



HAL
open science

Vers la validation des méthodes de calcul hydrostructure du Bureau Veritas

Éric Baudin

► **To cite this version:**

Éric Baudin. Vers la validation des méthodes de calcul hydrostructure du Bureau Veritas. Mécanique des structures [physics.class-ph]. 2012. dumas-01003809

HAL Id: dumas-01003809

<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01003809>

Submitted on 10 Jun 2014

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.

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

PARIS

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le DIPLÔME D'INGÉNIEUR CNAM

Spécialité : Mécanique

OPTION : Mécanique des structures et des systèmes

Par

Eric BAUDIN

**Vers la validation des méthodes de calcul hydrostructure du
Bureau Veritas**

Soutenu le 17 Octobre 2012

JURY

PRESIDENT : Claude BLANZÉ (CNAM - Paris)

MEMBRES :

Antoine LEGAY (CNAM - Paris)

Jean-François DEÛ (CNAM – Paris)

Fabien BIGOT (BUREAU VERITAS)

Thomas GAZZOLA (BUREAU VERITAS)

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

PARIS

MEMOIRE

Présenté en vue d'obtenir

Le DIPLÔME D'INGÉNIEUR CNAM

Spécialité : Mécanique

OPTION : Mécanique des structures et des systèmes

Par

Eric BAUDIN

**Vers la validation des méthodes de calcul hydrostructure du
Bureau Veritas**

Soutenu le 17 Octobre 2012

BUREAU VERITAS

Division Marine – Département Recherche

Avant-Propos

Ce document constitue mon mémoire de diplôme d'ingénieur CNAM – spécialité Mécanique – option : mécanique des structures et des systèmes.

Il rend compte de mon stage de fin d'études du cycle d'ingénieur du Conservatoire des Arts et Métiers et fait état des résultats de l'étude effectuée au sein du Département Recherche de la Division Marine du Bureau Veritas du 1^{er} Septembre 2011 au 29 Février 2012.

Remerciements

Je tiens particulièrement à remercier Messieurs Pierre Besse et Šime Malenica pour le soutien qu'ils m'ont accordé durant mon parcours au CNAM et tout particulièrement dans cette phase finale de fin d'étude.

Je suis très reconnaissant à Fabien Bigot mon maître de stage désigné au Bureau Veritas qui a mis tout en œuvre pour définir et permettre l'avancement et l'aboutissement des travaux de ce stage dans les meilleures conditions. J'exprime également ma gratitude à François-Xavier Sireta qui développe HOMER2 et a largement contribué à la réussite de ce stage.

Je tiens également à remercier tous mes collègues du Département Recherche et en particulier Louis Diebold, Thomas Gazzola, Nicolas Moirod et Etienne Quinton qui m'ont vraiment, depuis le début, et presque quotidiennement, soutenu dans ma démarche, et qui m'ont permis de m'impliquer et de me motiver encore plus.

Pour finir, je remercie vivement Messieurs Antoine Legay mon tuteur CNAM, Roger Ohayon, Claude Blanzé, Olivier Thomas, Jean-François DEÛ, Georges Vénizelos, Jean-Sébastien Schotté, Olivier de Smet et Lionel Auffray, mes professeurs, pour la générosité et la passion qui transparaissent dans leur enseignement et qui rendent ces années de cours du soir mémorables.

Sommaire

1	Préambule	6
2	Anvers et pour tous	6
2.1	Du Groupe Bureau Veritas au Département Recherche Division Marine	7
2.2	Garder une longueur d'avance sur la réalité	9
3	Contexte d'étude	11
3.1	Un contexte, un projet, des études	11
3.2	Objectifs	13
4	Partie I. Prémices de l'étude : Instrumentation	15
4.1	Vue d'ensemble de l'instrumentation	15
4.2	Vue détaillée de l'instrumentation	16
4.3	Post-traitement direct des mesures	21
5	Partie II. En arrière-plan de l'étude : Théorie	26
5.1	Formulation du problème fluide et introduction des conditions aux limites	26
5.2	Tenue à la mer sans couplage hydrostructure	32
5.3	Tenue à la mer avec couplage hydrostructure faible	39
5.4	Tenue à la mer avec couplage hydrostructure fort	41
6	Partie III. Au cœur de l'étude : Calculs numériques	44
6.1	Rappel du contexte et des objectifs	44
6.2	Le navire et son modèle	45
6.3	Outils	51
6.4	Sensibilité à la modélisation de la structure - analyse modale	53
6.5	Sensibilité au type d'analyse hydrostructure	78
7	Partie IV. Au sortir de l'étude : vers les comparaisons directes avec les mesures	111
7.1	Plus proche des conditions d'opérations : modèle « allégé »	111
7.2	Autres LBSGs	127
8	Conclusions et perspectives	132
	Références	134
	Table des illustrations	134

1 Préambule

Ce document constitue le mémoire de fin d'étude du cycle CYC37 « Mécanique – option calcul de structures et systèmes mécaniques ». Il présente la synthèse d'une étude visant à valider les méthodes de calcul hydrostructures développées par le département Recherche du Bureau Veritas – Division Marine. Les références bibliographiques supports de cette synthèse sont précisées en fin de document.

