

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE  
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



*Département du Génie Electrique  
Spécialité Automatique*

*Projet de fin d'études*

*Pour l'obtention du diplôme  
D'Ingénieur d'Etat en Automatique*

*THÈME*

**Commande Robuste Appliquée  
à la Stabilisation d'un Navire**

*Proposé et dirigé par :*  
Mr. M. TADJINE  
Mr. H. SAARI

*Etudié par :*  
Mr. Y. BELMILOUD  
Mr. O. KHEMOUDJ

*Juin 2006*

*Laboratoire de Commande des Processus  
Ecole Nationale Polytechnique, 10, AV. Hassen Badi, El-Harrach, Algérie*

## ***DEDICACES***

*A qui puis je dédier cet humble travail si ce n'est à mes très chers parents, dont le sacrifice, la tendresse, l'amour, la patience, le soutien, l'aide et les encouragements sont l'essence de ma réussite. Sans eux, je ne serais pas ce que je suis aujourd'hui.*

*Je dédie ce travail également,*

*A mes deux, très chers, soeurs, Yasmine et Nassima, pour leur soutien, leur aide, leurs encouragements.*

*A mes grands-parents, je pense qu'ils sont fiers de leur petit fils.*

*A la mémoire de mon regretté grand père.*

*A tous mes oncles (Lakhdar, Hakim, Madjid, Khelifa...), tantes (Rosa, Farida, Sonia), cousins (Salim, Sofiane, Mahmoud, Lyes...) et cousines (Lila, Nadia, Sabrina, Lisa...).*

*A tous mes amis de Boumerdes « posta » (Sofiane, Nadir, Adnan, El hadi, Moumouh, Hamza, Anis, Sid Ali, Hicham, Samir ...) et à toutes la promo avec qui on a partagé des bons moments.*

*A toute personne qui porte de l'estime pour moi.*

## **DEDICACES**

*Je dédie ce mémoire*

*A mes chers parents pour leur encouragement, leur aide et leurs précieux conseils.*

*A ma sœur Faïza et mon frère Fayçal que j'adore.*

*A mon grand-père Mohand et ma grand-mère Baya.*

*A mes amis Sofiane, Abdelhak et Mohamed.*

*A mes amis polytechniciens Redouane et Farid.*

*A tous mes potes de la promo du plus grand au plus petit.*

*A mon binôme et ami Youcef et à toute sa famille.*

*A tous ceux qui m'aiment et qui m'apprécient.*

*Omar Khemoudj*

## **REMERCIEMENTS**

*Ce travail a été réalisé au sein du laboratoire de commande des processus (LCP) de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger sous la direction de Monsieur M. TADJINE et Monsieur H. SAARI, chercheur à l'institut maritime de Bousmail, que nous remercions pour leur encadrement, leur aide, leurs directives, leurs conseils précieux et surtout à la confiance qu'ils nous ont accordée.*

*Nous exprimons notre profonde gratitude à Monsieur .BERKOUK, pour l'honneur qu'il nous fait en présidant le jury, ainsi qu'à Monsieur .HEMICI, pour avoir accepté de faire partie du jury.*

*Nous remercions également tous les professeurs du département d'Automatique de l'ENP, pour leur aide, leurs conseils et leur compréhension.*

*Enfin, nous remercions tous ceux qui ont de près ou de loin contribué à l'aboutissement et l'amélioration de ce travail.*

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure I.1</b> Mouvements du navire.....	2
<b>Figure I.2</b> Angles du gouvernail.....	11
<b>Figure I.3</b> Diagramme simplifié du fonctionnement du gouvernail.....	12
<b>Figure I.4</b> Perturbation sur l'embarquée et le roulis.....	14
<b>Figure II.1</b> Schéma en bloc de la commande par retour d'état.....	22
<b>Figure II.2</b> Structure de commande parallèle.....	28
<b>Figure II.3</b> Diagramme de bode du transfert entre l'angle du gouvernail et l'angle du roulis.....	30
<b>Figure II.4</b> Structure de commande en cascade.....	36
<b>Figure II.5</b> Diagramme de bode du transfert entre l'angle du gouvernail et l'angle du roulis.....	37
<b>Figure III.1</b> Commande multi-contrôleurs de classe indirecte.....	45
<b>Figure III.2</b> Commande multi-contrôleurs de classe directe.....	46
<b>Figure III.3</b> Grafctet régissant le commutateur.....	50

## LISTE DES SIMULATIONS

<b>Simulation I.1</b> Réponse du gouvernail à un échelon de 10 degrés.....	13
<b>Simulation I.2</b> Réponse des modèles linéaires en (bleu) et non linéaire (vert) à échelon de 10 degrés du gouvernail.....	18
<b>Simulation I.3</b> Diagramme simplifié du fonctionnement du gouvernail.....	12
<b>Simulation II.1</b> Commande par retour d'état sans perturbations avec placement de pôles rapides.....	24
<b>Simulation II.2</b> Commande par retour d'état en absence de perturbations avec placement de pôles lents.....	25
<b>Simulation II.3</b> Commande par retour d'état avec perturbations (mer peu agitée).....	26
<b>Simulation II.4</b> Commande par retour d'état avec perturbation (mer agitée).....	27
<b>Simulation II.5</b> Commande parallèle en mer peu agitée (régime transitoire).....	32
<b>Simulation II.6</b> Commande parallèle en mer peu agitée (régime permanent).....	33
<b>Simulation II.7</b> Commande parallèle en mer agitée (régime transitoire).....	34
<b>Simulation II.8</b> Commande parallèle en mer agitée (régime permanent).....	35
<b>Simulation II.9</b> Commande cascade en mer peu agitée (régime transitoire).....	39
<b>Simulation II.10</b> Commande cascade en mer peu agitée (régime permanent).....	40
<b>Simulation II.11</b> Commande cascade en mer agitée (régime transitoire).....	41
<b>Simulation II.12</b> Commande cascade en mer agitée (régime permanent).....	42
<b>Simulation III.1</b> Evolution de l'angle du roulis en mer peu agitée.....	50
<b>Simulation III.2</b> Evolution de l'angle de l'embarquée en mer peu agitée.....	51
<b>Simulation III.3</b> Evolution de l'angle du roulis en mer agitée.....	51
<b>Simulation III.4</b> Evolution de l'angle de l'embarquée en mer agitée.....	52

## LISTE DES TABLEAUX

<b>Tableau I.1</b> Caractérisation de la vague.....	15
<b>Tableau II.1</b> Pôle et zéros du correcteur de trajectoire (parallèle).....	29
<b>Tableau II.2</b> Pôle et zéros du correcteur de roulis (parallèle).....	31
<b>Tableau II.3</b> Pôle et zéros du correcteur de roulis (cascade).....	29

# TABLE DES MATIERES

<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	1
------------------------------------	---

## **CHAPITRE I. MODELISATION DU NAVIRE**

I.1 Introduction.....	2
I.2 Mouvements du navire.....	3
I.3 Forces et moments hydrodynamiques.....	7
I.4 Forces et moments engendrés par le gouvernail.....	11
I.5 Modélisation du gouvernail.....	13
I.6 Modélisation des vagues.....	14
I.7 Représentation d'état des modèles linéaire et non linéaire.....	16
I.7.1 Modèle non linéaire.....	16
I.7.2 Modèle linéaire.....	17
I.8 Simulation et commentaires.....	18
I.9 Conclusion.....	20

## **CHAPITRE II. SYNTHESE DE LOIS DE COMMANDES PAR RETOUR D'ETAT ET $H_\infty$**

II.1 Introduction.....	21
II.2 Commande par retour d'état.....	21
II.2.1 Schéma de commande.....	21
II.2.2 Placements des pôles.....	23
II.2.3 Simulation.....	23
II.3 Synthèse de la commande $H_\infty$ .....	28
II.3.1 Commande parallèle.....	28
II.3.1.1 Correcteur de trajectoire.....	29
II.3.1.2 Correcteur de roulis.....	29
II.3.1.3 Simulation.....	31
II.3.2 Commande en cascade.....	36
II.3.2.1 Correcteur de trajectoire.....	37
II.3.2.2 Correcteur de roulis.....	37
II.3.2.3 Simulation.....	38
II.4 Commentaires.....	43
II.5 Conclusion.....	43

## **CHAPITRE III. COMMANDE MULT-CONTROLEURS**

III.1 Introduction.....	44
III.2 Structuration de la commande multi-contrôleur.....	45
III.3 Synthèse de la commande.....	46
III.3.1 Linéarisation.....	46
III.3.2 Calcul des régulateurs locaux.....	48
III.3.3 Structuration du commutateur.....	48
III.4 Simulation.....	50
III.5 Conclusion.....	52

<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>54</b>
---------------------------------	-----------

<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>56</b>
---	-----------

### **ANNEXES**

Annexe A. Le système de normalisation SNAME.....	57
Annexe B. Théorie de la bande.....	58
Annexe C. Principe de la commande $H_\infty$ .....	59

### **TABLES**

Table A. Paramètres du modèle du porte-conteneurs.....	65
Table B. Caractéristiques du navire porte-conteneurs.....	66

## INTRODUCTION GENERALE

Une méthode de résolution du problème de stabilisation du mouvement du navire en réduisant le roulis et en corrigeant la trajectoire est présentée dans ce mémoire. L'inconvénient principal dans la réduction du roulis est que le système est sensible aux incertitudes du modèle, par conséquent, la théorie de commande  $H_\infty$  est utilisée pour traiter cette problématique.

Dans le premier chapitre, nous traitons la partie modélisation du navire porte-conteneurs. Nous décrivons les différents mouvements du navire, nous présentons également un modèle du gouvernail de direction, et on étudie l'effet des vagues sur notre système et pour finir une représentation d'état est donnée.

Dans les deuxième et troisième chapitres, nous passons à la partie commande. En premier lieu, nous nous intéressons au modèle linéaire, une commande par retour d'état est présentée. Une commande  $H_\infty$  est également appliquée au modèle en adoptant deux types de structures, parallèle et cascade. En second lieu, nous proposons une approche de commande de type multi-contrôleurs sur le modèle non linéaire autour de deux points fonctionnement.

En conclusion, nous donnerons un résumé et une analyse des résultats obtenus ainsi que les perspectives.

**Mots clés : atténuation de roulis, retour d'état, commande robuste  $H_\infty$ , commande multi-contrôleurs.**

# Chapitre I

## MODELISATION DU NAVIRE

### I.1 Introduction

L'étape essentielle à toute conception de loi de commande est la connaissance des caractéristiques dynamiques du système physique à commander.

L'étude du mouvement du navire est complexe. L'obtention d'un modèle fiable suppose la détermination de l'ensemble des paramètres intervenant dans sa dynamique. Ces paramètres concernent le profil du navire (géométrie de la coque), sa charge, sa puissance...etc. L'environnement extérieur dans lequel évolue le navire doit aussi être pris en considération tel que l'effet des vagues et des courants.

Plusieurs recherches ont été effectuées dans le domaine de la modélisation des navires. Nous citons parmi elles les résultats publiés par Son et Nomoto (1982) présentant un modèle obtenu en utilisant la méthode du mécanisme du mouvement planaire (planar motion mechanism PMM). Kälström et Otterson (1983) ont obtenu un modèle en combinant un modèle latéral de PMM avec des estimations théoriques des coefficients du roulis, en utilisant les essais du modèle de navigation libre pour calibrer les paramètres du roulis.

Bien que des parties de ces modèles aient été précédemment présentées dans différentes publications (Blanke, 1981) (Blanke et Christensen, 1993) (Blanke et Jensen, 1997), il est encore difficile de trouver dans la littérature des modèles entièrement paramétrés.

Dans ce chapitre, nous présentons des modèles basés sur des résultats expérimentaux et décrivant le mouvement du navire dans 4 degrés de liberté en utilisant la méthode du mécanisme du mouvement planaire du roulis (Roll planar motion mechanism RPMM) élaboré

à l'institut maritime danois. Ce modèle englobe l'interaction existant entre les différents mouvements du navire (roulis, lacet, embardée et cavalement).

Ces modèles ont été validés par l'intermédiaire d'essais effectués en mer (Blanke *et autres* 1989), (Blanke et Jensen, 1997). Ils constituent donc un outil valable pour la conception de stratégies de commande.

Dans la section I.2, nous présentons les différents mouvements d'un navire. Dans la section I.3, le modèle des forces et moments hydrodynamiques agissant sur la coque est donné. Dans le point I.4, nous décrivons les différentes forces et moments engendrés par le gouvernail. Dans les sections I.5 et I.6, nous présentons les modèles du gouvernail et des perturbations et enfin en I.7 et I.8, les modèles linéaires et non linéaires sont donnés ainsi que leur simulation

## I.2 Mouvements du navire

Le mouvement d'un navire dans six degrés de liberté se décompose en un mouvement de translation (position) suivant trois directions : cavalement, lacet et pilonnement et trois mouvements de rotation autour de trois axes : roulis, tangage et embardée.

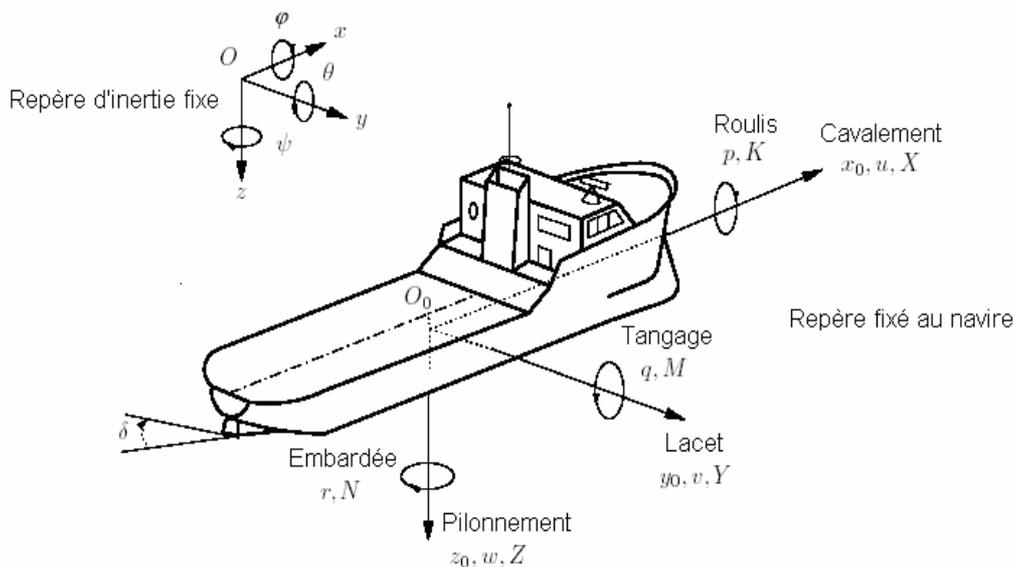


Figure I.1 : Mouvements du navire

Afin de déterminer les équations du mouvement, on considère deux repères : Le repère d'inertie fixé à la terre  $Oxyz$  qui coïncide avec la position initiale du navire et un repère fixé au navire  $O_0x_0y_0z_0$ . Généralement, on positionne le repère fixé au navire de telle manière que ce dernier soit symétrique par rapport au plan  $O_0x_0z_0$  et approximativement symétrique par rapport au plan  $O_0y_0z_0$ .

L'origine  $O_0$  est choisie comme point de contact entre la coque et la surface de l'eau lorsque la mer est calme.

Les positions et orientations du navire sont exprimées dans le repère d'inertie à travers les coordonnées notées respectivement:  $[x \ y \ z]^T$  et  $[\varphi \ \theta \ \psi]^T$  alors que les forces  $[X \ Y \ Z]^T$ , les moments  $[K \ M \ N]^T$ , les vitesses linéaires  $[u \ v \ w]^T$  et les vitesses angulaires  $[p \ q \ r]^T$  sont exprimées dans le repère lié au navire. On utilise la notation standard (SNAME, 1950).

Soit le vecteur de position-orientation exprimé dans le repère d'inertie

$$\eta = [x \ y \ z \ \varphi \ \theta \ \psi]^T \quad (\text{I.1})$$

Et le vecteur vitesses linéaires-angulaires dans le repère fixé au navire

$$\nu = [u \ v \ w \ p \ q \ r]^T \quad (\text{I.2})$$

En faisant un changement de repère, on exprime le vecteur de position-orientation dans le repère d'inertie à travers la relation :

$$\dot{\eta} = J(\eta)\nu \quad (\text{I.3})$$

$J(\eta)$  est une matrice de passage qui dépend des angles d'Euler  $(\varphi, \theta, \psi)$  :

$$J(\eta) = \begin{bmatrix} J_1(\varphi, \theta, \psi) & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & J_2(\varphi, \theta, \psi) \end{bmatrix} \quad (I.4)$$

Où

$$J_1(\varphi, \theta, \psi) = \begin{bmatrix} c(\psi)c(\theta) & -s(\psi)c(\varphi) + c(\psi)s(\theta)s(\varphi) & s(\psi)s(\varphi) + c(\psi)c(\varphi)s(\theta) \\ s(\psi)c(\theta) & c(\psi)c(\varphi) + s(\psi)s(\theta)s(\varphi) & -c(\psi)s(\varphi) + s(\psi)c(\varphi)s(\theta) \\ -s(\theta) & c(\theta)s(\varphi) & c(\psi)c(\varphi) \end{bmatrix} \quad (I.5)$$

et

$$J_2(\varphi, \theta, \psi) = \begin{bmatrix} 1 & s(\varphi)t(\theta) & c(\varphi)t(\theta) \\ 0 & c(\varphi) & -s(\varphi) \\ 0 & s(\varphi)/c(\theta) & c(\varphi)/c(\theta) \end{bmatrix} \quad (I.6)$$

Avec  $s(\cdot) = \sin(\cdot)$ ,  $c(\cdot) = \cos(\cdot)$  et  $t(\cdot) = \tan(\cdot)$ .

L'approche newtonienne aboutit à l'équation du mouvement par rapport au repère fixé au navire :

$$M_{RB}\dot{\nu} = \tau(\dot{\nu}, \nu, \eta) - C_{RB}(\nu)\nu \quad (I.7)$$

$$\dot{\eta} = J(\eta)\nu \quad (I.8)$$

$M_{RB}$  est la matrice masse et inertie dues à la dynamique du navire, le terme  $C_{RB}(\nu)\nu$  représente les forces et moments centripètes et de coriolis. Le vecteur des forces et moments est donnée par :

$$\tau = [X \ Y \ Z \ K \ M \ N]^T \quad (I.9)$$

Ces grandeurs sont générées par différents phénomènes et peuvent être décomposées de la manière suivante :

$$\tau = \tau_{\text{hyd}} + \tau_{\text{cs}} + \tau_{\text{prop}} + \tau_{\text{ext}} \quad (\text{I.10})$$

- $\tau_{\text{hyd}}$  : forces et moments dus au mouvement de la coque sur l'eau.
- $\tau_{\text{prop}}$  : forces et moments dus aux systèmes de propulsion, exemple : propulseurs et accélérateurs.
- $\tau_{\text{cs}}$  : forces et moments dus au mouvement des surfaces de contrôle telles que les gouvernails, les ailerons, etc.
- $\tau_{\text{ext}}$  : forces et moments agissant sur la coque et provenant des perturbations environnementales, exemple : vent, courant et vagues.

