captif sur houle, essais en modèle libre sur houle.

Abstract

Ensuring the safety of life at sea by assessing the ship ability not to be vulnerable to capsize in rough seas is the major motivation of this PhD. The course stability of the ship in following waves, the surging, the surf-riding and the broaching-to phenomena were studied using a system based model coupled with an experimental model.

The numerical part of this model uses the instantaneous immersed surface capture that takes into account the non-linearities of the wave profile in the calculation of the hydrostatic forces and the Froude Krylov forces.

The experimental part brings the interactions between the fluid flow and the hull through semi-captive model tests. The motion in the horizontal plane can be generated by this apparatus with the model free in roll, pitch and heave.

In addition to the tests in calm water, the measurement of the hydrodynamic loads for different encounter frequencies and zero encounter frequency can be done performing captive model tests in regular following waves. The main difficulty lies in the synchronization of the relative position of the model with the wave trough.

The post-processing of the experimental data shows that forces in following waves can be derived from forces in calm water by adding some wave encounter frequency, wave parameters, heading and relative position dependent terms.

At the end of this PhD, a simulation tool, a physical model for the prediction of the ship behavior in following waves, an experimental apparatus, a methodology for tests in waves and the experimental test program to calibrate the model was established. A dedicated study using the physical model would be comparable to a third level to the IMO second generation criteria.

Key Words

6DOF physical model, maneuvering and stability in waves, surf-riding, broaching-to, semi-captive model tests in waves, free running model tests in waves