2 Anvers et pour tous

Au XVII^{ème} siècle, l'expression « expédition maritime » gardait encore pleinement son sens au vu des aléas liés au transport maritime. Les armateurs devaient répondre aux demandes d'information de leurs clients quant aux risques liés à la qualité du navire utilisé. Depuis le Coffee House d'Edward Lloyd à Londres, les assureurs et les chargeurs se fondèrent alors sur l'obtention d'informations pertinentes quant à la fiabilité des navires, pour le calcul de leurs primes et pour le choix du navire. L'usage était né : capitaines de navires et autres experts évaluaient la qualité des navires avant leur départ, émettant une cote au bâtiment. La qualité s'appréciant à un instant "t" et pour une durée déterminée. Les cotes à terme nécessitaient une évaluation régulière, si possible périodique, pour vérifier que le navire conservait, ou non, les caractéristiques et qualités énoncées qui, peu à peu, ont été codifiées dans des règlements de classification. Ainsi, leur évaluation a donné lieu à l'attribution d'une classe au moyen d'un certificat de classification. Par la suite, conformément aux dispositions conventionnelles internationales, les navires ont eu besoin de différents certificats afin d'être autorisés à naviguer. Comme alternative à certains Etats du pavillon, les sociétés de classification se chargèrent en partie, de les fournir.

La classification [1] n'est pas une obligation légale à l'encontre des armateurs. Il s'agit davantage d'un usage. Il est cependant manifeste qu'un navire n'ayant pas été coté, ou ayant perdu sa classe, ne pourra pas travailler, ou sera au mieux, exploité sur des "circuits parallèles". La classification consiste à attribuer une classe, ou une cote (c'est-à-dire un indice de qualité et donc de confiance) à un navire. Cela suppose la confrontation de l'état du navire à un référentiel : le règlement de classe, élaboré par la société de classification qui l'utilise ou par le groupement auquel elle appartient. La société de classification établit d'abord des standards à travers ces règlements de classe puis se charge de les appliquer. Autrement dit, la classification est une démarche double : normative puis technique. Les navires classés sont enfin répertoriés dans des registres de classe. Pour obtenir une classe, le navire est soumis à une inspection initiale. Pour le maintien de la classe, le navire est soumis à des inspections périodiques et à des inspections suite à des avaries ou à des modifications, notamment structurelles.

La mission de classification court durant toute la vie du navire, lors de la construction et de l'exploitation. Pour obtenir et conserver sa classe, le navire doit répondre à des critères de procédé et à des

critères techniques standards. Les critères de procédé concernent le suivi de la construction (approbation des plans du navire, approbation du chantier et de ses sous-traitants, surveillance des matériaux utilisés et des méthodes employées, essais), les critères techniques sont relatifs à la coque, la machine, les éléments annexes, les appareils de levage, etc.

Né de la volonté de quelques hommes de « rechercher la vérité et de la dire sans crainte et sans partialité », le Bureau Veritas voit le jour en 1828. Créée à partir d'une agence de renseignements pour assureurs maritimes à Anvers, la société devient française et installe son siège à Paris en 1833. Le Bureau Veritas se diversifie ensuite pour créer en 1910 un service de « contrôle des matériaux » développant ainsi une branche chargée des inspections d'installations industrielles. En 1922 une division aéronautique est créée puis 7 ans plus tard le bureau d'inspection des constructions conduit la société aux domaines du bâtiment et génie civil.

2.1 Du Groupe Bureau Veritas au Département Recherche Division Marine

Au fil des années la société renforce ses positions stratégiques en accroissant ses compétences par des développements internes et externes. Le groupe Bureau Veritas, en forte croissance ces dix dernières années est devenu aujourd'hui un leader mondial des services d'évaluation de conformité et de certification. Plus de 52 000 collaborateurs sont employés, dans plus de 940 bureaux et 340 laboratoires répartis dans 140 pays. L'activité du Bureau Veritas est répartie dans 8 branches :

- la marine
- l'industrie
- la construction
- les inspections et vérifications en services
- la certification
- les matières premières
- les biens de consommation
- le commerce international et les contrats de gouvernement.

Dans chacune de ces branches les experts de terrain des équipes opérationnelles inspectent et vérifient sur site les installations et autres équipements, complétant ainsi le travail de réglementation et de certification réalisé par les services fonctionnels.

En particulier, au travers de sa branche historique, la division Marine, le Bureau Veritas agit en tant que société de classification de navires. Le rôle d'une telle organisation est d'éditer un règlement pour la

classification des navires, des structures « offshore » flottantes et de tous leurs équipements ; de certifier la conformité avec ce règlement avant et pendant la construction du navire mais également après sa livraison, tout au long de son exploitation. La flotte classée aujourd'hui par Bureau Veritas occupe le 2^{ème} rang mondial en nombre de navires et le 6^{ème} en tonnage.