Les mouvements de tangage et de pilonnement peuvent en général être négligés par rapport aux autres mouvements et ce pour la majorité des navires ; par conséquence, la modélisation de la dynamique du navire se fait sur 4 degrés de liberté : cavement, embardée, roulis et lacet ; On obtient donc les approximations suivantes :

$$\dot{\varphi} = p \quad (\text{I.11})$$

$$\dot{\psi} = r \cos(\varphi) \quad (\text{I.12})$$

Par conséquence, les équations du mouvement sont données par :

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & -mz_G & mx_G \\ 0 & -mz_G & I_{xx} & 0 \\ 0 & mx_G & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{p} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X \\ Y \\ K \\ N \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m(vr + x_G r^2 - z_G pr) \\ -mur \\ mz_G ur \\ -mx_G ur \end{bmatrix} \quad (\text{I.13})$$

Où  $m$  est la masse du navire,  $I_{xx}$  et  $I_{zz}$  sont les moments d'inertie autour des axes  $x_0$  et  $z_0$ ,  $x_G$  et  $z_G$  sont les coordonnées du centre de gravité CG par rapport au repère lié au navire  $\overline{CG} = [x_G \ 0 \ z_G]^T$ .

A présent, nous allons étudier en détail les différentes forces et moments ainsi que leur modélisation.

### I.3 Forces et moments hydrodynamiques

Les forces et les moments hydrodynamiques résultent du déplacement du navire sur la surface de l'eau. Ils dépendent de la vitesse, du poids et du profil de la coque mais aussi de l'effet des vagues.

Dans cette partie, on étudie le mouvement de la coque en l'absence de vagues, on considère ainsi les vagues comme des perturbations environnementales au même titre que le vent et les courants et seront étudiées à part.

Les forces et les moments hydrodynamiques ont des origines dynamiques et statiques et peuvent être étudiés en analysant leurs différents effets.

- *Masse et inertie supplémentaire* : ils reflètent l'habillage de l'énergie cinétique du fluide lorsque la coque se déplace à travers lui. Le mouvement du fluide lié aux accélérations implique que le bateau se déplace avec un équivalent de masse et d'inertie supplémentaires, bien que le fluide ne se déplace pas avec le bateau. Dans le modèle, cet effet est décrit par des termes proportionnels aux accélérations.

- *Le moment de Munk* : résulte du fait que dans un fluide idéal, lorsqu'un corps tridimensionnel plonge sous un angle d'attaque éprouve un moment pur qui tend à augmenter l'angle d'attaque dû au changement dans la direction du fluide. Ce moment se compose de forces égales et opposées dont la résultante est nulle (Lewis, 1988c). Dans le modèle, le moment de Munk est décrit par des termes proportionnels au produit des vitesses  $uv$ .

- *Viscosité* : il s'agit de la résistance hydrodynamique. Cette résistance est due à l'interaction de différents phénomènes d'une manière assez complexe. Par exemple, on peut supposer que la résistance se décompose de deux parties (Lewis, 1988b):

- La résistance de friction, due au mouvement de la coque dans un fluide visqueux.

- La résistance des vagues générées, due à l'énergie emportée par les vagues produites sur la surface de l'eau.

Dans le modèle, ces effets sont reflétés par des non linéarités du type  $|u|u$ ,  $|v|v$ ,  $|r|v$ ,  $|v|r$  et  $|r|r$ .

- *Forces de gravité et de poussée* : Ce sont les forces et les moments de reconstitution dues aux poids et à la poussée de l'eau. Ils dépendent des angles d'Euler et agissent sur le centre de gravité CG et sur le centre de poussée CP.

Les forces et moments hydrodynamiques sont modélisés par une fonction non linéaire des accélérations  $\dot{v}$ , des vitesses  $v$  et des angles d'Euler inclus dans  $\eta$  :

$$\tau_{\text{hyd}} = f(v, \dot{v}, \eta) \quad (\text{I.14})$$

et peuvent être exprimés par une équation aux dérivées partielles. Par exemple, pour la force  $Y_{\text{hyd}}$  :

$$Y_{\text{hyd}} \approx Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{vv} v^2 + Y_{r|v|} r|v| + \dots \quad (\text{I.15})$$

Où les coefficients constants

$$Y_{\dot{v}} = \frac{\partial f_Y}{\partial \dot{v}} \quad Y_{vv} = \frac{\partial^2 f_Y}{\partial v^2} \quad Y_{r|v|} = \frac{\partial^2 f_Y}{\partial r \partial |v|}$$

sont appelés *dérivées hydrodynamiques*. Le premier terme dans l'équation est interprétée comme étant la force le long de l'axe  $y_0$  due à l'accélération  $\dot{v}$ .

Pour déterminer les dérivées hydrodynamiques, il existe des méthodes théoriques comme la théorie de la bande (*strip theory*) et expérimentales basées sur l'identification des systèmes. Dans cette dernière, un modèle est forcé à se déplacer par un dispositif appelé le mécanisme planaire de mouvement (*Planar Movement Mechanism*) (Goodman et Gertler, 1962). Les

charges exercées sur le modèle, les positions, les vitesses et les accélérations sont mesurées. L'analyse des données acquises permet de déterminer les valeurs des coefficients (Jensen, 1997).

Nous présentons en détail le modèle des forces hydrodynamiques d'un navire porte-conteneurs (Blanke et Jensen, 1997). Il a été obtenu en utilisant quatre degrés de liberté à partir du Mécanisme de Mouvement Planaire de Roulis (*Roll Planar Movement Mecanism*) établi par l'Institut Maritime Danois.

La structure est montrée ci-dessous, dans les équations (I.16) à (I.19). Les résultats sont donnés en valeurs non dimensionnées employant *le système adimensionnel* (SNAME, 1950). Dans ce modèle, la vitesse relative de cavement non dimensionnée

$$u'_a = \frac{U - U_{\text{nom}}}{U} \quad (\text{I.16})$$

est employé dans les termes hydrodynamiques, où  $U$  est la vitesse absolue du navire,

$$U = \sqrt{u^2 + v^2} \quad (\text{I.17})$$

Il convient de noter que  $u'_a$  est différent de la vitesse de cavement non dimensionnée  $u' = u/U$ .

La force de cavement relative non dimensionnée est donnée par

$$\begin{aligned} X = & X_{\dot{u}} \dot{u}'_a + X_u u'_a + X_{uu} u'^2_a + X_{uuu} u'^3_a \\ & + X_{vr} v' r' + X_{rr} r'^2 \\ & + X_v v'^2 + X_{vv} v'^2 \\ & + X_{v\varphi} v'^2 \varphi'^2 + X_{\varphi} \varphi' + X_{\varphi\varphi} \varphi'^2 \\ & + X_{pp} p'^2 + X_{ppu} p'^2 u'_a \end{aligned} \quad (\text{I.18})$$

La force non dimensionnée du lacet est

$$\begin{aligned}
Y &= Y_{\dot{v}} \dot{v}' + Y_{\dot{r}} \dot{r}' + Y_{\dot{p}} \dot{p}' \\
&+ Y_v v' + Y_{vv} v'^2 + Y_{v|v} v' |v'| + Y_{v|r} v' |r'| + Y_{vrr} v' r'^2 \\
&+ Y_r r' + Y_{r|r} r' |r'| + Y_{rrr} r'^3 + Y_{r|v} r' |v'| + Y_{rvv} r' v'^2 \\
&+ Y_p p' + Y_{ppp} p'^3 + Y_{pu} p' u'_a + Y_{pu|pu} p' u'_a |p' u'_a| \\
&+ Y_{\varphi} \varphi' + Y_{v\varphi} v' \varphi' + Y_{v\varphi\varphi} v' \varphi'^2 + Y_{\varphi vv} \varphi' v'^2 + Y_0 + Y_{0u} u'_a
\end{aligned} \tag{I.19}$$

L'équation non dimensionnée du roulis est

$$\begin{aligned}
K &= K_{\dot{p}} \dot{p}' + K_{\dot{v}} \dot{v}' + K_{\dot{r}} \dot{r}' \\
&+ K_v v' + K_{vv} v'^2 + K_{v|v} v' |v'| + K_{v|r} v' |r'| + K_{vrr} v' r'^2 \\
&+ K_{r|r} r' |r'| + K_{rrr} r'^3 + K_{rvv} r' v'^2 + K_{r|v} r' |v'| \\
&+ K_p p' + K_{p|p} p' |p'| + K_{ppp} p'^3 + K_{pu} p' u'_a + K_{pu|pu} p' u'_a |p' u'_a| \\
&+ K_{v\varphi} v' \varphi' + K_{v\varphi\varphi} v' \varphi'^2 + K_{\varphi vv} \varphi' v'^2 \\
&+ K_0 + K_{0u} u'_a \\
&+ K_r r' - (\rho g \nabla G_Z(\varphi))'
\end{aligned} \tag{I.20}$$

L'équation non dimensionnée de l'embarquée est

$$\begin{aligned}
N &= N_{\dot{v}} \dot{v}' + N_{\dot{r}} \dot{r}' + N_{\dot{p}} \dot{p}' \\
&+ N_v v' + N_{vv} v'^2 + N_{v|v} v' |v'| + N_{v|r} v' |r'| + N_{vrr} v' r'^2 \\
&+ N_r r' + N_{r|r} r' |r'| + N_{rrr} r'^3 + N_{r|v} r' |v'| + N_{rvv} r' v'^2 \\
&+ N_p p' + N_{ppp} p'^3 + N_{pu} p' u'_a + N_{pu|pu} p' u'_a |p' u'_a| \\
&+ N_{\varphi} \varphi' + N_{v\varphi} v' \varphi' + N_{v\varphi\varphi} v' \varphi'^2 + N_{\varphi vv} \varphi' v'^2 + N_0 + N_{0u} u'_a
\end{aligned} \tag{I.21}$$

Le dernier terme de (I.20) correspond au moment de redressement du roulis où  $\nabla$  dénote le volume d'immersion du navire,  $g$  la gravité,  $\rho$  la masse volumique de l'eau et  $G_Z(\varphi)$  est une fonction de  $\varphi$ , elle est donnée par (Lewis, 1988),

$$G_Z(\varphi) = \left( GM + \frac{1}{2} BM \tan^2(\varphi) \right) \sin(\varphi) \tag{I.22}$$

Où GM est la hauteur métacentrique, et BM est la distance entre le centre de poussée et le métacentre.

## I.4 Forces et moments engendrés par le gouvernail

En premier lieu, nous donnerons un modèle permettant de calculer la force agissant sur le gouvernail puis selon sa position et l'orientation par rapport à la coque, on détermine les forces et moments générés provoquant le mouvement du navire.

Dans un fluide réel, la force hydrodynamique résultante agit sur le gouvernail de direction en un seul point  $CP_g$  (ne pas confondre avec CP qui est le centre de poussée des forces hydrodynamique sur la coque du navire). L'intensité de cette force, supposée perpendiculaire à la surface du gouvernail, est donnée par :

$$F = \begin{cases} \frac{1}{2} \rho C_F A_r V_{av}^2 \sin\left(\frac{\pi}{2} \frac{\delta_{attaque}}{\delta_{frein}}\right) & \text{si } |\delta_{attaque}| < |\delta_{frein}|, \\ \frac{1}{2} \rho C_F A_r V_{av}^2 \sin(\delta_{attaque}) & \text{si } |\delta_{attaque}| \geq |\delta_{frein}|, \end{cases} \quad (I.23)$$

Où  $C_F$  le coefficient d'élévation (*lift coefficient*),  $A_r$  est la surface du gouvernail,  $V_{av}$  l'écoulement moyen traversant le gouvernail et  $\delta_{frein}$  est l'angle de freinage du gouvernail qui permet de réduire la vitesse du navire.

L'angle d'attaque  $\delta_{attaque}$  est l'angle relatif entre le gouvernail et la direction de l'écoulement.

Les grandeurs sont selon la convention adoptée (SNAME, 1950), voir la figure (I.2).

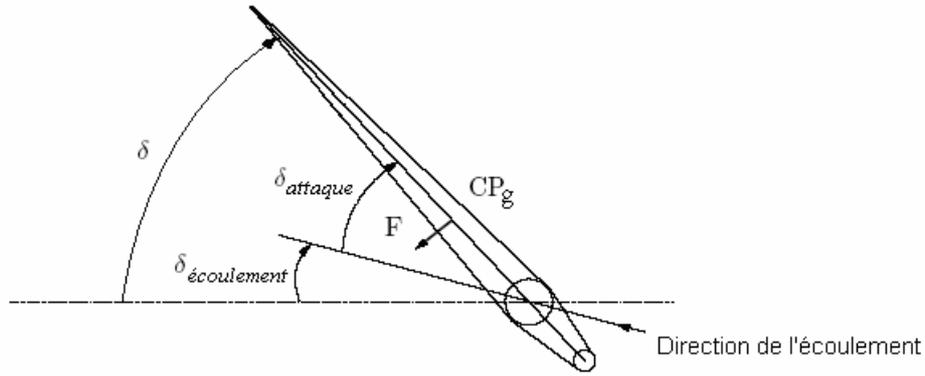


Figure I.2 : Angles du gouvernail

Les forces dues au gouvernail agissant sur la coque sont alors données par

$$\begin{cases} X_{\text{gouvernail}} = -F(u, V_{av}, v, r, \delta) \sin(\delta) \\ Y_{\text{gouvernail}} = F(u, V_{av}, v, r, \delta) \cos(\delta) \\ Z_{\text{gouvernail}} = 0 \end{cases} \quad (\text{I.24})$$

Ainsi que les moments

$$\begin{bmatrix} K_{\text{gouvernail}} & M_{\text{gouvernail}} & N_{\text{gouvernail}} \end{bmatrix}^T = (\overline{CP} - \overline{CG})_x \begin{bmatrix} X_{\text{gouvernail}} & Y_{\text{gouvernail}} & Z_{\text{gouvernail}} \end{bmatrix}^T \quad (\text{I.25})$$

Le modèle des forces et moments engendrés par le gouvernail est donné par

$$\begin{aligned} X_{\text{gouvernail}} &= X_{\delta} \delta' + X_{\delta\delta} \delta'^2 + X_{\delta u} \delta' u'_a + X_{\delta\delta u} \delta'^2 u'_a \\ &\quad + X_{v\delta} v' \delta' + X_{v\delta\delta} v' \delta'^2 \end{aligned} \quad (\text{I.26})$$

$$\begin{aligned} Y_{\text{gouvernail}} &= Y_{\delta} \delta' + Y_{\delta\delta} \delta'^2 + Y_{\delta\delta\delta} \delta'^3 \\ &\quad + Y_{\delta v} \delta' v' + Y_{\delta v v} \delta' v'^2 + Y_{\delta u} \delta' u'_a + Y_{\delta\delta u} \delta'^2 u'_a + Y_{\delta\delta\delta u} \delta'^3 u'_a \end{aligned} \quad (\text{I.27})$$

$$\begin{aligned} K_{\text{gouvernail}} &= K_{\delta} \delta' + K_{\delta\delta} \delta'^2 + K_{\delta\delta\delta} \delta'^3 \\ &\quad + K_{\delta v} \delta' v' + K_{\delta v v} \delta' v'^2 + K_{\delta u} \delta' u'_a + K_{\delta\delta u} \delta'^2 u'_a + K_{\delta\delta\delta u} \delta'^3 u'_a \end{aligned} \quad (\text{I.28})$$

$$\begin{aligned} N_{\text{gouvernail}} &= N_{\delta} \delta' + N_{\delta\delta} \delta'^2 + N_{\delta\delta\delta} \delta'^3 \\ &\quad + N_{\delta v} \delta' v' + N_{\delta v v} \delta' v'^2 + N_{\delta u} \delta' u'_a + N_{\delta\delta u} \delta'^2 u'_a + N_{\delta\delta\delta u} \delta'^3 u'_a \end{aligned} \quad (\text{I.29})$$

## I.5 Modélisation du gouvernail

Le gouvernail constitue l'actionneur dans notre boucle de commande, il reçoit une consigne du régulateur et agit en conséquence sur le navire. Un schéma fonctionnel de la machine de direction avec sa dynamique est décrit par Van Amerongen, 1982.

Van Amerongen suggère l'utilisation de la représentation simplifiée donnée dans la figure (I.3). Ce schéma fonctionnel contient deux limiteurs, l'un décrivant la limitation de l'angle du gouvernail et l'autre décrivant la limitation de la vitesse de rotation de gouvernail.

Les saturations en angles et en vitesse sont dues aux contraintes du système (géométrie du gouvernail, puissance des vérins, capacité des pompes...)

Les normes de classification requièrent que le gouvernail puisse se déplacer de 35 degrés bâbord à 35 degrés tribord dans un délai de 30 secondes. Une vitesse maximum de gouvernail de 2.5 degrés par seconde est suffisante pour répondre à cette exigence.

Beaucoup de travaux de recherches [Amerongen et Klugt, 1982, 1983; Klugt, 1987; Blanke et autres, 1989] ont montré qu'une vitesse de rotation du gouvernail de 5 à 20 (deg/s) est habituellement exigée pour un fonctionnement correct d'un système d'atténuation du roulis par gouvernail.

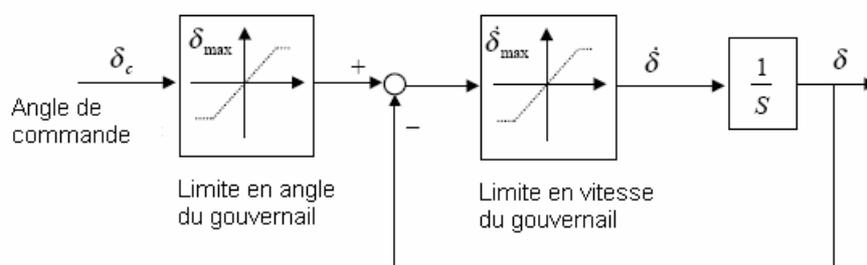
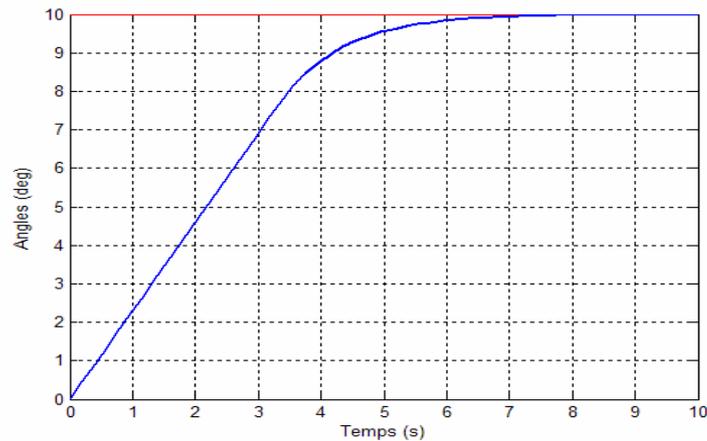


Figure I.3 : Diagramme simplifié du fonctionnement du gouvernail

Dans le domaine non saturé, le gouvernail se comporte comme un système du premier ordre cependant les caractéristiques non linéaires doivent être prises en considération lors de la synthèse de la commande.



**Simulation I.1 : Réponse du gouvernail à un échelon de 10 degrés**

## I.6 Modélisation des vagues

Les vagues, le vent et les courants sont les principaux facteurs perturbateurs pour un navire. De par leur nature, les vagues et le vent sont des procédés aléatoires et leur influence sur le navire peut être correctement caractérisé à travers des mesures adéquates de leur densité spectrale. En terme de roulis, les vagues constituent la perturbation principale.

La modélisation des vagues est complexe car il s'agit d'un élément stochastique en temps et en espace qui est difficilement exploitable dans un schéma de commande. A notre niveau, on s'appuiera sur un modèle linéaire qui est une approximation correcte du modèle réel.

Ce modèle proposé par l'organisation ISSC (International Ship and offshore Structures Congress) a été obtenu à partir d'essais pratiques, il s'agit d'un bruit blanc filtré, il permet d'approcher d'une manière appréciable le modèle non linéaire.