En complément des calculs, inspections et autres vérifications, les mesures sur site sont souvent indispensables pour compléter ces évaluations de conformité (par exemple pour les mesures de puissance sur la ligne d'arbre porte-hélice lors des essais de vitesse du navire). Au-delà de ces aspects réglementaires, de nombreuses études sont conduites pour répondre à de nouvelles problématiques, ou à la suite de dysfonctionnements ou encore, d'avaries. Une vraie valeur ajoutée est alors proposée au travers d'un service d'expertise expérimentale. Ces études, majoritairement hors classification, sont très souvent en amont du règlement et donc traitées par le département recherche.

Ce département est divisé en 5 sections qui traitent des problématiques suivantes :

- hydrodynamique et ancrage
- hydrostructure
- dynamique des structures
- intégrité des structures et fatigue
- sécurité, environnement et facteur humain

De nombreuses études sont ainsi réalisées pour les armateurs et les chantiers constructeurs dans ces différents domaines. Les ingénieurs rattachés à ces sections sont, pour la quasi-totalité d'entre eux, en charge de calculs numériques. Certaines études sont conduites au travers de l'utilisation de codes commerciaux mais la plupart des activités du département recherche sont liées à des développements de codes de calculs destinés à répondre à des problématiques pointues, nouvelles et souvent non disponibles dans les codes commerciaux. Une considérable valeur ajoutée est ainsi créée, permettant de fournir aux autres services du Bureau Veritas qui contractent les armateurs et autres chantiers ou même directement avec ces clients, des outils et des méthodologies en phase avec des problématiques nouvelles et futures. Les trois principaux codes sont ARIANE® pour le calcul d'ancrage (la Figure 1 rend compte d'un calcul d'un navire déchargeant sur une structure de stockage elle-même ancrée au fond et à une bouée), HYDROSTAR® pour le calcul de tenue à la mer (la Figure 2 est issue d'un calcul de réponse de deux navires en configuration bord-à-bord pour un déchargement de gaz) et HOMER® pour les calculs hydrostructures.

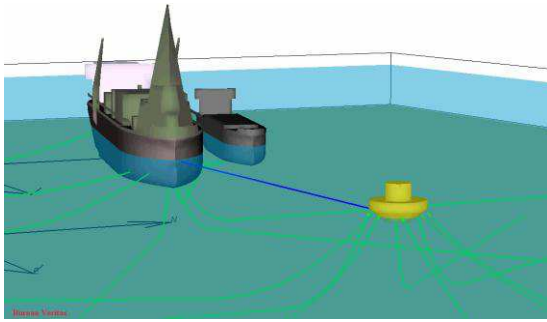


Figure 1. Sortie d'écran du logiciel de calcul d'ancrage ARIANE®.

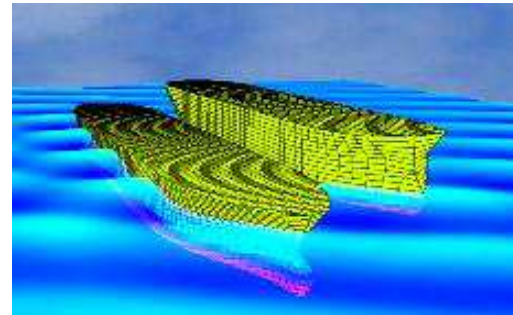


Figure 2. Sortie d'écran du logiciel de calcul de tenue à la mer HYDROSTAR®.

Au fil des diverses études, le retour d'expérience et les validations de ces outils permettent, au final, l'intégration au sein du règlement du Bureau Veritas de nouvelles recommandations et autres exigences. Les validations de ces codes de calculs reposent classiquement sur des cas tests numériques mais également et surtout sur des corrélations avec les mesures réalisées en bassin sur des modèles et parfois sur des navires en exploitation. Dans les projets de recherche et de développement c'est en effet une démarche fondamentale mais néanmoins non systématique, que de compléter et de valider les calculs numériques par des mesures à taille réelle.

2.2 Garder une longueur d'avance sur la réalité

La première moitié de la décennie a été marquée par une très forte augmentation du commerce mondial qui a largement contribué à l'explosion du trafic maritime. En particulier, le commerce maritime entre l'Asie et l'Europe qui représentait en 2001, 4.7 millions d'EVP (Equivalent Vingt Pieds, cubage standard de conteneur), a franchi l'an dernier les 13.2 millions de conteneurs. En conséquence, la demande du marché a conduit à construire des navires de transport de fret de très grande capacité : les ultra grands porte-conteneurs (ULCS : Ultra Large Container Ship). Les derniers géants en construction affichent une capacité de 16.000 voire 18.000 EVP. Cet accroissement de capacité se traduit logiquement par une augmentation de leur taille; leur longueur allant jusqu'à 400 m ; leur largeur avoisinant 60m. En raison de ces grandes dimensions, les ULCS sont devenus beaucoup plus «souples». Par conséquent, leurs fréquences propres deviennent significativement plus basses. De plus, les porte-conteneurs sont des navires conçus avec des ponts ouverts afin de permettre les opérations de levage. Ces designs, de type poutre « en U », entraînent une sensibilité accrue à la torsion et aux charges de flexion horizontale qui sont beaucoup plus complexe à modéliser numériquement.

Au final, cette nouvelle tendance à accroître la taille des porte-conteneurs fait apparaître le besoin, tant en conception qu'en procédures de vérification en résistance ultime et en fatigue, de prendre en compte la

réponse hydroélastique. Cette réponse devient en effet importante en raison des périodes propres structurelles relativement basses de ces navires et des fortes contraintes opérationnelles (vitesse maximale de l'ordre de 27 nœuds). En effet, la combinaison de la diminution des fréquences propres et de l'augmentation des fréquences d'excitation peut conduire à l'excitation forcée des vibrations de la poutre navire par la houle appelé springing. Il s'agit là de vibrations qui peuvent affecter de manière significative la durée de vie du navire. En sus de ce phénomène, la vibration transitoire engendrée par le slamming (i.e. impact du navire, proue ou poupe, avec l'eau) et que l'on nomme whipping peut affecter aussi bien la résistance ultime que la fatigue. Dans ces conditions, les règles classiques des sociétés de classification atteignent leurs limites pour ces navires et ainsi, il est nécessaire de faire appel à une approche dite par calculs directs.

De plus, il apparaît que les outils de simulation existants ne fournissent pas la réponse complète à toutes ces questions de conception, soulignant de fait, le besoin évident de leur amélioration. En particulier, l'importance singulière du whipping et la nécessité d'améliorer les modèles, est clairement reflété dans le récent rapport (N°9/2008 du 22/04/2008) du MAIB (Marine Accident Investigation Branch), suite à la perte du porte-conteneur « MSC Napoli » :

"Il est probable que la coque du MSC Napoli a été soumise à une charge supplémentaire due au whipping [...]"

"... Il est évident que les effets du whipping sont encore actuellement difficile à modéliser et à calculer de manière fiable."

"Compte tenu de l'augmentation potentielle de la charge hydrodynamique due au whipping, des recherches supplémentaires sont nécessaires pour assurer que ses effets sont suffisamment pris en compte dans la conception des navires et des analyses structurelles, et que des tolérances suffisantes sont considérées lors de la détermination des marges de conception."



Figure 3. Vue du navire instrumenté : CMA-CGM MAGELLAN.

3 Contexte d'étude

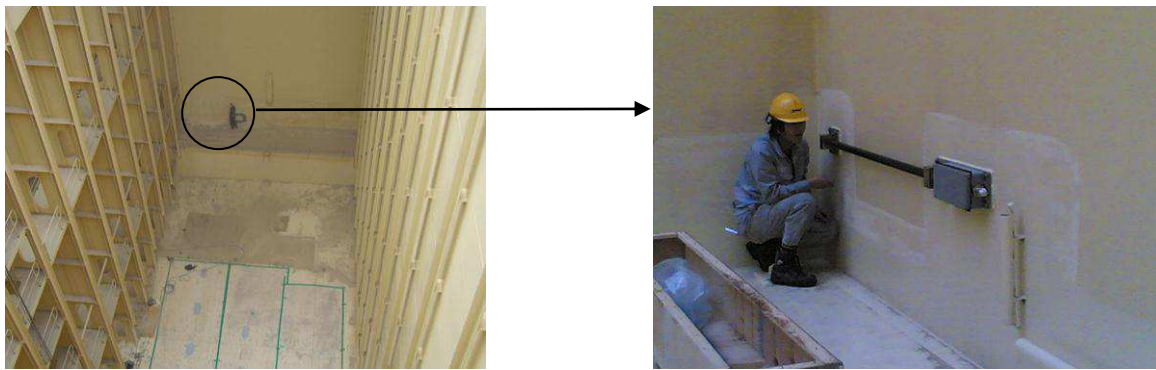
3.1 Un contexte, un projet, des études

Le contexte de l'étude présentée dans ce mémoire est lié à ces nouveaux designs de navire dont les dimensions engendrent des problématiques qui sont encore mal maîtrisées. Aujourd'hui, la prise en compte des phénomènes dynamiques tels que le « whipping » et le « springing » dans les règlements de classification, reste un champ d'amélioration. Les mesures au réel sont indispensables pour premièrement mieux connaître ces phénomènes et, deuxièmement, valider les modèles correspondants.

Le whipping est une réponse dynamique transitoire suite au choc du navire sur l'eau (ce qui se produit régulièrement sur des états de mer relativement formés).

Le springing est une réponse vibratoire à caractère permanent qui, au premier ordre, survient lorsque la fréquence de rencontre avec la houle est voisine des premiers modes de torsion et de flexion verticale du navire. La vitesse du navire intervient clairement puisqu'elle modifie en quelque sorte la fréquence vue par le navire (effet Doppler). Cet effet varie avec l'incidence. En mer de face notamment, la fréquence de rencontre augmente et cet effet est amplifié par les vitesses accrues des navires récents.

Il faut donc avoir à l'esprit que ces nouvelles caractéristiques de navires géants ont pour conséquence de diminuer les fréquences des modes propres de déformation. De fait, les états de mer susceptibles de générer les phénomènes transitoires cités sont beaucoup plus nombreux. Les études sur le sujet concluent que 30% à 80% de contribution en fatigue sont négligés si ces phénomènes sont ignorés dans le dimensionnement des structures.



(a) Vue d'une des cales et du capteur.

(b) Capteur positionné.

Figure 4. Vues des capteurs de déformations.