Les principaux éléments caractérisant une vague sont :

- La hauteur de la vague : il s'agit du coefficient  $h_{1/3}$  qui représente la hauteur moyenne de trois vagues successives
- La période moyenne de la vague noté  $T_v$

$h(s)$  est la fonction de transfert de la vague généralement prise de la forme :

$$h(s) = \frac{K_v s}{s^2 + 2\zeta\omega_0 s + \omega_0^2} \quad (\text{I.30})$$

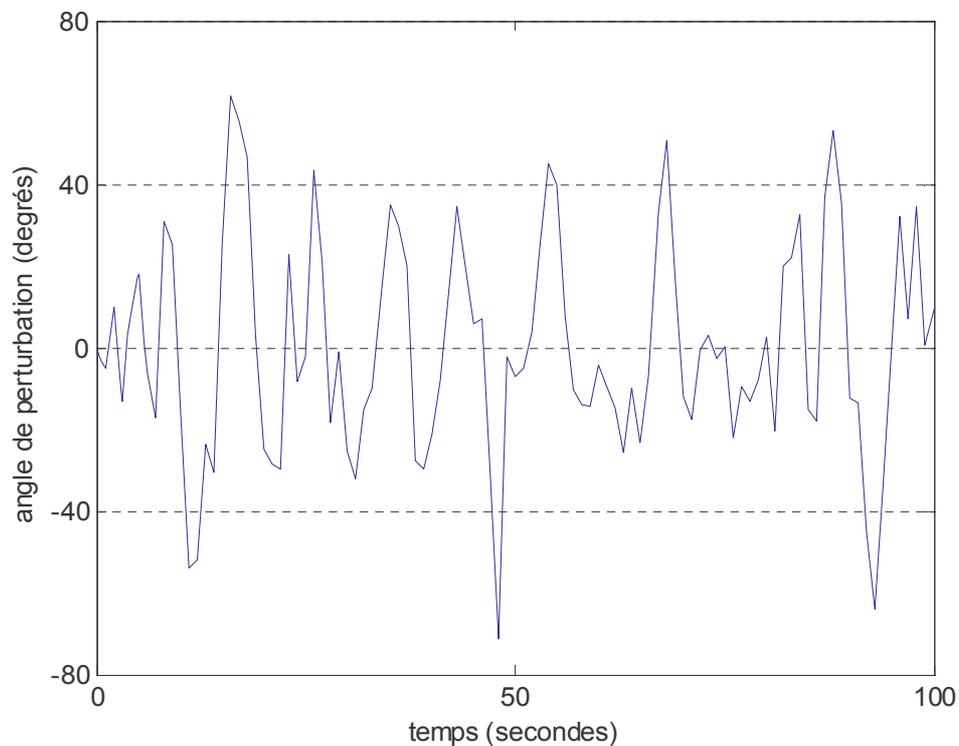
Les valeurs des paramètres sont obtenues à partir du tableau suivant :

Symbole	Signification	Valeur ou expression
$\zeta$	Coefficient d'amortissement	0.3
$\sigma_v$	Intensité de la vague	$\sigma_v = \sqrt{0.0185T_v h_{1/3}}$
$\omega_0$	Pseudo pulsation de la vague	$\omega_0 = \frac{4.85}{T_v}$

**Tableau I.1 : Caractérisation de la vague**

Le gain est donné par  $K_v = 2\zeta\omega_0\sigma_v$ .

En prenant des conditions d'une mer agitée :  $T_v = 8$  sec et  $h_{1/3} = 3$  m, on obtient la perturbation suivante :



**Figure I.4 : Perturbations sur l'embarquée et le roulis**

## I.7 Représentation d'état des modèles linéaire et non linéaire

### I.7.1 Modèle non linéaire

La représentation d'état non linéaire est obtenue à partir de l'équation (I.13) en remplaçant les forces et les moments par leurs modèles donnés dans les sections précédentes.

Dans le modèle du navire porte-conteneurs qui fait l'objet de notre étude, les paramètres sont donnés sans dimension et ce suivant la convention SNAME (annexe A).

La forme générale est

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{H}^{-1} \mathbf{f}(\mathbf{x}, \delta) \quad (\text{I.31})$$

Le vecteur d'état est donné par

$$\mathbf{x} = [\mathbf{u}'_a \quad \mathbf{v}' \quad \mathbf{p}' \quad \mathbf{r}' \quad \varphi' \quad \psi']^T \quad (\text{I.32})$$

En incorporant les dérivées temporelles des angles d'embarquée et de roulis donnés dans (I.11) et (I.12), les équations du mouvement peuvent être disposées comme suit

$$\begin{aligned} (\mathbf{m}' - \mathbf{X}_{\dot{\mathbf{u}}}) \dot{\mathbf{u}}' &= \mathbf{X}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x}) + \mathbf{X}_{\text{gouvernail}}(\mathbf{x}, \delta) + \mathbf{m}'(\mathbf{v}'\mathbf{r}' + \mathbf{x}'_G \mathbf{r}'^2 - \mathbf{z}'_G \mathbf{p}'\mathbf{r}') \\ (\mathbf{m}' - \mathbf{Y}_{\dot{\mathbf{v}}}) \dot{\mathbf{v}}' - (\mathbf{m}' \mathbf{z}'_G + \mathbf{Y}_{\dot{\mathbf{p}}}) \dot{\mathbf{p}}' + (\mathbf{m}' \mathbf{x}'_G - \mathbf{Y}_{\dot{\mathbf{r}}}) \dot{\mathbf{r}}' &= \mathbf{Y}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x}) + \mathbf{Y}_{\text{gouvernail}}(\mathbf{x}, \delta) - \mathbf{m}' \mathbf{u}' \mathbf{r}' \\ -(\mathbf{m}' \mathbf{z}'_G + \mathbf{K}_{\dot{\mathbf{v}}}) \dot{\mathbf{v}}' + (\mathbf{I}'_{xx} - \mathbf{K}_{\dot{\mathbf{p}}}) \dot{\mathbf{p}}' - \mathbf{K}_{\dot{\mathbf{r}}}\dot{\mathbf{r}}' &= \mathbf{K}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x}) + \mathbf{K}_{\text{gouvernail}}(\mathbf{x}, \delta) + \mathbf{m}' \mathbf{z}'_G \mathbf{u}' \mathbf{r}' \\ (\mathbf{m}' \mathbf{x}'_G - \mathbf{N}_{\dot{\mathbf{v}}}) \dot{\mathbf{v}}' - \mathbf{N}_{\dot{\mathbf{p}}}\dot{\mathbf{p}}' + (\mathbf{I}'_{zz} - \mathbf{N}_{\dot{\mathbf{r}}}) \dot{\mathbf{r}}' &= \mathbf{N}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x}) + \mathbf{N}_{\text{gouvernail}}(\mathbf{x}, \delta) - \mathbf{m}' \mathbf{x}'_G \mathbf{u}' \mathbf{r}' \\ \dot{\varphi}' &= \mathbf{p}' \\ \dot{\psi}' &= \mathbf{r}' \cos(\varphi') \end{aligned}$$

Où les termes  $\mathbf{X}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x})$ ,  $\mathbf{Y}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x})$ ,  $\mathbf{K}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x})$  et  $\mathbf{N}_{\text{hyd}}^*(\mathbf{x})$  correspondent aux modèles hydrodynamiques donnés dans la section I.3 (équations (I.18) à (I.21)) sans les termes proportionnels aux accélérations. La matrice  $\mathbf{H}$  est donnée par

$$H = \begin{bmatrix} (m' - X_{\dot{u}}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (m' - Y_{\dot{v}}) & -(m'z'_G + Y_{\dot{p}}) & (m'x'_G - Y_{\dot{r}}) & 0 & 0 \\ 0 & -(m'z'_G + K_{\dot{v}}) & (I'_{xx} - K_{\dot{p}}) & -K_{\dot{r}} & 0 & 0 \\ 0 & (m'x'_G - N_{\dot{v}}) & -N_{\dot{p}} & (I'_{zz} - N_{\dot{r}}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (I.33)$$

Et

$$f(x, \delta) = \begin{bmatrix} X_{\text{hyd}}^*(x) + X_{\text{gouvernail}}(x, \delta) + m'(v'r' + x'_G r'^2 - z'_G p'r') \\ Y_{\text{hyd}}^*(x) + Y_{\text{gouvernail}}(x, \delta) - m'h'(x', u'_a) r' \\ K_{\text{hyd}}^*(x) + K_{\text{gouvernail}}(x, \delta) + m'z'_G h'(x', u'_a) r' \\ N_{\text{hyd}}^*(x) + N_{\text{gouvernail}}(x, \delta) - m'x'_G h'(x', u'_a) r' \\ p' \\ r' \cos(\varphi') \end{bmatrix} \quad (I.34)$$

Où nous avons employé les relations suivantes

$$U = \frac{U_{\text{nom}}}{(1 - u'_a)} \quad (I.35)$$

Et

$$u' = h'(x', u'_a) = \frac{1}{U} \sqrt{\frac{U_{\text{nom}}^2}{(1 - u'_a)^2} - (U_{\text{nom}} v')^2} \quad (I.36)$$

Cela a été dérivé des définitions de  $u'_a$  (équation (I.16)) et de  $u'$  (annexe A).

## I.7.2 Modèle linéaire

On découple l'équation du cavement des autres pour calculer le modèle linéaire, ceci permet d'avoir un modèle plus simple. Ainsi, nous considérons la vitesse de cavement constante  $\bar{u}$  (vitesse de croisière du navire).

En considérant le vecteur d'état réduit  $z = [v' \ r' \ p' \ \varphi' \ \psi']^T$ , on fait une linéarisation autour du point de fonctionnement  $\bar{z} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$  et  $\bar{\delta} = 0$  à partir de la formule :

$$\dot{z} = H^{-1} \left[ \frac{\partial f(z, u, \delta)}{\partial z} \Big|_{\bar{z}, \bar{u}, \bar{\delta}} z + \frac{\partial f(z, u, \delta)}{\partial \delta} \Big|_{\bar{z}, \bar{u}, \bar{\delta}} \delta \right] \quad (I.37)$$

$$\dot{z} = H^{-1} F z + H^{-1} G \delta \quad (I.38)$$

Les matrices F et G ainsi calculées sont les suivantes :

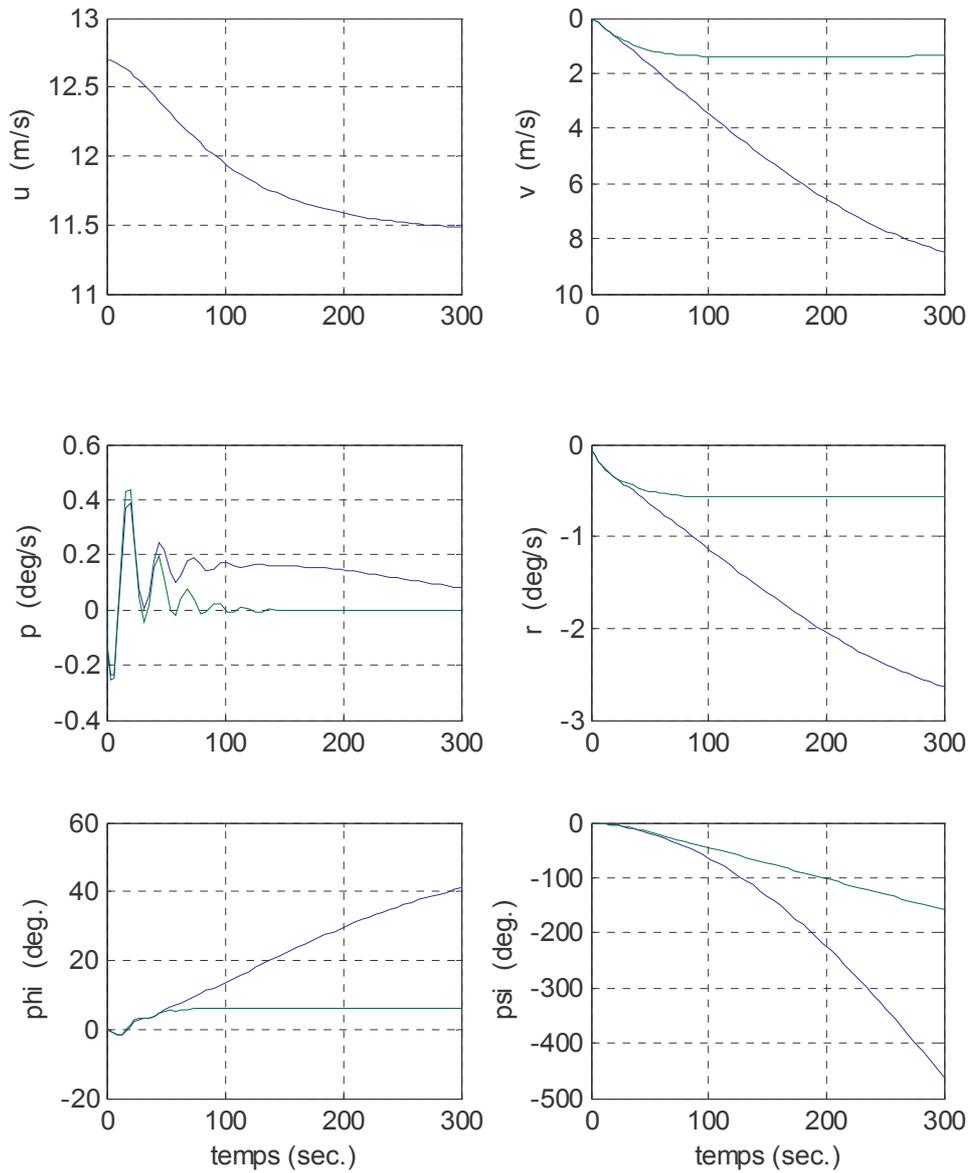
$$F = \begin{bmatrix} Y_v & (Y_p + Y_{pu} \bar{u}'_a) & (Y_r - m' \bar{u}') & Y_\phi & 0 \\ K_v & (K_p + K_{pu} \bar{u}'_a) & (K_r + m' z'_G \bar{u}') & -(\rho g \nabla GM)' & 0 \\ N_v & (N_p + N_{pu} \bar{u}'_a) & (N_r - m' x'_G \bar{u}') & N_\phi & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (I.39)$$

$$G = \begin{bmatrix} Y_\delta \\ K_\delta \\ N_\delta \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (I.40)$$

La matrice H correspond à celle donnée en (I.33) sans les premières ligne et colonne.

$$H = \begin{bmatrix} (m' - Y_{\dot{v}}) & -(m' z'_G + Y_{\dot{p}}) & (m' x'_G - Y_{\dot{r}}) & 0 & 0 \\ -(m' z'_G + K_{\dot{v}}) & (I'_{xx} - K_{\dot{p}}) & -K_{\dot{r}} & 0 & 0 \\ (m' x'_G - N_{\dot{v}}) & -N_{\dot{p}} & (I'_{zz} - N_{\dot{r}}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (I.41)$$

## I.8 Simulation



**Simulation I.2 : Réponse des modèles linéaire (bleu) et non linéaire (vert) à un échelon de 10 degrés du gouvernail**

Dans la région avoisinant l'origine, l'évolution du vecteur d'état est identique pour les deux modèles : linéaire et non linéaire.

Deux remarques importantes sont faites :

- Le navire s'incline lorsqu'il y a déplacement du gouvernail.
- La trajectoire d'état du modèle linéaire s'éloigne de celle du modèle non linéaire dès lors que la vitesse du navire varie.

On exploitera la propriété d'inclinaison du navire par le gouvernail pour synthétiser une commande stabilisatrice de roulis où le gouvernail constituera notre actionneur.

On doit aussi faire attention à la variation de la vitesse du navire lors de la synthèse de la commande.

## **I.9 Conclusion**

La partie modélisation est sans doute la partie la plus difficile. Elle fait principalement appel à des notions de mécanique des fluides.

Dans ce chapitre, nous avons décrit par des équations différentielles les mouvements du navire. Ces mouvements sont engendrés par différents phénomènes : la propulsion du navire, l'effet des vagues, le mouvement du gouvernail.

A partir des équations mécaniques, on obtient la représentation d'état du navire qui est donnée en premier lieu en non linéaire, on dérive ensuite le modèle linéarisé.

En utilisant les caractéristiques du navire, nous établirons dans les chapitres suivants une commande qui nous permettra d'atténuer le mouvement de roulis et d'asservir la trajectoire du navire.

## Chapitre II

# SYNTHESE DE LOIS DE COMMANDES PAR RETOUR D'ETAT ET $H_\infty$

### II.1 Introduction

La commande du navire concerne deux grandeurs : on doit stabiliser la trajectoire du navire vers un cap fixe et en même temps réduire au maximum le mouvement de roulis. Plusieurs paramètres doivent être pris en considération, plus particulièrement la dynamique de l'actionneur ; en effet dans le chapitre précédent, nous avons présenté un modèle simplifié du gouvernail qui met en valeur les deux saturations en angle et en vitesse ; le signal de commande devra donc être dans le domaine non saturé.

Dans ce chapitre, on étudie le comportement du système en utilisant deux techniques de commande : le retour d'état et la commande  $H_\infty$ .

Pour le retour d'état, nous analysons la réponse du système suivant des placements de pôles et des degrés de perturbations différents.

Concernant la commande  $H_\infty$ , on établira deux types de structures de commande : parallèle et cascade puis on fera une études des performances des deux méthodes en faisant varier l'intensité des perturbations.

### II.2 Commande par retour d'état

#### II.2.1 Schéma de commande

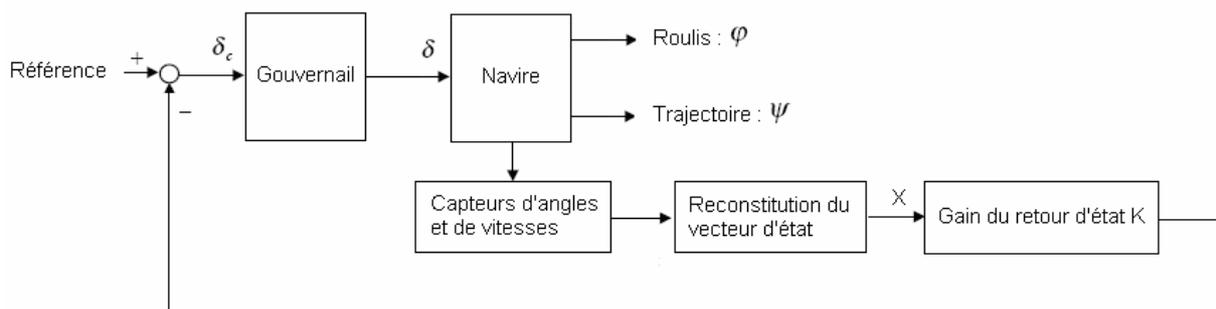
Dans la commande par retour d'état, on procède à un placement de pôle du système de telle manière à faire converger le vecteur d'état vers zéro. Les sorties  $\varphi$  et  $\psi$  étant elles mêmes des composantes du vecteur d'état, la référence est nulle.

Le vecteur d'état est donné par

$$x = [v \quad p \quad r \quad \varphi \quad \psi]^T \quad (\text{II.1})$$

Il est constitué d'angles et de vitesses qui peuvent être mesurés par des capteurs ; l'utilisation d'observateurs d'état n'est pas indispensable.

Le schéma de commande est donné par



**Figure II.1 : Schéma en blocs de la commande par retour d'état**

La représentation d'état est donnée par

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \end{cases} \quad (\text{II.2})$$

Avec  $u$  signal de commande et  $y$  sortie du système.

D'après les équations (I.39), (I.40) et (I.41), les matrices sont données par

$$A = H^{-1}G \quad (\text{II.3})$$

$$B = H^{-1}F \quad (\text{II.4})$$

En considérant le roulis  $\varphi$  et l'embarquée  $\psi$  comme les sorties du système, on prendra

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{II.5})$$

Les matrices A et B du modèle linéaire sont données sans dimension (suivant la convention SNAME), il faudra donc normaliser le vecteur d'état en utilisant les relations données dans l'annexe A.

## II.2.2 Placement des pôles

On considère différentes valeurs des pôles ; dans la simulation (II.1), les pôles considérés sont :  $p_1 = -7.75$ ,  $p_2 = -14.00$ ,  $p_3 = -5.75$ ,  $p_4 = -8.25$  et  $p_5 = -7.70$ .