En 2008, l'armateur français CMA-CGM, le Bureau Veritas et le chantier coréen de construction navale DSME ont décidé de lancer un projet conjoint de recherche basé sur des mesures au réel des déformations subies par l'un de leurs nouveaux porte-conteneurs géant de 13300EVP. Trois phases se succèdent dans ce projet :

- la définition et la mise en place de l'instrumentation,
- la collecte et le traitement des données mesurées et finalement,
- leur exploitation.

La campagne de mesures, planifiée pour une durée minimale de 3 ans, est lancée en Octobre 2010 sur le dernier porte-container géant de CMA-CGM le « Magellan » (Figure 3). Ces mesures ont pour principaux objectifs de :

- caractériser le comportement dynamique de ce navire pendant les opérations et l'exploitation de celui-ci,
- constituer le support d'une future validation des modèles de calculs hydrodynamiques développés par le Bureau Veritas.

Depuis son lancement en 2008, j'ai piloté ce projet de mesures, en débutant par un cahier des charges, en sélectionnant les capteurs puis en organisant un « benchmark » in situ de ces capteurs. J'ai ensuite conduit les parties techniques, financière et logistique jusqu'à l'instrumentation sur site, en Corée du sud, du navire désigné, de juillet à septembre 2010. J'ai alors dirigé et participé à l'instrumentation et aux premières validations sur ce navire.

Un ensemble de 36 accéléromètres répartis sur 12 points, mesurent les accélérations du navire dans les 3 directions.

Les déformations structurelles sont mesurées par un total de 18 jauges de déformation (LBSG pour Long Based Strain Gages, Figure 4(a) et (b)).

Enfin, un système de mesure de l'état de mer permet en continu d'estimer la houle conduisant à la réponse du navire. Le passage d'une estimation de houle à la connaissance précise des efforts de pression de l'eau sur la coque du navire n'est pas simple et directe mais repose sur des modèles sur lesquels je reviens plus en détail dans la partie théorique de ce document. Quoiqu'il en soit, la complémentarité de cette estimation d'état de mer est essentielle dans le processus de calibration et de validation des modèles numériques utilisés pour les calculs hydroélastiques.

Dans ce projet, la validation des modèles par les mesures est donc bien le point clé de la démarche. En particulier, la compréhension via des mesures au réel, des phénomènes transitoires, permet une prise en compte validée dans nos simulations, de la fatigue structurelle qu'ils engendrent.

Les premières mesures ont été acquises en début octobre 2010 et sont collectées tous les deux mois lors du passage du navire en Europe.

3.2 Objectifs

L'objectif final du projet support de cette étude est de valider les méthodes de calculs hydrostructure de Bureau Veritas par comparaison avec les mesures au réel sur des porte-conteneurs. Cet objectif comprend plusieurs étapes importantes dans lequel mon stage s'inscrit complètement.

Les objectifs du stage sont :

- de définir les bonnes pratiques pour déterminer numériquement les déformations dans les jauges longues (LBSG pour « Long Based Strain Gages »),
- sélectionner, modifier et utiliser les modèles numériques adéquats pour la future exploitation des mesures.

Le travail effectué pour ce mémoire est orienté en priorité sur les LBSGs.

Pour déterminer les bonnes pratiques, deux paramètres sont considérés : le type de modélisation de la structure d'une part, et le type d'analyse hydrostructure, d'autre part.

Concernant la sensibilité à la modélisation de la structure, le point de départ (pour des raisons pratiques) est une modélisation grossière du navire. Il convient de vérifier qu'un tel maillage grossier permet effectivement d'évaluer correctement les déformations de la structure au droit des jauges.

Pour ce faire, on compare entre eux les résultats de différents maillages et plusieurs méthodes de détermination de l'élongation d'une LBSG à partir d'un calcul FEM.

Les méthodes à évaluer sont les suivantes :

- utiliser le maillage grossier existant sans modifications, exploiter les déplacements des nœuds,
- utiliser le maillage grossier existant sans modifications, exploiter les déformations des éléments,
- modifier le maillage grossier existant pour y introduire des nœuds aux points d'attache des LBSG,
- réaliser un maillage fin de la région de la LBSG

S'agissant de la sensibilité au type d'analyse hydrostructure utilisé, les méthodes de calcul hydrostructure du Bureau Veritas déterminent les différents calculs et analyses à conduire. Par ces méthodes en effet, la déformation de la structure est obtenue soit par un calcul quasi-statique « complet », soit par une approche quasi-statique modale. On sait que la troncature de la base modale filtre la réponse de la structure, en particulier la réponse aux charges locales. Il s'agit donc de comparer les élongations de LBSG prédites selon le type de méthode, pour les mêmes charges induites par la houle:

- réponse modale : application des charges de houle issues d'un calcul de tenue à la mer linéaire hydroélastique, détermination de l'élongation par combinaison linéaire des élongations modales,
- réponse complète : application des charges de houle issues d'un calcul de tenue à la mer linéaire hydroélastique dans un calcul éléments finis statique, mesure directe de l'élongation.

Dans un premier temps l'outil MOE®, validé et utilisé depuis de nombreuses années, permet le calcul modal. Dans un deuxième temps, le nouvel outil (en phase de finalisation) de couplage hydrostructure Homer®2 est utilisé. Il permet de réaliser les deux types d'analyse.

Ce mémoire présente donc plusieurs parties importantes du projet lié au CMA-CGM Magellan. Dans un premier temps l'instrumentation réalisée à bord de ce navire est présentée ; les mesures collectées constituent en effet la source de données pour la future validation empirique des calculs. Un deuxième volet concerne les calculs numériques réalisés dans le cadre de ce stage. Ils sont ici présentés au travers de leurs formulations mathématiques théoriques puis de leur mise en œuvre et enfin des résultats finaux extraits. Enfin, j'aborderai les démarches futures envisagées pour finaliser la validation des méthodes de calcul hydrostructure du Bureau Veritas et conclurai cette étude en m'appuyant sur les principaux résultats numériques.

4 Partie I. Prémices de l'étude : Instrumentation

Les premiers calculs réalisés dans le cadre de la classification du CMA-CGM Magellan ont permis une première évaluation des modes propres de déformation. Ces calculs, tout comme ceux de mon étude, s'attachent aux premiers modes d'ensemble de déformations élastiques. On ne s'attache donc pas ici aux modes locaux qui concerneraient des détails structurels. C'est à partir de ces études, renforcées par l'expérience des ingénieurs et architectes navals du Département Recherche qu'ont été définies les positions des capteurs à mettre en place sur le CMA-CGM Magellan.

Quelques mesures en laboratoire et in situ, à bord d'un autre porte-container : le « CMA-CGM Tosca » ont permis de valider le choix des capteurs, du type de câble, des conditionneurs de signal et autres filtres. Les paragraphes qui suivent ont pour but de donner au lecteur plus de détails sur l'instrumentation.

4.1 Vue d'ensemble de l'instrumentation

Afin de permettre une caractérisation satisfaisante des modes propres de déformation élastiques d'ensemble du navire, un total de 12 accéléromètres tri-axiaux a été réparti le long du navire. Cinq groupes de capteurs sont placés à tribord et cinq autres, symétriquement, à bâbord. Afin de s'assurer d'être dans une zone où les déformations sont attendues les plus importantes, les capteurs sont placés dans zones de passage internes du navire, appelées « passageways ». Un compromis entre la plus haute altitude possible et les contraintes de mise en œuvre et de maintenance nous ont conduits à les positionner sur le dernier raidisseur avant le pont principal. Les deux derniers accéléromètres tri-axiaux sont placés respectivement en timonerie et en haut de la structure dite-cheminée, qui couvre les échappements du moteur principal et des auxiliaires.

Pour la mesure des mouvements de corps rigide du navire une centrale inertielle a été positionnée le plus proche possible de la « zone » du centre de gravité.

Les déformations sont mesurées au moyen des 18 LBSGs réparties à bâbord et à tribord, dans les passageways (en haut) et dans les cales de chargement des conteneurs (en bas).

Le système de mesure d'état de mer WAVEX© est installé en timonerie et est synchronisé, grâce au GPS du bord, avec notre système d'acquisition de données.

La Figure 5 présente la répartition des différents systèmes et capteurs et en particulier les accéléromètres (A1 à A12) et les LBSGs (LB1 à LB18).