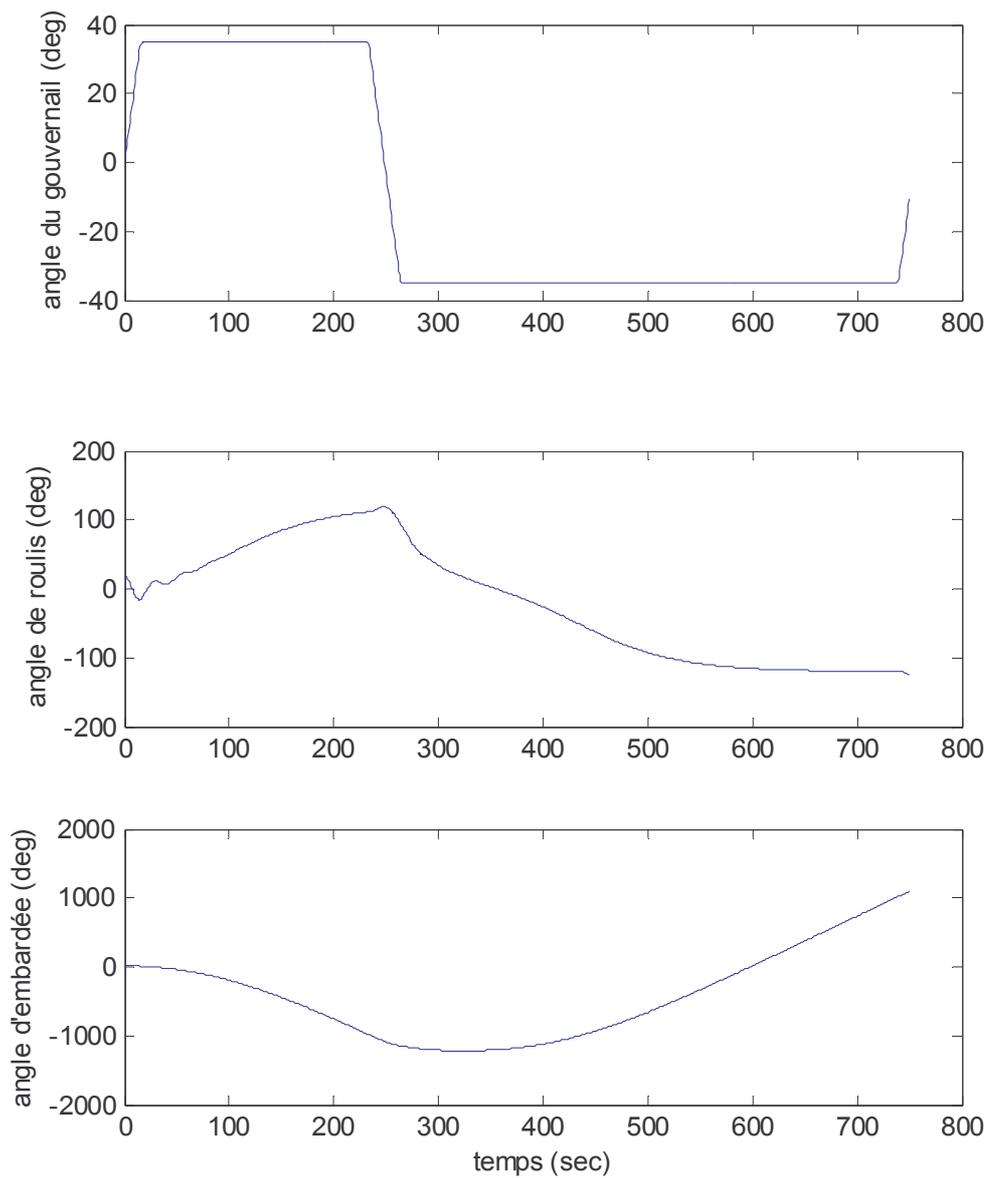
On remarque que le gouvernail atteint rapidement le domaine de saturation et les sorties du système divergent. Ceci est dû à la rapidité des pôles dans le sens où plus les pôles sont rapides, plus l'énergie de la commande est élevée et donc l'envergure et la vitesse de variation de l'angle du gouvernail est importante

Dans la simulation (II.2), on choisit des pôles plus lents :  $p_1 = -1.55$ ,  $p_2 = -2.80$ ,  $p_3 = -1.15$ ,  $p_4 = -1.65$  et  $p_5 = -1.54$ . La dynamique en boucle fermée est admissible par l'actionneur, le vecteur d'état tend naturellement vers zéro.

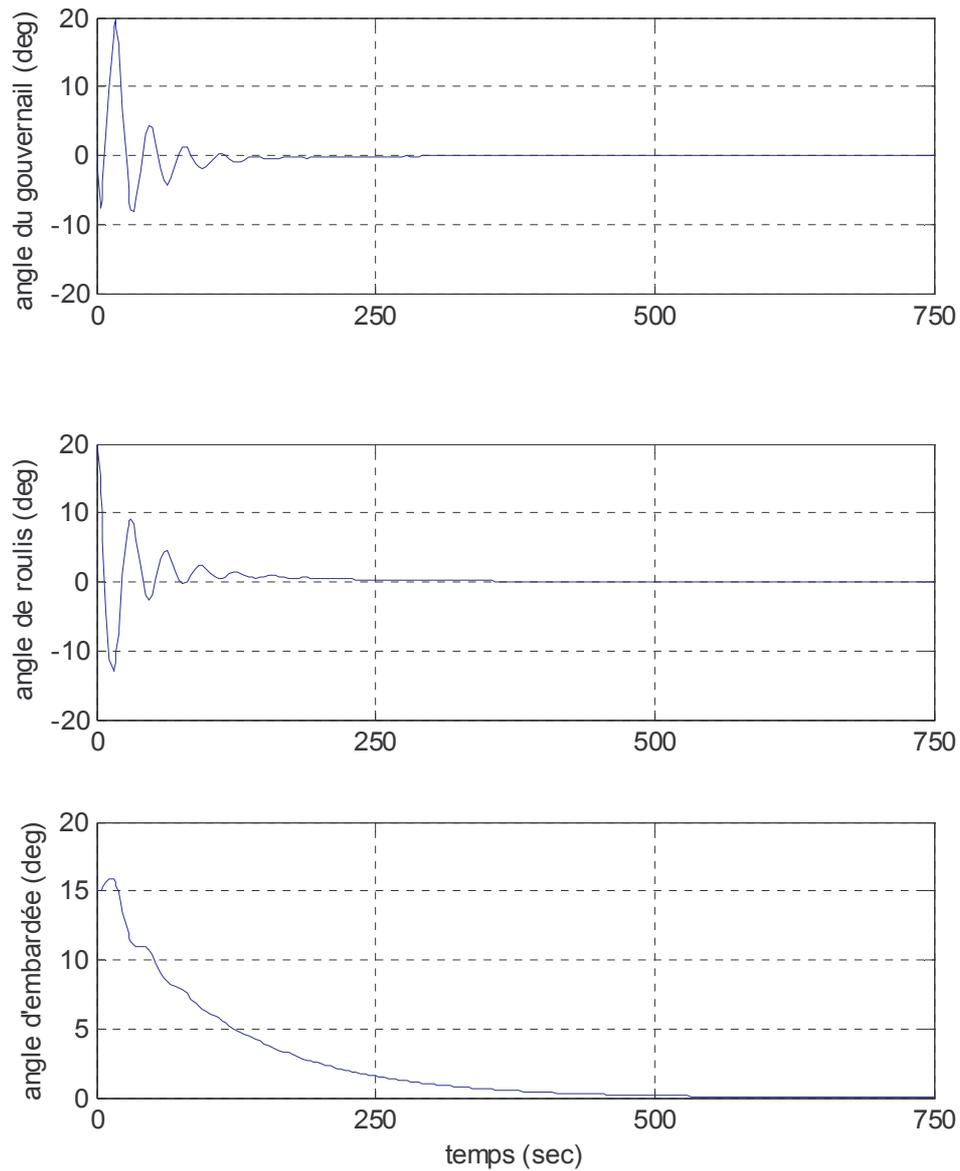
Dans les simulations (II.3) et (II.4), on introduit deux degrés de perturbations à crescendo : on remarque que les performances du retour d'état se détériorent rapidement suivant l'intensité des vagues.

On conclut que le retour d'état ne permet pas le rejet des perturbations, on doit donc introduire une commande robuste :  $H_\infty$ .

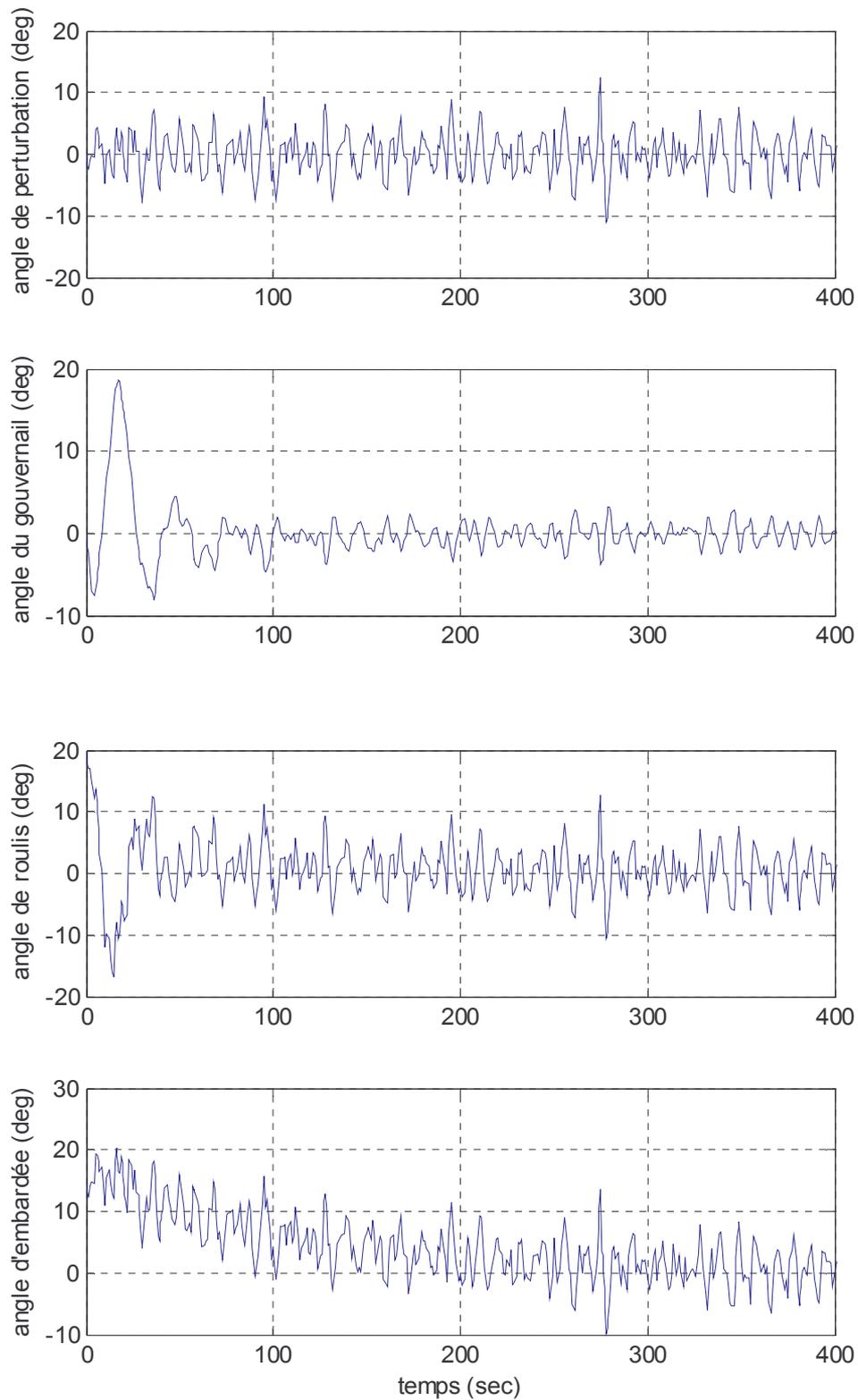
## II.2.3 Simulation

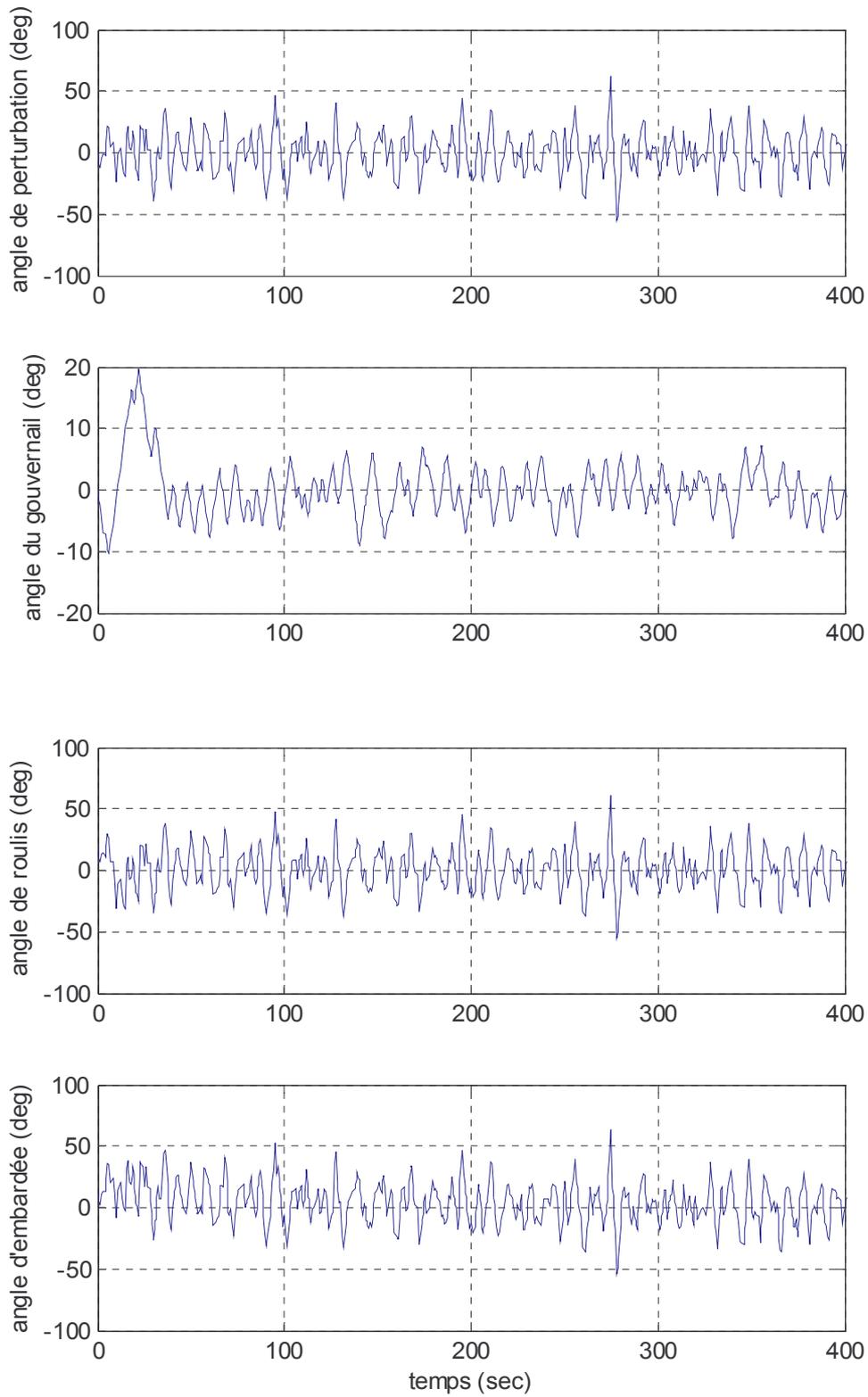


**Simulation II.1 : Commande par retour d'état sans perturbations avec placement de pôles rapides**



**Simulation II.2 : Commande par retour d'état en absence de perturbations avec placement de pôles lents**

**Simulation II.3 : Commande par retour d'état avec perturbations (mer peu agitée)**

**Simulation II.4 : Commande par retour d'état avec perturbation (mer agitée)**

## II.3 Synthèse de la commande $H_\infty$

Les incertitudes du modèle sont dues à une modification de la structure du navire mais aussi à une variation de la vitesse ou de la charge du navire.

Pour synthétiser une commande  $H_\infty$ , on doit en premier lieu définir l'ensemble des signaux pouvant apparaître dans le schéma de commande. Puis, on se ramène au schéma standard de sensibilité mixte donné dans l'annexe C.

La difficulté consiste en la détermination des pondérations  $W_1(s)$  pour la fonction de sensibilité et  $W_2(s)$  pour la fonction de sensibilité complémentaire. Pour le calcul du régulateur, on utilise la fonction Matlab *ncfsyn*.

Le modèle du navire est un système à une entrée (angle du gouvernail  $\delta$ ) et deux sorties (roulis  $\varphi$  et embardée  $\psi$ ) (structure SIMO), plusieurs schémas de commandes peuvent être envisagés. La structure la plus simple est de mettre au point deux régulateurs : le premier concerne la correction de la trajectoire et le second pour la stabilisation du roulis, cette approche simplifie considérablement la problématique, on considère la boucle fermée de régulation de la trajectoire comme une boucle interne de la commande du roulis.

### II.3.1 Commande parallèle

Dans cette partie, nous allons synthétiser une commande par la structure parallèle  $H_\infty$  donnée ci-dessous

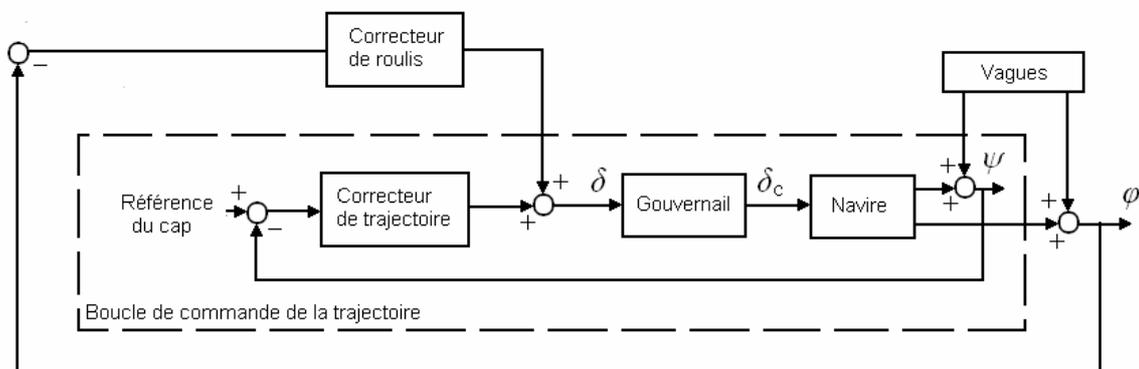


Figure II.2 : Structure de commande parallèle

Cette méthode est basée sur la propriété de superposition des systèmes linéaires. En premier lieu, on synthétise un régulateur de trajectoire qui permet d'asservir le cap (à l'intérieur des pointillés). On introduit ensuite le correcteur du roulis. Les sorties des deux régulateurs sont sommées et injectées comme signal de commande du gouvernail.

Notons que le gouvernail est considéré comme un système du premier ordre (dans le domaine non saturé).