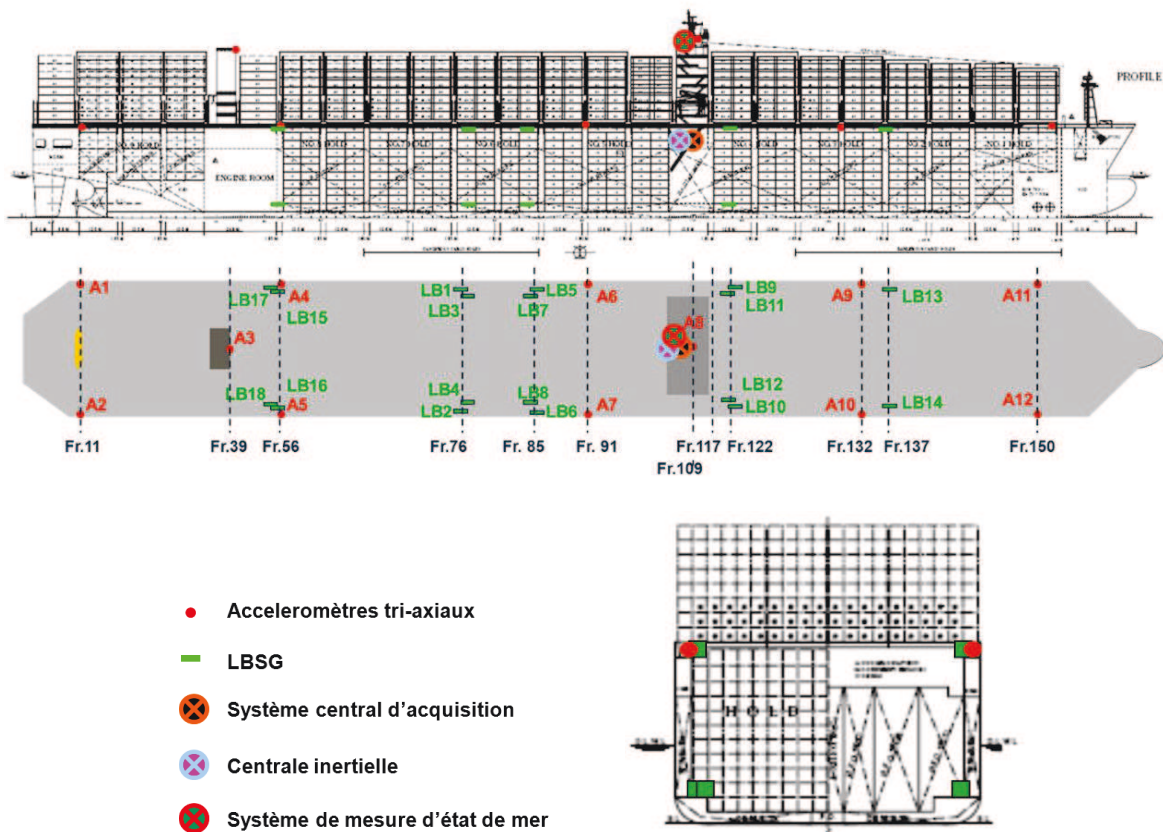


Figure 5. Vues d'ensemble (profil, dessus et coupe à mi navire) de la répartition des capteurs.

4.2 Vue détaillée de l'instrumentation

Dans cette partie, je m'attache à présenter les éléments techniques principaux qui permettent de détailler chaque sous-ensemble de l'instrumentation : les capteurs, le câblage et le système d'acquisition de données.

4.2.1 Les capteurs

La centrale inertielle SMC S-108 a été sélectionnée en fonction de ses caractéristiques techniques et de son coût, pour mesurer les mouvements de corps rigide du navire. Ce capteur intègre 3 accéléromètres et trois gyroscopes. Ainsi, de ce capteur, les déplacements, vitesses et accélérations suivantes peuvent être extraites :

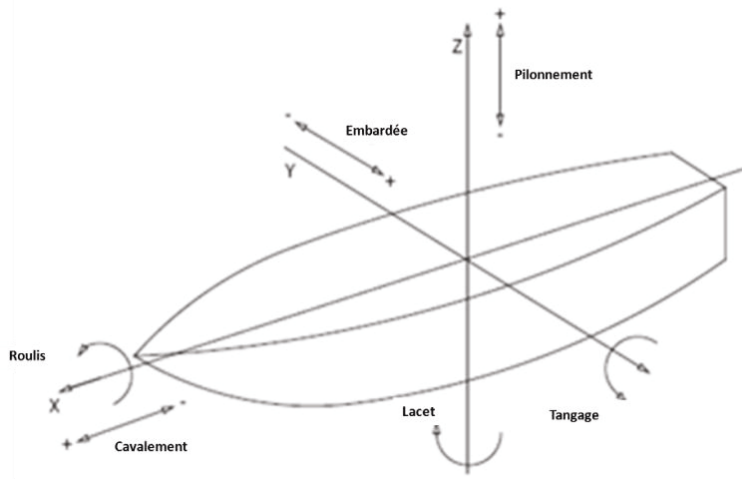


Figure 6. Les 6 mouvements de corps rigide du navire.



Figure 7. Accéléromètres PCB 3741D4HB2G – Montage pour une mesure 3D.

- Translations : cavalement, embardée, pilonnement.
- Rotations : roulis, tangage, lacet.

Les directions associées à ces quantités sont rappelées sur la Figure 6.

En ce qui concerne les mesures d'accélération, qui servent à caractériser les modes de déformation du navire, les capteurs utilisés sont de technologie capacitive. Ce qui permet de mesurer les très basses fréquences jusqu'à la statique. Des accéléromètres unidirectionnels PCB MEMS de type 3741D4HB2G sont utilisés pour cette mesure. Trois capteurs par point sont fixés sur un cube pour réaliser la mesure d'accélération dans les 3 directions, comme illustré sur la Figure 7.

Les capteurs utilisés pour la mesure de déformation sont de type LBSG. Le but de ces capteurs est donc de mesurer la déformation relative de la coque en réponse d'une part, aux chargements statiques (chargement et déchargement de la cargaison) et d'autre part à ceux issues de la réponse à la houle. Ces capteurs sont fabriqués et fournis par HULLMOS® (Hull Stress Monitoring System).