### II.3.1.1 Correcteur de trajectoire

On prend les pondérations fréquentielles suivantes

La pondération  $W_1$  doit avoir une propriété de filtre passe-bas :

$$W_1(s) = \frac{1 + 5s}{1 + 5000s} \quad (\text{II.6})$$

Quant à  $W_2$ , il s'agit d'un filtre passe-haut. On prendra l'inverse de  $W_1$

$$W_2(s) = \frac{1}{W_1(s)} = \frac{1 + 5000s}{1 + 5s} \quad (\text{II.7})$$

La fonction *ncfsyn* de Matlab permet d'obtenir un régulateur du 8<sup>ème</sup> ordre difficilement exploitable dans notre schéma de commande. En faisant une réduction d'ordre, on obtient un correcteur du 4<sup>ème</sup> ordre dont les pôles et les zéros sont donnés dans le tableau suivant :

Pôles	Zéros
-5.2194	-4.4009
-0.6394+4.1956i	-0.6612+4.1806i
-0.6394-4.1956i	-0.6612 - 4.1806i
-0.6839	-0.2360

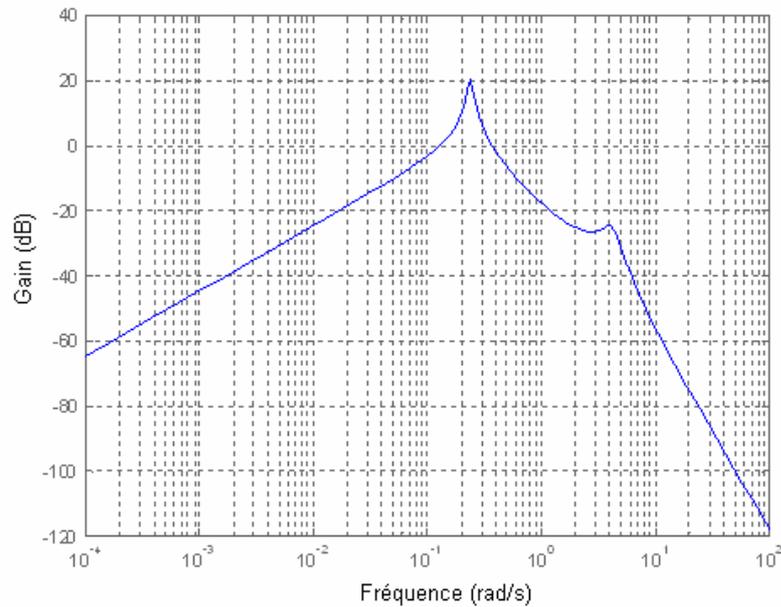
**Tableau II.1 : Pôles et zéros du correcteur de trajectoire (parallèle)**

### II.3.1.2 Correcteur de roulis

Le nouveau transfert entre l'angle du gouvernail et le roulis inclut la boucle de régulation de la trajectoire (en pointillés), il est donné par :

$$G_{\delta \rightarrow \varphi} = \frac{G_{\text{gouv}} G_{\text{BO}\delta \rightarrow \varphi}}{1 - G_{\text{BO}\delta \rightarrow \psi} C\psi G_{\text{gouv}}} \quad (\text{II.8})$$

Où  $G_{\text{gouv}}$  est fonction de transfert du gouvernail dans le domaine non saturé (système du premier ordre),  $G_{\text{BO}\delta \rightarrow \varphi}$  est la fonction de transfert de  $\delta$  vers  $\varphi$  en boucle ouverte de même  $G_{\text{BO}\delta \rightarrow \psi}$  le transfert en boucle ouverte de  $\delta$  vers  $\psi$ . Enfin  $C\psi$  est la fonction de transfert du régulateur de trajectoire précédemment calculé.



**Figure II.3 : Diagramme de Bode du transfert entre l'angle du gouvernail et l'angle du roulis**

En prenant les pondérations fréquentielles

La pondération  $W_1$  doit avoir une propriété de filtre passe-bas :

$$W_1(s) = \frac{1 + 10s}{1 + 10000s} \quad (\text{II.9})$$

Quand à  $W_2$ , il s'agit d'un filtre passe-haut. On prendra l'inverse de  $W_1$

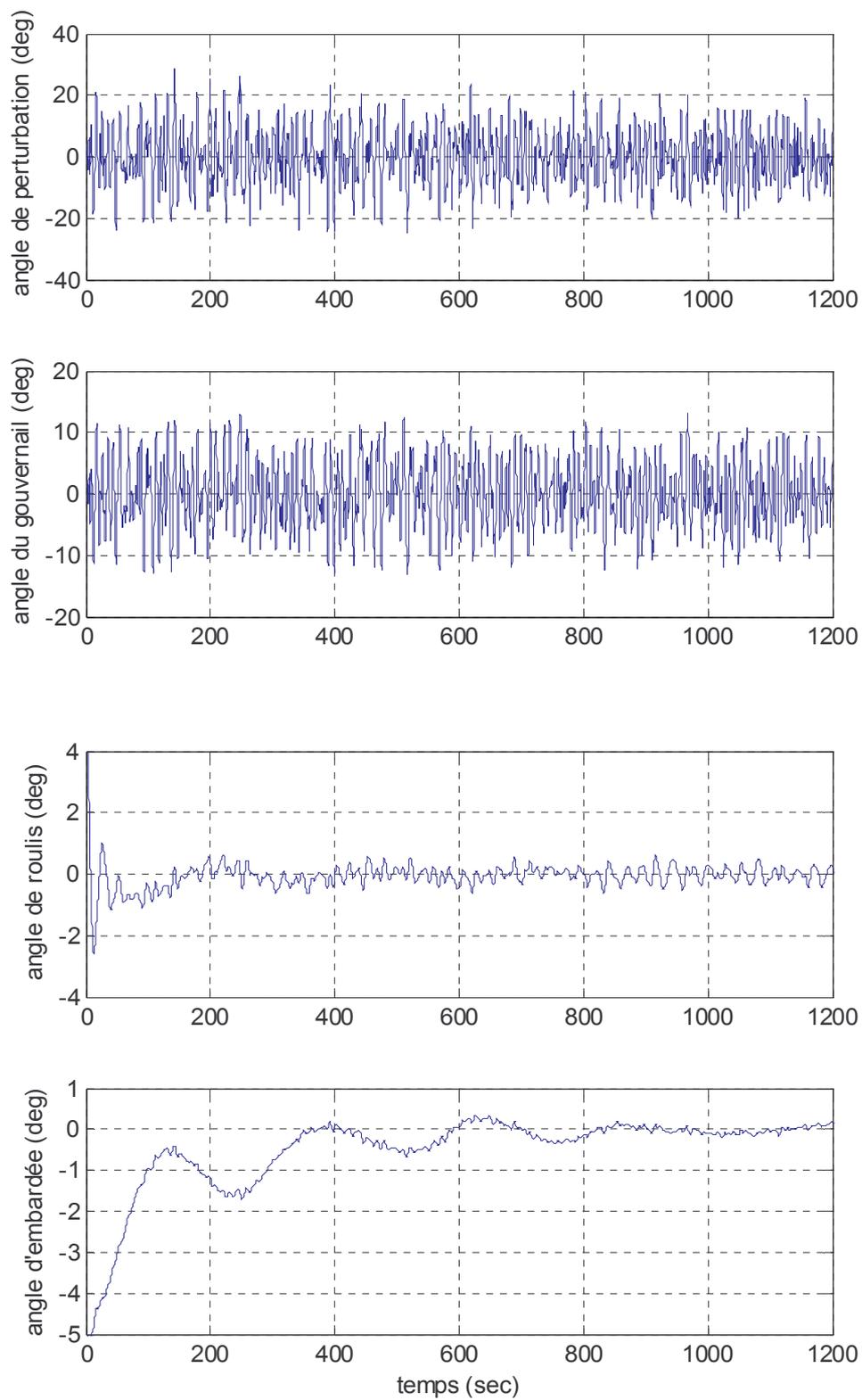
$$W_2(s) = \frac{1}{W_1(s)} = \frac{1 + 10000s}{1 + 10s} \quad (\text{II.10})$$

On obtient un régulateur d'ordre 19 ; la réduction d'ordre nous permet d'obtenir un régulateur du 6<sup>ème</sup> ordre.

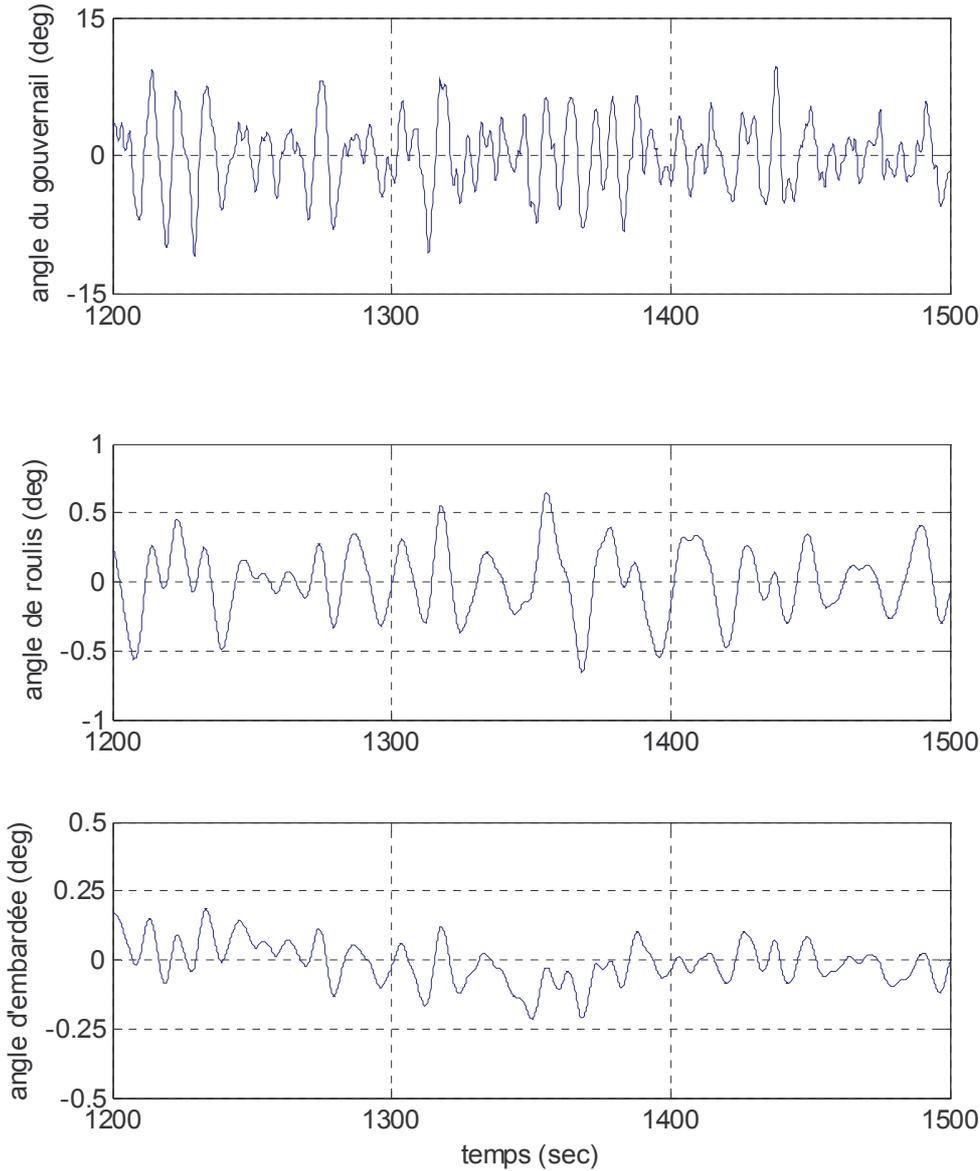
<b>Pôles</b>	<b>Zéros</b>
-0.9419	-0.6606 + 4.1802i
-0.6655	-0.6606 - 4.1802i
-0.5888 + 4.2160i	-0.7072
-0.5888 - 4.2160i	-0.3310
-0.1692	-0.1692
-0.0258	0.0699

**Tableau II.2 : Pôles et zéros du correcteur de roulis (parallèle)**

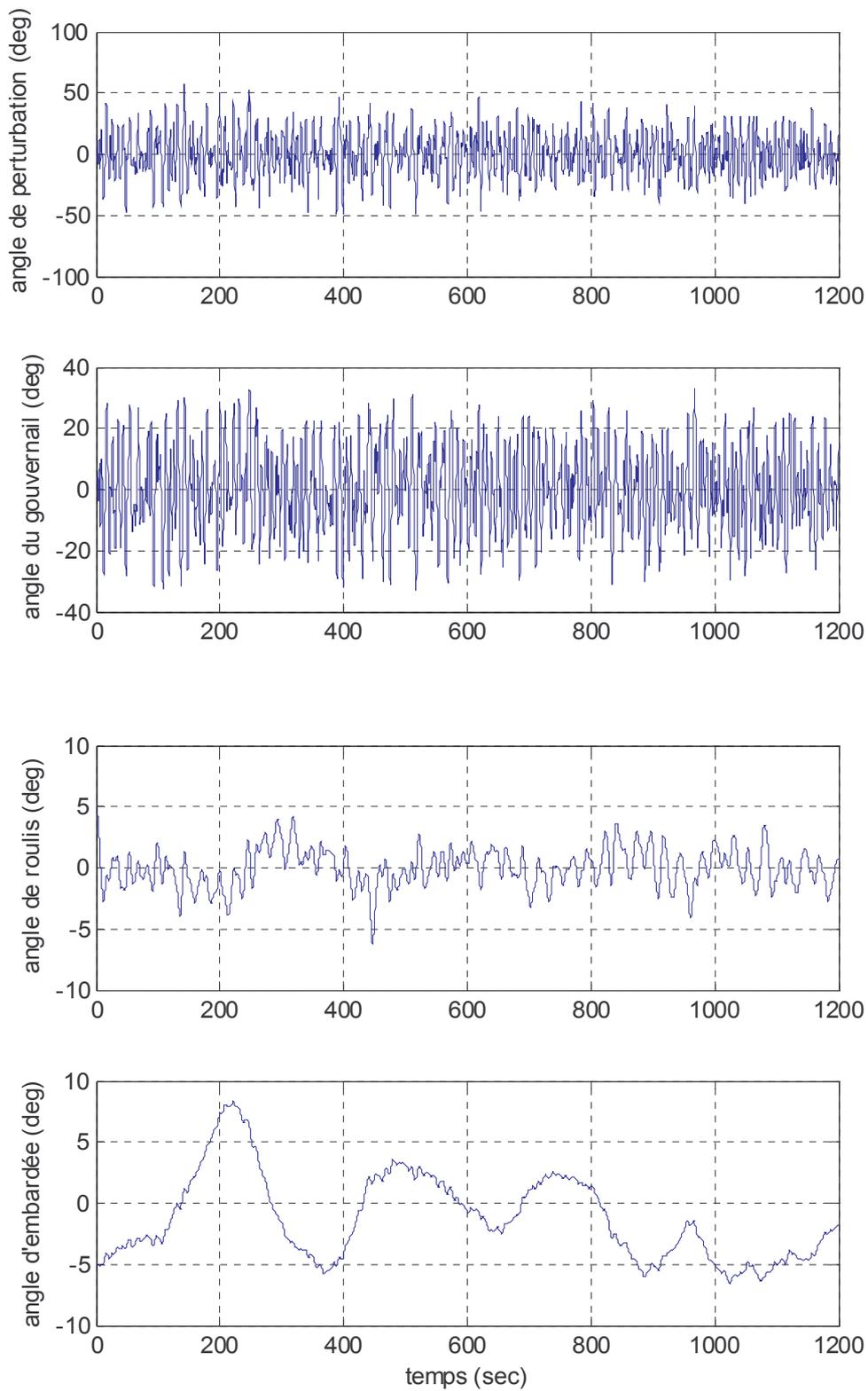
### II.3.1.3 Simulation



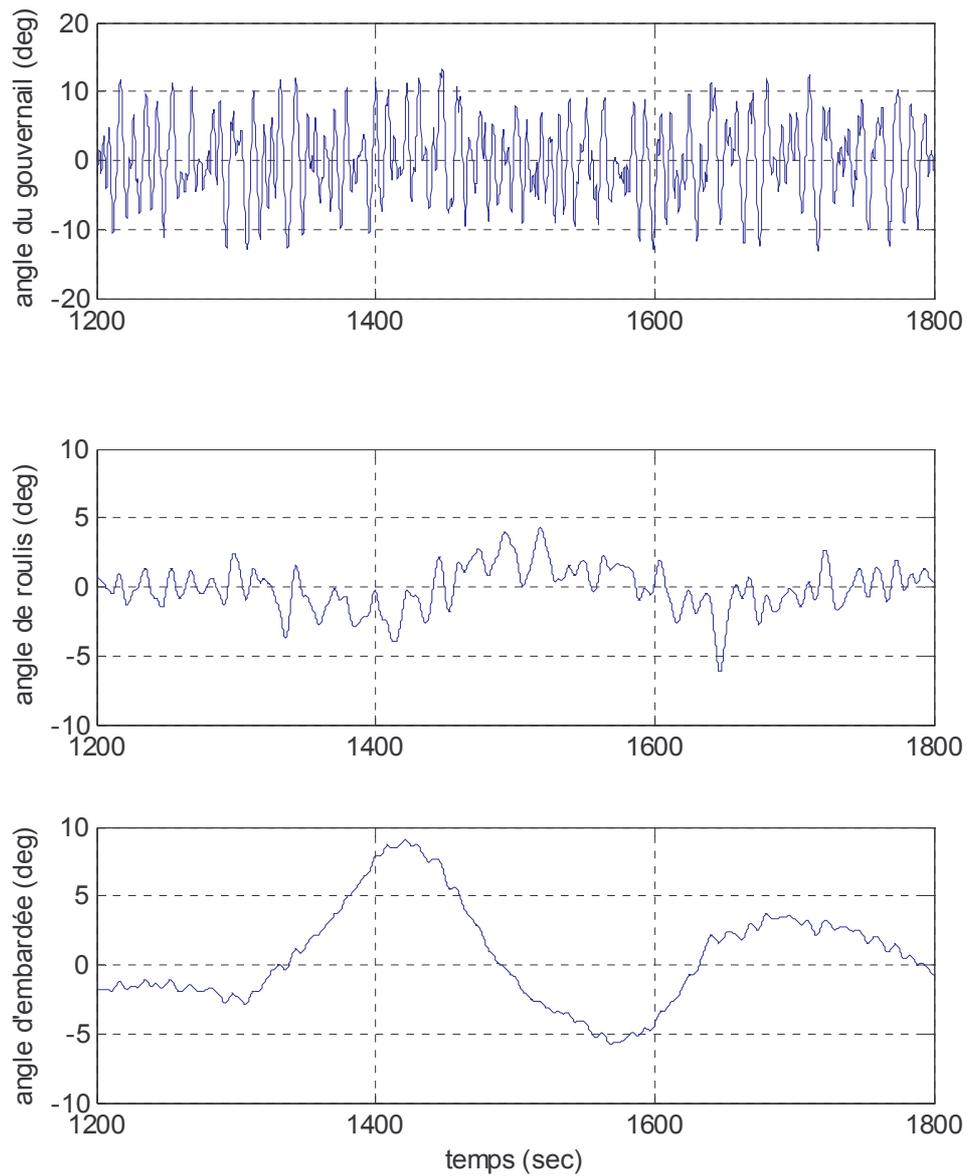
**Simulation II.5 : Commande parallèle en mer peu agitée (régime transitoire)**



**Simulation II.6 : Commande parallèle en mer peu agitée (régime permanent)**



**Simulation II.7 : Commande parallèle en mer agitée (régime transitoire)**



**Simulation II.8 : Commande parallèle en mer agitée (régime permanent)**

### II.3.2 Commande en cascade

Dans le schéma de commande par cascade, on propose d'abord de réguler l'angle de la trajectoire suivant une boucle interne, puis en boucle externe on introduit la régulation du roulis ; ceci permet d'avoir moins de restriction sur les paramètres du régulateur étant donné que l'interaction entre le roulis et l'embarquée est réduite car on stabilise l'angle d'embarquée puis on s'intéresse au roulis.

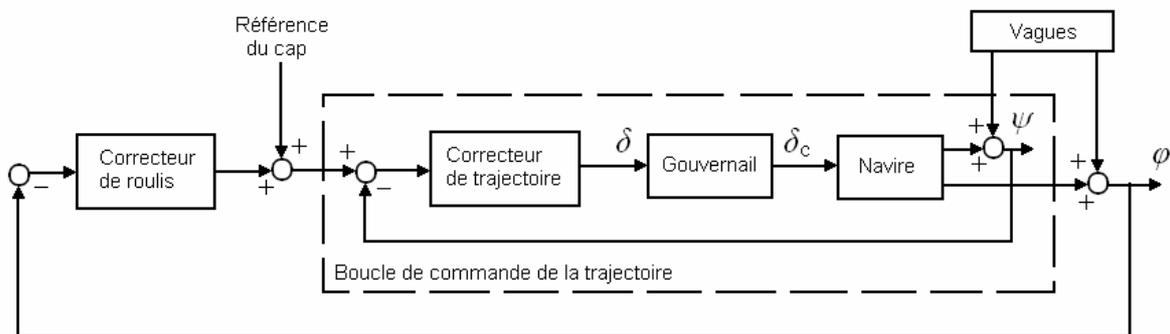


Figure II.4 : Structure de commande en cascade

#### II.3.2.1 Correcteur de trajectoire

On prend les pondérations fréquentielles suivantes

La pondération  $W_1$  doit avoir une propriété de filtre passe-bas :

$$W_1(s) = 0.078 \frac{(s+0.02)(s+0.32)}{(s+0.00004)(s+0.000055)} \quad (\text{II.11})$$

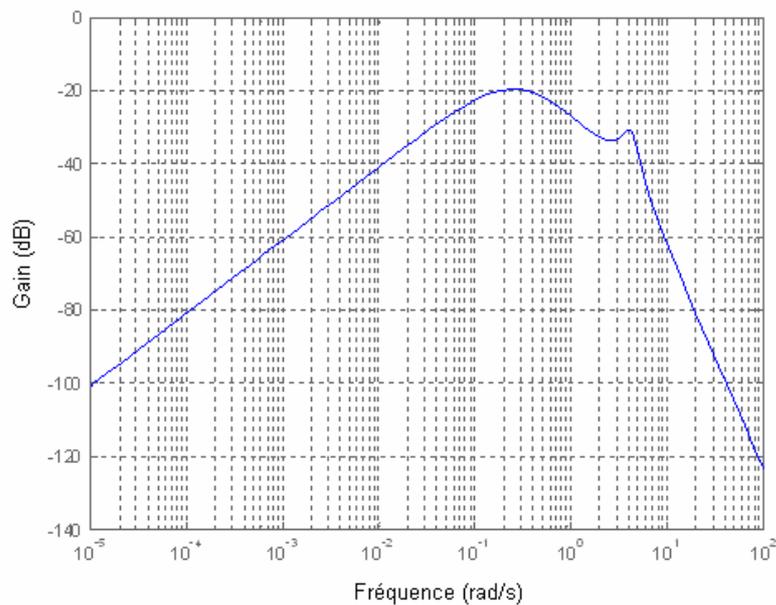
Quant à  $W_2$ , il s'agit d'un filtre passe-haut. On prendra l'inverse de  $W_1$

$$W_2(s) = \frac{1}{W_1(s)} = \frac{(s+0.00004)(s+0.000055)}{(s+0.02)(s+0.32)} \quad (\text{II.12})$$

### II.3.2.2 Correcteur de roulis

Le transfert entre l'angle du gouvernail et le roulis inclut la boucle de régulation de la trajectoire (en pointillés), il est donné par :

$$G_{\delta \rightarrow \varphi} = G_{\text{phi}} \frac{G_{\text{gouv}} C_\psi}{1 - G_{\text{BO}\delta \rightarrow \psi} C_\psi G_{\text{gouv}}} \quad (\text{II.13})$$



**Figure II.5 : Diagramme de Bode du transfert entre l'angle du gouvernail et l'angle du roulis**

La pondération  $W_1$  doit avoir une propriété de filtre passe-bas :

$$W_1(s) = \frac{1 + 0.01s}{1 + 100s} \quad (\text{II.14})$$

Quant à  $W_2$ , il s'agit d'un filtre passe-haut. On prendra l'inverse de  $W_1$

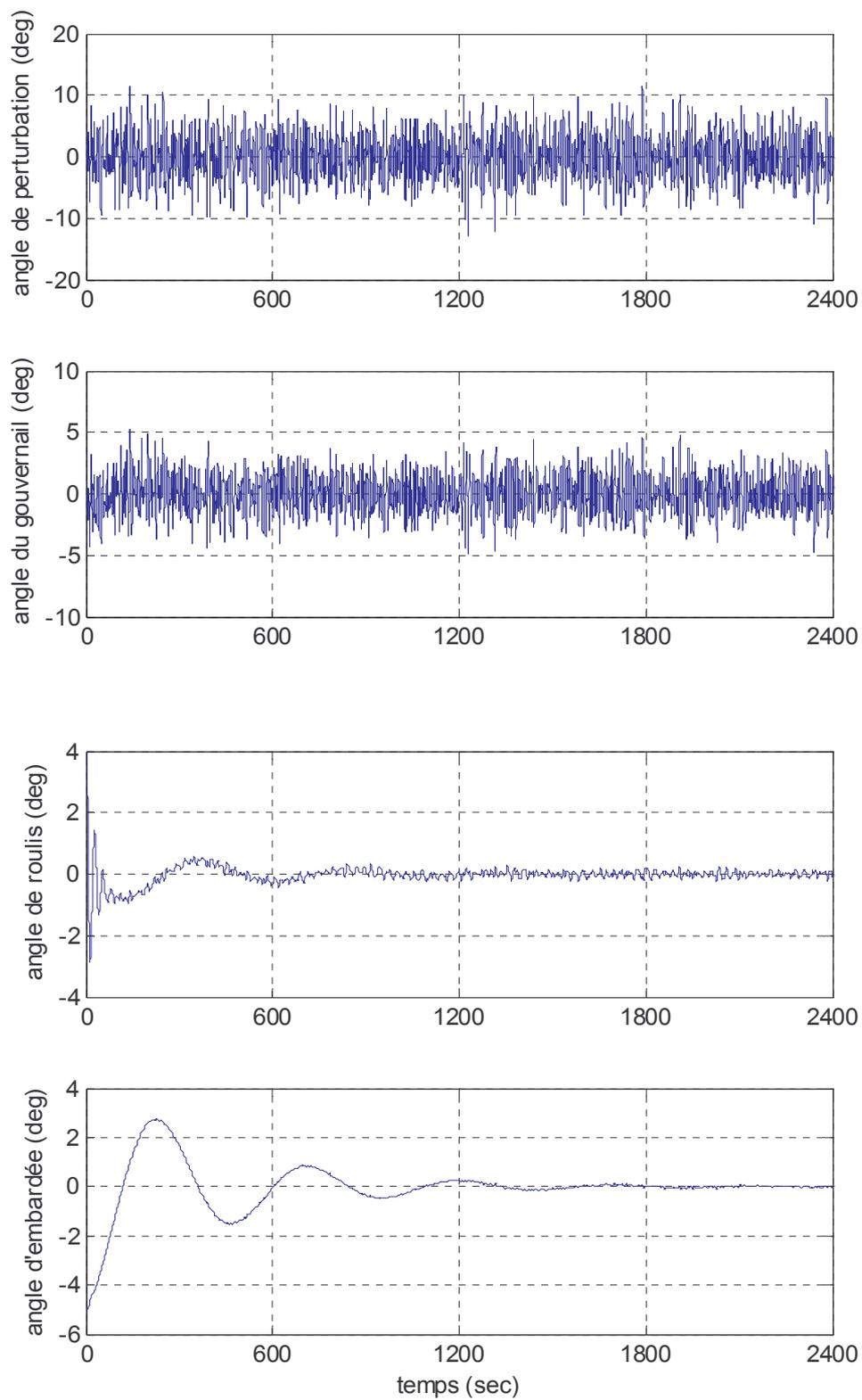
$$W_2(s) = \frac{1}{W_1(s)} = \frac{1 + 100s}{1 + 0.01s} \quad (\text{II.15})$$

On obtient un régulateur d'ordre 21 ; la réduction d'ordre nous permet d'obtenir un régulateur du 6<sup>ème</sup> ordre

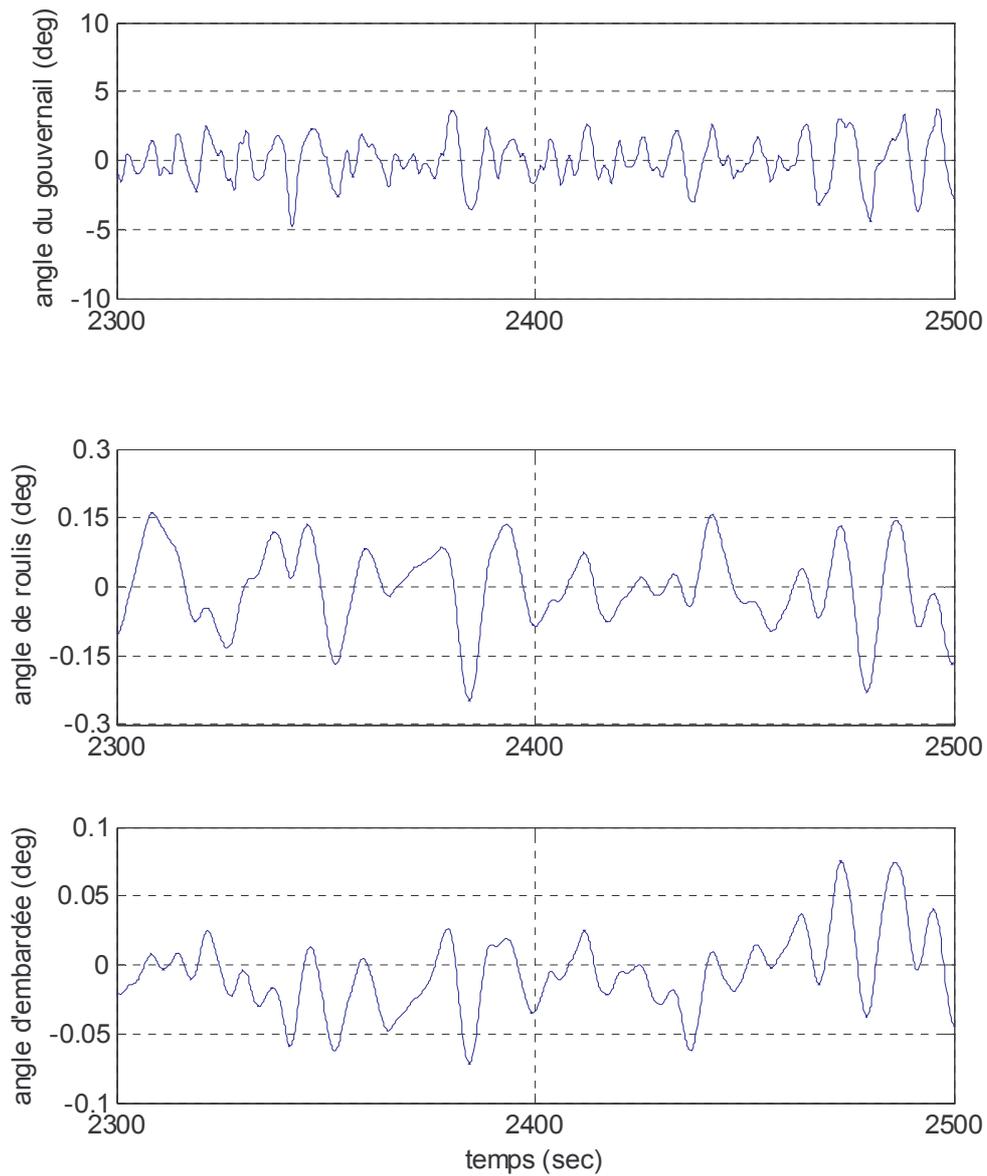
<b>Pôles</b>	<b>Zéros</b>
-1.00	-100.0000
-0.62	-0.6216 + 0.0396i
-0.51	-0.6216 - 0.0396i
-0.33	-0.4793
-0.23	-0.3156
-0.01	-0.0043

**Tableau II.3 : Pôles et zéros du correcteur de roulis (cascade)**

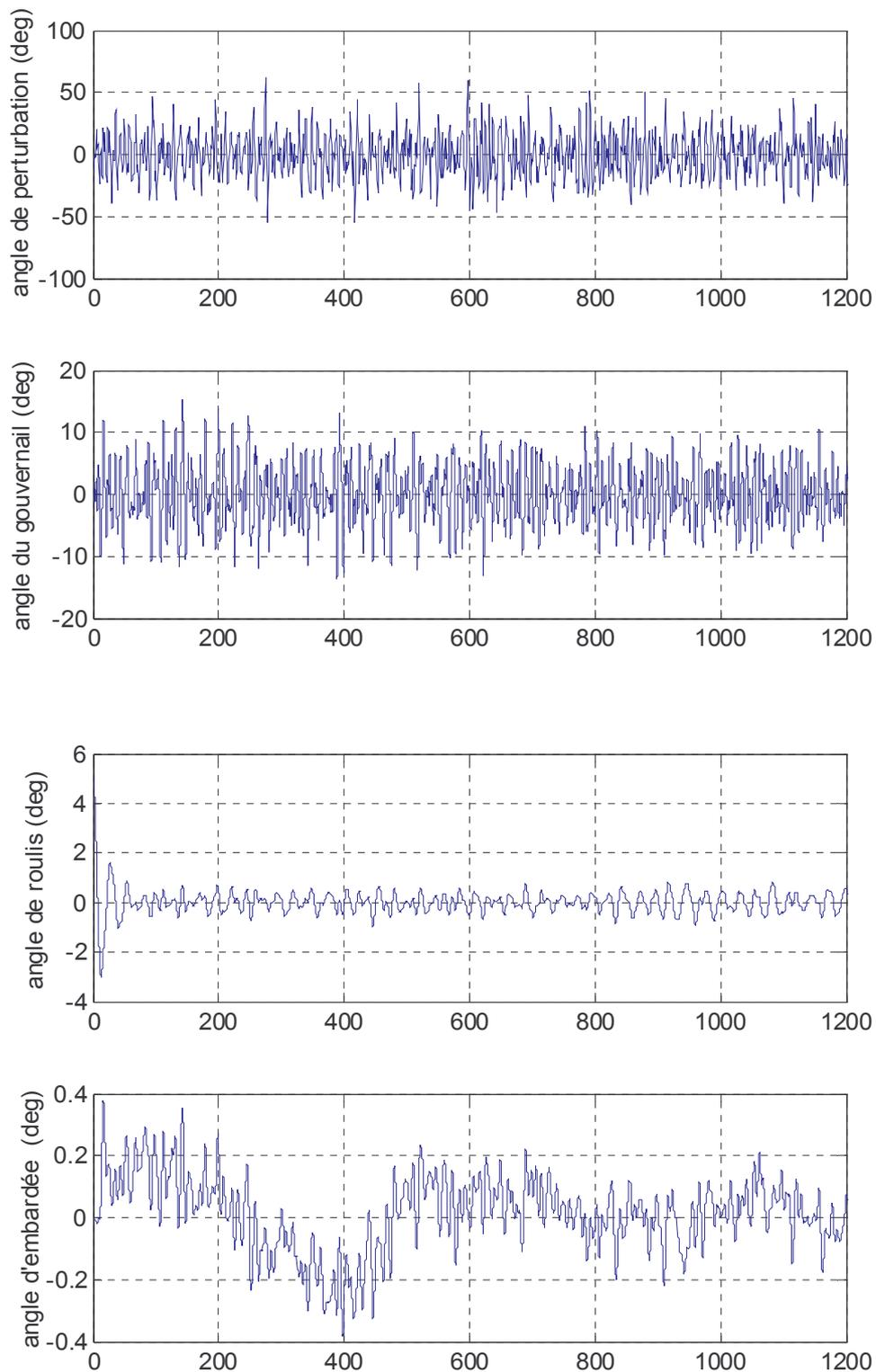
### II.3.2.3 Simulation



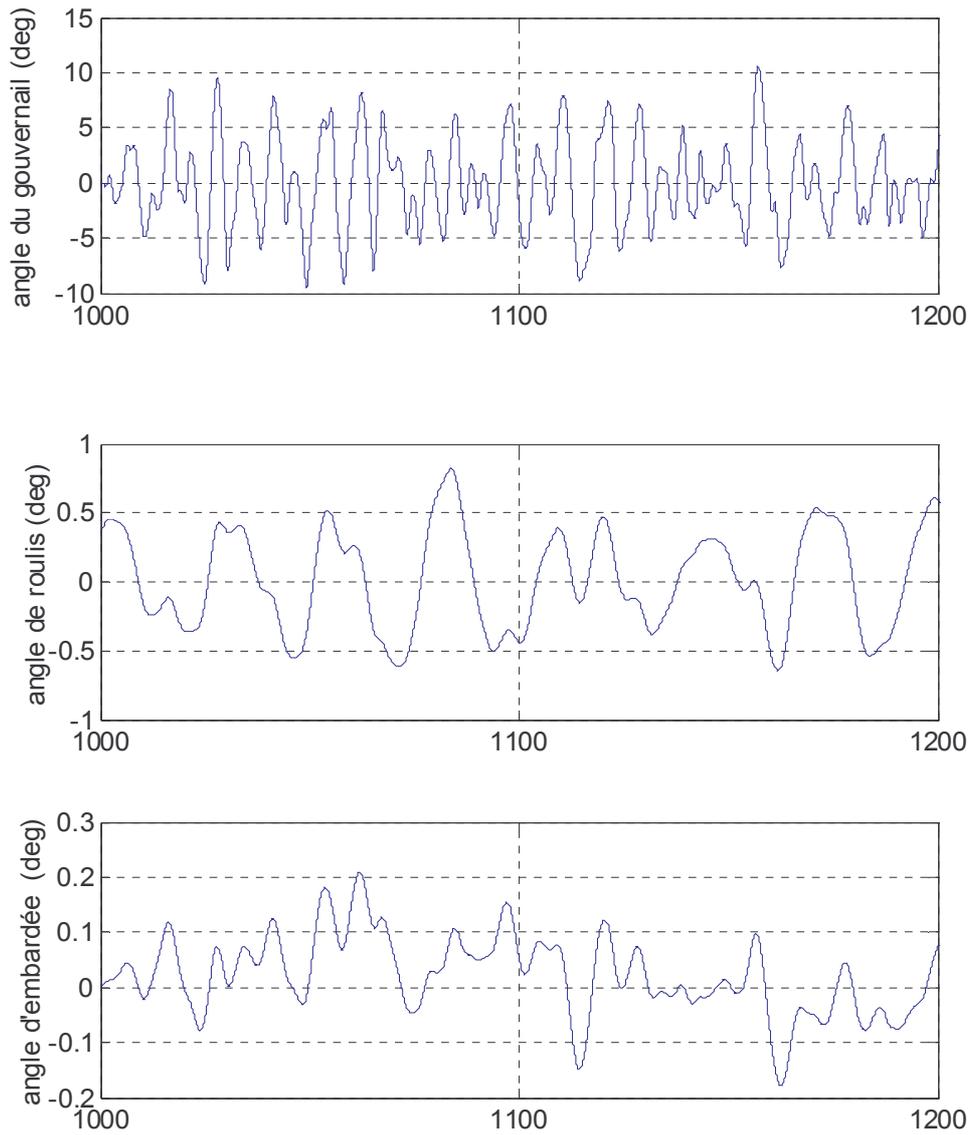
**Simulation II.9 : Commande cascade en mer peu agitée (régime transitoire)**



**Simulation II.10 : Commande cascade en mer peu agitée (régime permanent)**



**Simulation II.11 : Commande cascade en mer agitée (régime transitoire)**



**Simulation II.12 : Commande cascade en mer agitée (régime permanent)**

## II.4 commentaires

D'après les simulations réalisées sur la commande parallèle (simulations (II.5) à (II.8)) et la commande en cascade (simulations (II.9) à (II.12)), les performances obtenues par la structure en cascade sont meilleures.

L'angle de roulis oscille entre  $-5^\circ$  et  $5^\circ$  pour la commande parallèle alors que pour la commande en cascade, les oscillations varient entre  $-1^\circ$  et  $1^\circ$ .

Concernant la poursuite de la trajectoire et pour un état de mer peu agitée, les résultats obtenus par les deux méthodes sont bons. Lorsque l'on augmente l'intensité de la perturbation, les performances de la commande en parallèle se détériorent ; les variations de l'angle d'embarquée sont de l'ordre de  $-10^\circ$  à  $10^\circ$ . Par contre, les performances de la commande en cascade restent appréciables vu que l'angle d'embarquée est quasiment nul (variation entre  $-0.2^\circ$  et  $0.2^\circ$ ).

## II.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons synthétisé deux types de commande : commande par retour d'état et commande  $H_\infty$ . Concernant la commande par retour, les performances désirées ne sont pas atteintes car il ne s'agit pas d'une commande robuste.

En passant à la commande  $H_\infty$ , nous avons pu réaliser une régulation robuste permettant de réduire de manière considérable le mouvement de roulis du navire. La difficulté principale est de déterminer des pondérations fréquentielles permettant au signal de commande d'être dans le domaine non saturé du gouvernail. Ceci a pu être réalisé par un choix judicieux et suite à plusieurs essais.

On remarque également que la structure en cascade apporte de meilleurs résultats que la commande en parallèle, cette structure sera utilisée lors de la conception du circuit de commande du navire.

La commande réalisée est en réalité limitée étant donné qu'elle est valable pour un domaine de variation proche du point de fonctionnement. Dans le chapitre suivant, nous tenterons d'établir une commande effectivement applicable au navire en introduisant plusieurs points de fonctionnement.

## Chapitre III

# COMMANDE MULTI-CONTROLEURS

### III.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons abordé la synthèse de lois de commande pour le système linéarisé autour d'un seul point de fonctionnement (l'origine) et on supposant que la vitesse de cavement  $u$  est constante, ceci ne correspond évidemment pas à la réalité étant donné que le navire peut modifier sa vitesse de manière volontaire ou pas et ce à n'importe quel instant.

L'application de cette même commande pour le système non linéaire montre clairement que les performances du régulateur se détériorent dès lors que l'on modifie la vitesse du navire.

Afin de pallier à ce problème, nous proposons une approche de commande du type multi-contrôleurs. Cette technique est parfaitement adaptée à la commande non linéaire étant donné l'absence de discontinuité et que les variations du système sont lisses. Le modèle peut donc être approximé autour d'un certain nombre de points de fonctionnement par un modèle linéaire. Puis via la théorie des systèmes linéaires, la synthèse d'un correcteur local pour chaque point de fonctionnement est envisageable. Néanmoins, le domaine de validité de chacun des correcteurs est limité.

La commande multi-contrôleurs va nous permettre de commuter entre les lois de commande selon l'évolution du procédé. Cette commande permet l'utilisation de contrôleurs obtenus par des méthodes diverses et nous concernant par commande  $H_\infty$  et elle a l'avantage de réagir plus rapidement à un changement brusque de l'environnement.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les étapes de conception du régulateur multi-contrôleurs ainsi que les simulations réalisées sur le modèle non-linéaire.

### III.2 Structuration de la commande multi-contrôleurs

La première étape de la commande multi-contrôleurs sera de constituer un ensemble fini de  $N$  contrôleurs «locaux», chacun correspondant à un environnement précis. L'une des originalités de la commande multi-contrôleurs porte sur le fait que les contrôleurs locaux peuvent être de structure et de nature différentes.

La deuxième étape de la commande multi-contrôleurs est l'obtention du signal de commande final (commande effectivement appliquée au procédé) à partir des signaux de commande issus des correcteurs locaux. Cette tâche est remplie par le commutateur directement contrôlé par le superviseur. Ce dernier aura besoin d'informations : commande, sortie du procédé, variables internes du système. Son rôle est double : d'une part, il indique au commutateur quand doit se faire la commutation et d'autre part, il aide ce dernier à choisir le ou les contrôleurs les plus aptes à garantir les performances spécifiées. Afin de répertorier les différentes structures de la commande multi-contrôleurs proposées dans la littérature, nous proposons de définir deux classes :

Classe *indirecte* : le schéma global (voir Figure III.1) contient un superviseur qui émet des informations au commutateur dans le but de sélectionner un ou plusieurs contrôleurs. Le superviseur est capable en outre de déterminer l'environnement dans lequel évolue le système. La commutation est basée sur des informations reconstruites.

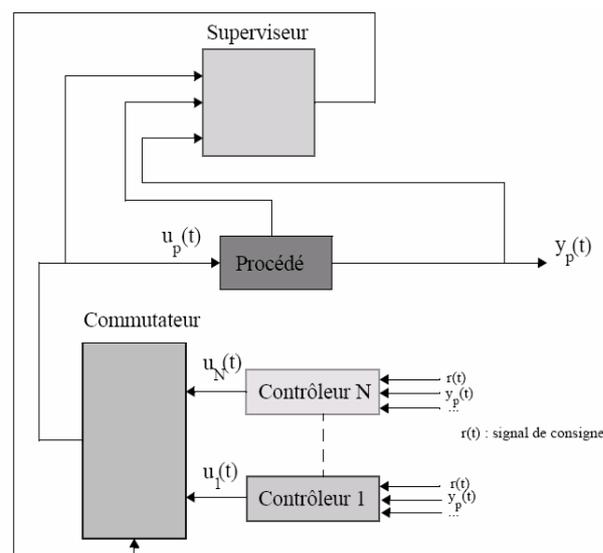


Figure III.1 : Commande multi-contrôleurs de classe indirecte

Classe *directe* : le superviseur est absent. Le commutateur, à partir d'informations mesurées (composante du vecteur d'état, paramètres internes, sortie du procédé...) est capable de choisir par lui-même le ou les contrôleurs locaux le ou les plus performants. La commutation est basée sur des informations mesurées (voir Figure III.2).

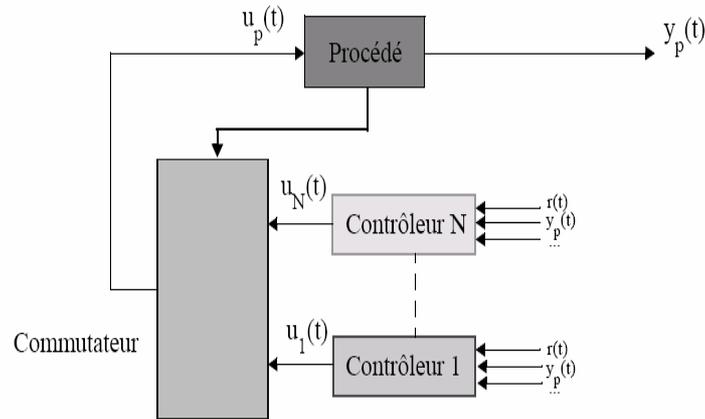


Figure III.2 : Commande multi-contrôleurs de classe directe

### III.3 Synthèse de la commande

Pour la mise au point de la commande, la méthodologie suivie se résume comme suit :

- Linéarisation du système autour d'un nombre déterminé de points de fonctionnement.
- Calcul des correcteurs  $H_\infty$  correspondant aux modèles linéaires obtenus.
- Détermination de la structure du commutateur qui permet de combiner à chaque instant entre les régulateurs pour obtenir la commande appropriée.

#### III.3.1 Linéarisation

Rappelons que l'équation d'état régissant la dynamique du navire est donnée par

$$\dot{x} = H^{-1} f(x, \delta) \quad (\text{III.1})$$

Le vecteur d'état est

$$x = [u'_a \quad v' \quad p' \quad r' \quad \varphi' \quad \psi']^T \quad (\text{III.2})$$

Avec

$$H = \begin{bmatrix} (m' - X_{\dot{u}}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (m' - Y_{\dot{v}}) & -(m'z'_G + Y_{\dot{p}}) & (m'x'_G - Y_{\dot{r}}) & 0 & 0 \\ 0 & -(m'z'_G + K_{\dot{v}}) & (I'_{xx} - K_{\dot{p}}) & -K_{\dot{r}} & 0 & 0 \\ 0 & (m'x'_G - N_{\dot{v}}) & -N_{\dot{p}} & (I'_{zz} - N_{\dot{r}}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.3})$$

Et

$$f(x, \delta) = \begin{bmatrix} X_{\text{hyd}}^*(x) + X_{\text{gouvernail}}(x, \delta) + m'(v'r' + x'_G r'^2 - z'_G p'r') \\ Y_{\text{hyd}}^*(x) + Y_{\text{gouvernail}}(x, \delta) - m'h'(x', u'_a) r' \\ K_{\text{hyd}}^*(x) + K_{\text{gouvernail}}(x, \delta) + m'z'_G h'(x', u'_a) r' \\ N_{\text{hyd}}^*(x) + N_{\text{gouvernail}}(x, \delta) - m'x'_G h'(x', u'_a) r' \\ p' \\ r' \cos(\varphi') \end{bmatrix} \quad (\text{III.4})$$

Les vitesses linaires et angulaires contenues dans le vecteur d'état restent au voisinage de zéro, l'angle de roulis doit aussi être maintenu au voisinage de zéro à travers la régulation. La linéarisation autour des points de fonctionnement se fait donc à partir de la vitesse du navire définie par la variable d'état  $u'_a$ .

- Linéarisation autour de  $\bar{z} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$  et  $\bar{u} = U_{\text{nom}}$

Ce cas correspond au modèle étudié au chapitre précédent, les matrices du système linéarisé sont :

$$A_1 = \begin{bmatrix} -0.2113 & -0.0088 & -0.2828 & 0.0984 & 0 \\ 15.8067 & -1.3904 & -1.6757 & -18.2018 & 0 \\ -4.1788 & -0.1182 & -4.1123 & -0.3529 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.5})$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0.1752 \\ -3.4270 \\ -1.6644 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.6})$$

- Linéarisation autour de  $\bar{z} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$  et  $\bar{u} = 0.8U_{\text{nom}}$

On obtient les matrices suivantes

$$A_2 = \begin{bmatrix} -0.2113 & -0.0104 & -0.1880 & -0.0984 & 0 \\ 15.8067 & -1.3629 & -1.6757 & -18.2018 & 0 \\ -4.1788 & -0.1541 & -4.0581 & -0.3529 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.7})$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0.2294 \\ -4.3757 \\ -2.1721 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{III.8})$$

### III.3.2 Calcul des régulateurs locaux

Dans le chapitre précédent a été présenté le calcul du régulateur pour le point de fonctionnement

- Linéarisation autour de  $\bar{z} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$  et  $\bar{u} = U_{\text{nom}}$
- Linéarisation autour de  $\bar{z} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$  et  $\bar{u} = 0.8U_{\text{nom}}$

On spécifiera des pondérations fréquentielles pour la commande du cap et du roulis en utilisant la structure en parallèle car elle donne de meilleurs résultats

### III.3.3 Structuration du commutateur

Le commutateur devra répondre aux exigences suivantes :

- Sélectionner le régulateur suivant la vitesse du navire
- Prendre en considération un changement de consigne sur le cap

Il existe deux types de commutateurs: le premier consiste à sélectionner un seul contrôleur parmi un ensemble de contrôleurs locaux (commutation franche). Le deuxième est nommé “commutateur flou”. L’emploi simultané du terme “commutateur” et du terme “flou” peut paraître contradictoire mais il s’agit en fait d’un “mélangeur” capable de pondérer les différents signaux de commande.

Dans notre étude, nous allons nous intéresser à la commutation franche. L’approche suivie consiste à traduire notre cahier des charges en grafcet où on fera apparaître les entrées comme des conditions de transition et la sélection des correcteurs comme des actions.

Le cahier des charges est le suivant :

- le régulateur 1 est activé lorsque la vitesse de cavaleme<sup>n</sup>t du navire appartient à son de domaine de validité.
- le régulateur 2 est activé lorsque la vitesse de cavaleme<sup>n</sup>t appartient à son de domaine de validité.
- Si la vitesse n’appartient à aucun domaine de validité des deux régulateurs, on sélectionne le régulateur tel que la vitesse est plus proche de son domaine de validité.

La vitesse  $u$  est lue à intervalles réguliers afin d’adapter le régulateur.

On peut schématiser notre grafcet de la manière suivante

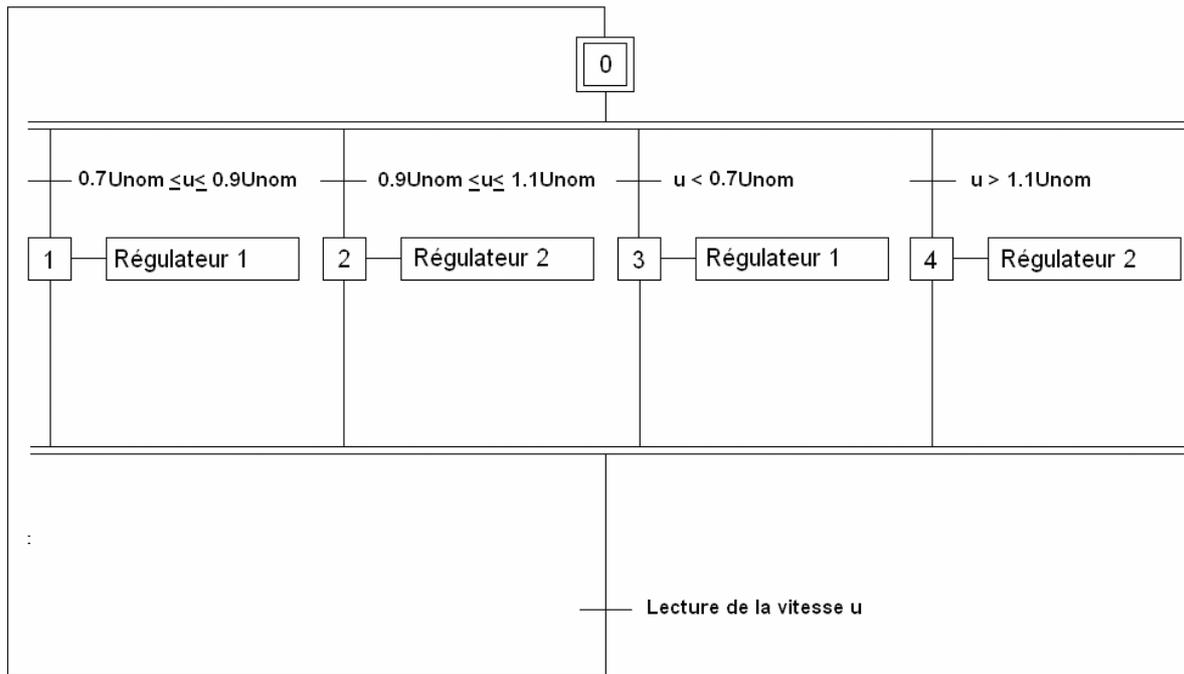
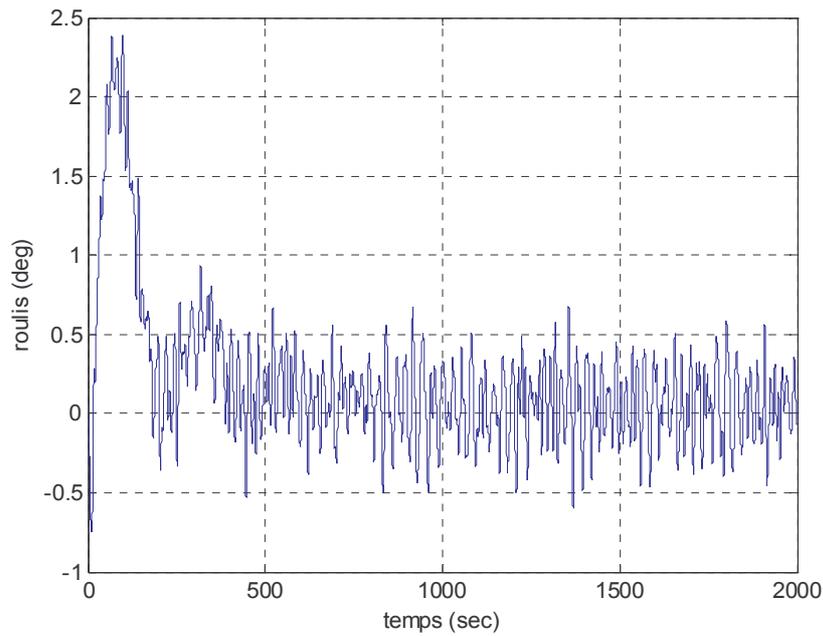
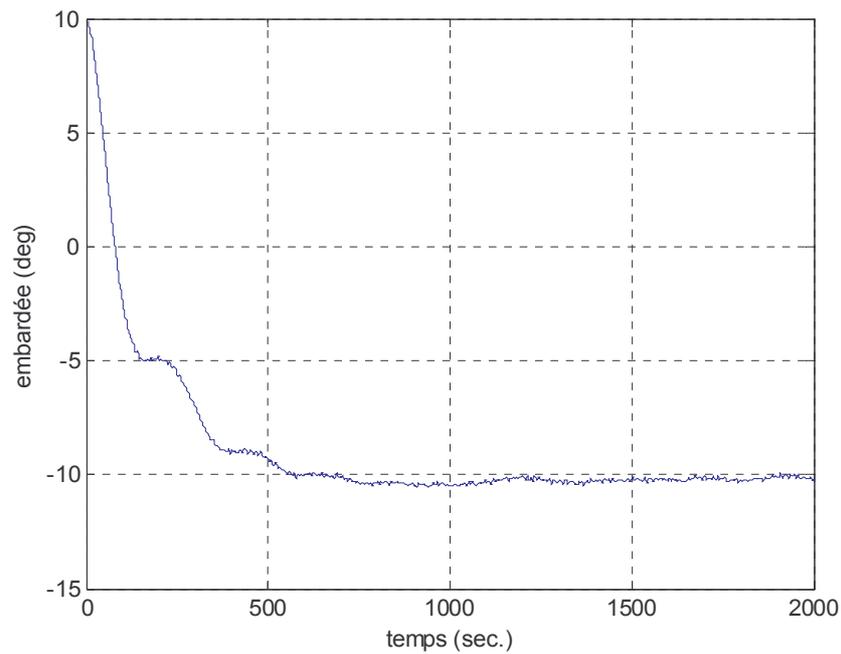


Figure III.3 : Grafcet régissant le commutateur

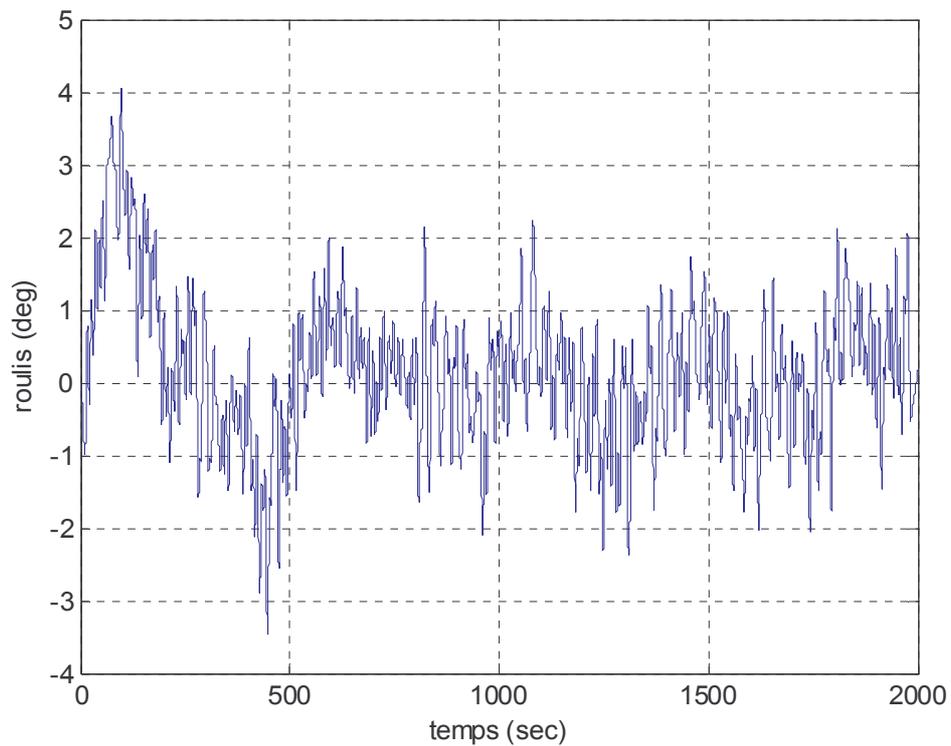
### III.4 Simulation



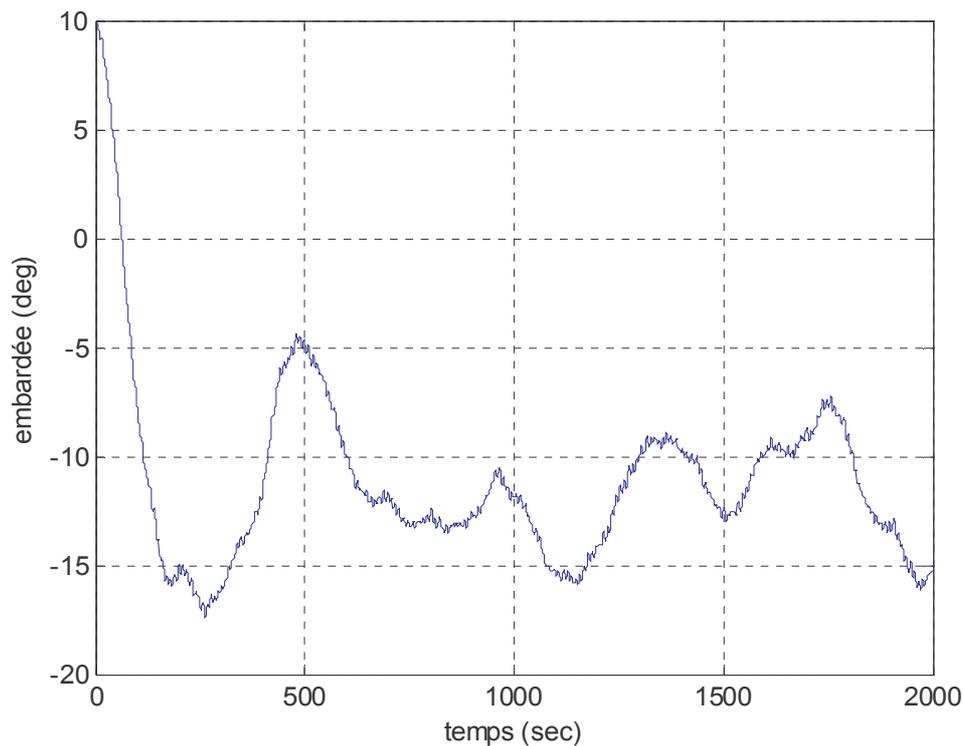
Simulation III.1 : Evolution de l'angle de roulis en mer peu agitée



**Simulation III.2 : Evolution de l'angle d'embarquée en mer peu agitée**



**Simulation III.3 : Evolution de l'angle de roulis en mer agitée**



#### **Simulation III.4 : Evolution de l'angle d'embarquée en mer agitée**

Nous avons procédé à un changement de la vitesse à l'instant 1000 secondes. La référence du cap est fixée à  $-10^\circ$ .

Dans l'intervalle  $[0, 1000 \text{ sec}]$ , la vitesse de cavement  $u$  varie autour de  $U_{\text{nom}}$ , la régulation se fait à partir du régulateur 2.

Dans l'intervalle  $[1000 \text{ sec}, 2000 \text{ sec}]$ , nous avons modifié la vitesse de cavement en l'amenant autour de  $0.8 U_{\text{nom}}$ , la régulation se fait à partir du régulateur 1.

En faisant la simulation, nous avons remarqué la présence d'une erreur statique au niveau de l'angle de l'embarquée ; afin d'éliminer cette erreur, nous avons introduit un gain de précompensation relatif à chaque régulateur.

Les performances obtenues pour un état de mer peu agitée sont bonnes. Mais les résultats relatifs à un état de mer agitée sont médiocres, il faudra prévoir l'augmentation du nombre de points de fonctionnement.

### **III.5 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons traité le cas du modèle non linéaire en essayant d'implémenter

une commande multi-contrôleur avec régulateurs locaux de type  $H_\infty$  suivant la structure en parallèle et ce en utilisant deux points de fonctionnement.

Les résultats obtenus sont acceptables mais pour améliorer les performances, il est souhaitable d'augmenter le nombre de points de fonctionnement.

La commande multi-contrôleur constitue une alternative intéressante pour la stabilisation du navire. Elle permet d'obtenir de très bons résultats à condition que la dynamique du commutateur soit adaptée de telle manière à ce qu'il puisse suivre les variations de la vitesse du navire. Les domaines de validité des correcteurs doivent être réduits en faisant une linéarisation autour de plusieurs points en vue d'augmenter la précision.

## CONCLUSION GENERALE

Dans ce mémoire, nous avons abordé la commande d'un navire porte-conteneurs permettant la réduction du mouvement de roulis et de stabiliser sa trajectoire et ce en utilisant le gouvernail de direction.

Plusieurs types de commandes ont été développés. La difficulté principale est de déterminer une commande admissible par notre actionneur dans le sens où elle n'atteint pas le domaine de saturation de ce dernier.

Concernant le modèle linéaire, on a implémenté deux types de commandes : la retour d'état et la commande  $H_\infty$ . Les performances obtenues en utilisant la commande par retour d'état sont médiocres.

L'implémentation de la commande  $H_\infty$  nous a permis d'obtenir des résultats satisfaisant en choisissant les pondérations fréquentielles  $W1(s)$  et  $W2(s)$  appropriées.

Concernant les structures utilisées dans la commande  $H_\infty$ , on remarque que la structure en cascade donne de meilleurs résultats que la structure en parallèle.

Pour le cas du modèle non linéaire qui s'approche le plus de la réalité, la vitesse de cavalement n'est pas considérée comme constante, la commande multi-contrôleurs nous a permis d'avoir des résultats appréciables pour un domaine de variation réduit.

En élargissant notre domaine i.e. en multipliant le nombre de points de fonctionnement, on pourra augmenter la précision des correcteurs et obtenir ainsi de meilleures performances.

Plusieurs perspectives sont envisageables :

- Utilisation d'autre type de commande notamment la commande par mode de glissement.
- Introduction d'un commutateur flou pour la commande multi-contrôleur qui permet de pondérer entre les signaux de commande.
- Généralisation du concept de commande par gouvernail pour l'atténuation du tangage.

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] A. Christensen and M. Blanke, « RA Linearized State-Space Model in Steering and Roll of a High-Speed Container Ship », *Rapport Technique de l'université technique du Danemark*, 1986.
- [2] Cheng'en Yang, « Robust Rudder Roll Damping Control », *Thèse de Doctorat à l'université de Aalborg, Danemark*, Novembre 1998.
- [3] Hervé Tanguy et Guy Leuret, « Méthodologie de Commande à Gains Programmés pour la Stabilisation du navire », *Exposé, IRCCYN, SIREHNA*, Juin 2003.
- [4] John C. Doyle, Keith Glover, Pramod P. Khargonekar, Bruce A. Francis, « State-Space Solutions to Standard and Control Problems », *IEEE Trans. on Automatic Control*, 1989
- [5] M. Blanke, Palle Andersen and Steen Toffner-Clausen, « Modelling and Uncertainty », *Rapport de l'université d'Aalborg, Danemark*, 1994.
- [6] Olivier Pages, « Etude et Comparaison de Différentes Structures de Commande Multi-contrôleurs. Application a un Axe Robotisé », *Thèse de Doctorat à l'université de Savoie, France*, Juillet 2001.
- [7] P.G.M. Van der Klugt, « Rudder Roll Stabilization », *Thèse de Doctorat à L'université technologique des Pays-Bas*, 1987

- [8] R. Y. Chiang et M. G. Safonov, « Robust Control Toolbox for Use with MATLAB », *Natic, Mass, USA*, 1992.
- [9] Stoustrup, Niemann et Blanke, « Roll Damping by Rudder Control », *Rapport de l'université de Glasgow*, 1994.
- [10] Tristan Pérez et Mogens Blanke, « Mathematical Ship Modeling for Control Applications », *Rapport Technique de l'université technique du Danemark*.
- [11] Tristan Pérez et Mogens Blanke, « Simulation of Ship Motion in Seaway », *Rapport Technique de l'université technique du Danemark*.
- [12] W.E. Cowlet and T.H. Lambert, « The Use of Rudder as a Roll Stabilizer », *Le 3<sup>ème</sup> Séminaire international des systèmes de commande du navire*, Bath, UK, 1972.

## ANNEXE A : Le système de normalisation SNAME

Le système de normalisation SNAME (1950) est le plus communément utilisé dans la navigation. Dans ce système, la longueur du navire  $L$  est l'unité de mesure des longueurs et l'unité du temps  $U/L$  est le temps nécessaire au navire pour parcourir une distance égale à sa longueur.  $U$  étant la vitesse absolue du navire

$$U = \sqrt{u^2 + v^2} \quad (\text{A.1})$$

La densité de l'eau de mer est  $\rho = 1014 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$

Le tableau de normalisation est le suivant

Grandeur	Conversion
Temps	$t' = \frac{L}{U} t$
Longueur et position	$\ell' = \frac{1}{L} \ell \quad x' = \frac{1}{L} x$
Masse et inertie	$m' = \frac{2}{\rho L^3} m \quad I' = \frac{2}{\rho L^5} I$
Surface	$s' = \frac{1}{L^2} s$
Angle	$\alpha' = \alpha$
Forces	$F' = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho U^2 L^2} F$
Moments	$M' = \frac{1}{\frac{1}{2} \rho U^2 L^3} M$
Vitesse linéaire	$v' = \frac{1}{U} v$
Accélération linéaire	$\dot{v}' = \frac{L}{U^2} \dot{v}$
Vitesse angulaire	$r' = \frac{L}{U} r$
Accélération angulaire	$\dot{r}' = \frac{L^2}{U^2} \dot{r}$

## **ANNEXE B : Strip theory**

Il s'agit d'une technique développée à partir des années 50 par Ursell pour déterminer les coefficients hydrodynamiques d'un navire. Elle s'appuie sur des techniques de calcul par ordinateur.

Cette méthode consiste à diviser le navire en 20 à 30 sections, sur les surfaces ainsi obtenues. On calcule numériquement les coefficients hydrodynamiques à travers la simulation. Les coefficients obtenus sont intégrés le long de la surface du navire pour obtenir les coefficients globaux du navire.

Avec l'avènement de calculateurs performants, cette technique s'est largement répandue et l'on peut actuellement avoir des modèles de navire lors de l'étape de conception.

**TABLE A : Paramètres du modèle du porte-conteneurs**

Coefficients $X*10^{-5}$	Coefficients $Y*10^{-5}$	Coefficients $N*10^{-5}$	Coefficients $K*10^{-5}$
$X_v = -24.0$	$Y_v = -725.0$	$N_v = -300.0$	$K_v = 25.0$
$X_{vv} = -1.0$	$Y_{vv} = 98.6$	$N_{vv} = 0.6$	$K_{vv} = 0.0$
	$Y_{v v } = -5801.5$	$N_{v v } = -712.9$	$K_{v v } = 99.2$
$X_\delta = -1.4$	$Y_\delta = 248.1$	$N_\delta = -128.9$	$K_\delta = -6.5$
$X_{\delta\delta} = -116.8$	$Y_{\delta\delta} = 13.4$	$N_{\delta\delta} = -11.9$	$K_{\delta\delta} = 0.8$
$X_u = -226.2$	$Y_{\delta\delta\delta} = -193.0$	$N_{\delta\delta\delta} = 101.4$	$K_{\delta\delta\delta} = 4.1$
$X_{uu} = -64.5$	$Y_{\delta u} = -379.4$	$N_{\delta u} = 196.9$	$K_{\delta u} = 8.9$
$X_{uuu} = -137.2$	$Y_{\delta\delta u} = -55.6$	$N_{\delta\delta u} = 12.8$	$K_{\delta\delta u} = 1.3$
	$Y_{\delta\delta\delta u} = 232.3$	$N_{\delta\delta\delta u} = -125.4$	$K_{\delta\delta\delta u} = -4.8$
$X_0 = 0.0$	$Y_0 = 4.7$	$N_0 = -0.6$	$K_0 = -0.1$
$X_{v\delta} = 124.5$	$Y_{0u} = -5.3$	$N_{0u} = 6.5$	$K_{0u} = 1.1$
$X_{v\delta\delta} = -341.0$	$Y_{\delta v} = -100.0$	$N_{\delta v} = -24.6$	$K_{\delta v} = 5.4$
$X_{vv\delta} = 0.0$	$Y_{\delta vv} = 189.2$	$N_{\delta vv} = -349.1$	$K_{\delta vv} = -0.9$
$X_{\delta u} = -17.2$	$Y_{\delta v } = 0.0$	$N_{\delta v } = 0.0$	$K_{\delta v } = 0.0$
$X_{\delta\delta u} = 224.9$			
$X_\varphi = -5.9$	$Y_\varphi = 37.7$	$N_\varphi = -17.9$	
$X_{\varphi\varphi} = -42.2$	$Y_{\varphi\varphi} = 0.0$	$N_{\varphi\varphi} = 0.0$	
$X_{v\varphi} = 108.1$	$Y_{v\varphi} = 144.9$	$N_{v\varphi} = 17.8$	$K_{v\varphi} = -14.7$
$X_{v\varphi\varphi} = 0.0$	$Y_{v\varphi\varphi} = 2459.3$	$N_{v\varphi\varphi} = -0.9$	$K_{v\varphi\varphi} = -103.9$
$X_{\varphi vv} = 0.0$	$Y_{\varphi vv} = 177.2$	$N_{\varphi vv} = -933.9$	$K_{\varphi vv} = -6.2$
$X_r = 43.1$	$Y_r = 118.2$	$N_r = -290.0$	$K_r = 0.8$
$X_{rr} = 4.4$	$Y_{r r } = 0.0$	$N_{r r } = 0.0$	$K_{r r } = -20.0$
	$Y_{rrr} = -158.0$	$N_{rrr} = -224.5$	$K_{rrr} = 0.0$
$X_{vr} = -24.0$	$Y_{r v } = -409.4$	$N_{r v } = -778.8$	$K_{r v } = 41.1$
	$Y_{rvv} = -994.6$	$N_{rvv} = -1287.2$	$K_{rvv} = -34.6$
	$Y_{v r } = -1192.7$	$N_{v r } = -174.7$	$K_{v r } = 10.4$
$X_{\dot{u}} = -124.4$	$Y_{vrr} = -1107.9$	$N_{vrr} = 36.8$	$K_{vrr} = 22.2$
	$Y_{\dot{r}} = -48.1$	$N_{\dot{r}} = -30.0$	$K_{\dot{r}} = -1.0$
$X_{pp} = 7.2$	$Y_{\dot{v}} = 878.0$	$N_{\dot{v}} = 42.3$	$K_{\dot{v}} = 0.0$
	$Y_p = -3.4$	$N_p = -8.0$	$K_p = -3.0$
	$Y_{p p } = 0.0$	$N_{p p } = 0.0$	$K_{p p } = -1.0$
$X_{ppu} = 3.9$	$Y_{ppp} = -9.3$	$N_{ppp} = 0.0$	$K_{ppp} = 0.0$
	$Y_{pu} = 23.6$	$N_{pu} = 12.8$	$K_{pu} = 0.0$
	$Y_{pu pu } = -52.5$	$N_{pu pu } = 0.0$	$K_{pu pu } = 0.0$
	$Y_{\dot{p}} = 23.3$	$N_{\dot{p}} = 0.2$	$K_{\dot{p}} = -0.7$



**TABLE B : Caractéristiques du navire porte-conteneurs**

Grandeur	Symbole	Valeur	Unité
Longueur du navire	L	230.66	m
Vitesse nominale	$U_{\text{nom}}$	12.7	m/s
Coordonnée nominale x de CG	$x_G$	-0.46	m
Coordonnée nominale z de CG	$z_G$	-3.54	m
Masse (sans dimension)	$m'$	$750.81 \cdot 10^{-5}$	
Moment d'inertie du roulis (sans dimension)	$I'_{xx}$	$1.30 \cdot 10^{-5}$	
Moment d'inertie de l'embarquée (sans dimension)	$I'_{zz}$	$43.25 \cdot 10^{-5}$	
Immersion du navire	$\nabla$	46070	$\text{m}^3$
Surface du gouvernail	$A_R$	42	$\text{m}^2$
Angle maximal du gouvernail	$\delta_{\text{max}}$	35	deg
Angle de freinage	$\delta_{\text{frein}}$	17	deg
Vitesse maximale du gouvernail	$\dot{\delta}_{\text{max}}$	2.7	deg/s

## ملخص

تقليل حركات التمايل المزعجة على متن باخرة و الراجعة إلى الأمواج يكتسي أهمية بالغة في ميدان الملاحة البحرية. المفهوم المدروس في هذا البحث هو استعمال موجه السفينة قصد تخفيض حركة الترنح و في نفس الوقت تعديل مسار الباخرة. في هذا الصدد تم تصميم قوانين تحكم متينة من نوع  $H_{\infty}$  التي تسمح برد الإضطرابات وتحقيق الملاحة. قانون تحكم من نوع متعدد المعدلات تم تطبيقه على النموذج الأخطي. النموذج المدروس يخص باخرة حاملة الحاويات.

**الكلمات المفتاحية :** تخفيض الترنح، تخفيض الترنح عن طريق موجه الباخرة، نموذج الباخرة، التحكم في الباخرة، تحكم متين.

## Summary

The reduction of undesirable wave-generated motions on a ship is of a great importance in maritime navigation.

The concept presented in this thesis is the use of the rudder in order to damp the roll motion and to control at the same time the path of the ship. The control laws developed in this respect are robust  $H_{\infty}$  controls which allow the rejection of disturbance and realizing course-keeping. Multi-Controllers Approach is also given for the non linear model. The control is applied upon a container ship model.

**key-words :** roll damping, rudder roll damping, ship model, ship control, robust control.

## Résumé

Réduire les mouvements indésirables de balancement dus aux vagues à bord d'un navire est d'une grande importance dans le domaine de la navigation maritime.

Le concept présenté dans cette thèse est l'utilisation du gouvernail dans le but d'atténuer le roulis et de commander en même temps la trajectoire du navire. Les lois de commandes développées à cet égard sont des commandes robustes de type  $H_{\infty}$  permettant le rejet de perturbations et la réalisation de poursuite. Une commande de type multi-contrôleurs appliquée au modèle non linéaire est également présentée. Le modèle concerne un navire porte-conteneurs.

**Mots-clés :** atténuation de roulis, atténuation de roulis par gouvernail, modèle du navire, commande du navire, commande robuste.