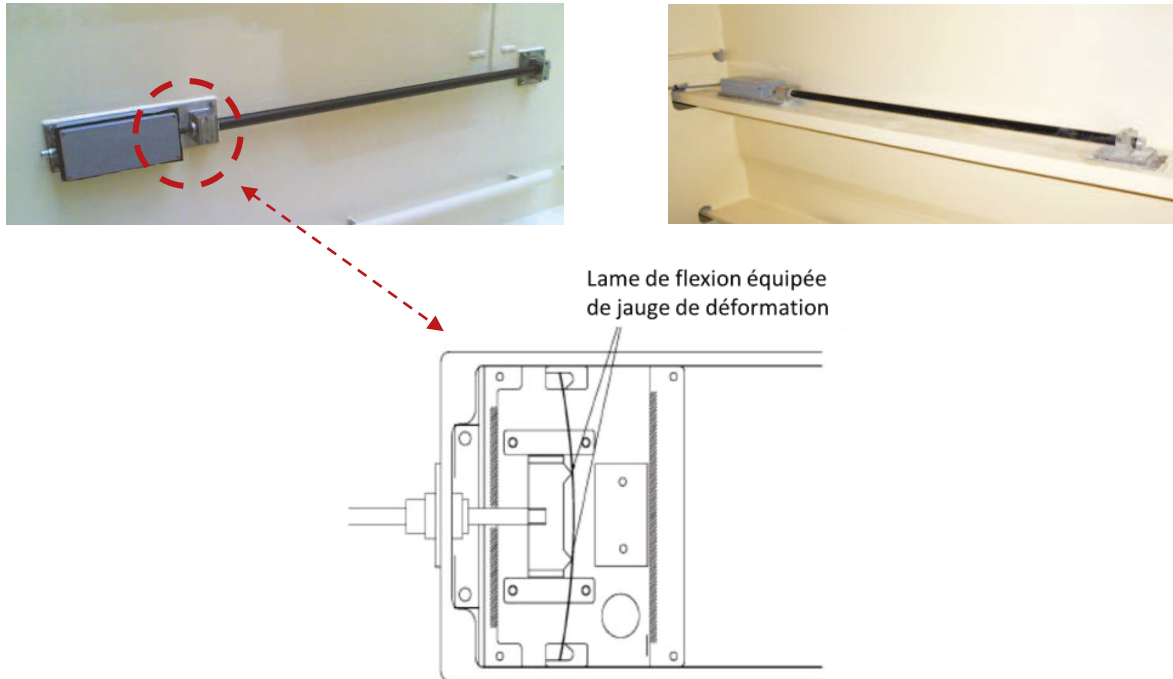


Figure 8. LBSG montée sur une paroi de cale (à gauche) et sur un raidisseur (à droite).

Schéma (en bas) de la partie active : la lame de flexion.

Ce type de capteur a déjà été installé sur de nombreux navires de charge. Les modèles utilisés sont constitués d'une barre d'une longueur de 1700 mm qui est montée solidairement à la coque d'un côté et vient déformer une lame de flexion équipée d'une jauge de déformation, de l'autre. Les montages présentés Figure 8 permettent de distinguer les différents composants.

Enfin, abordons la mesure d'état de mer, qui constitue un élément clé du projet puisque c'est cette mesure qui nous permet de mieux estimer la houle, point de départ de nos simulations.

La mesure est basée sur un balayage radar en bande X et sur des traitements d'images. Dans le cadre de ce projet, un radar indépendant dédié est utilisé, pour ne pas risquer quelque perturbation dans les opérations et la navigation du navire. Le système WAVEX© de MIROS® nous permet d'enregistrer en continu les estimations d'état de mer : direction, période, hauteur, dispersion etc...

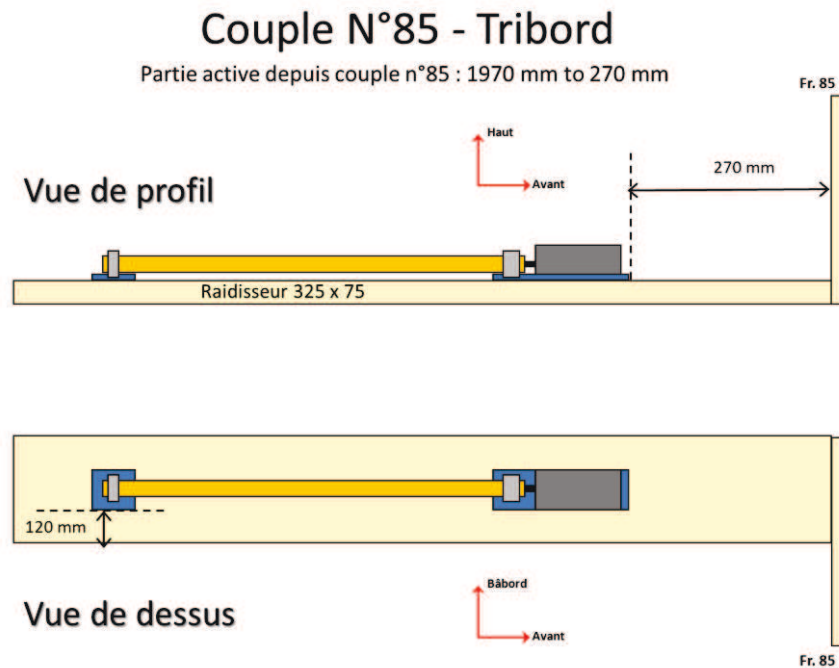


Figure 9. Exemple de relevé de la position précise d'une LBSG.

Les spécifications techniques complètes de tous les capteurs, conditionneurs et autres équipements sont reportés dans [2].

4.2.2 Positions des capteurs

Des calculs préliminaires, avant le lancement officiel du projet de mesures au réel, ont servi à proposer une répartition des différents capteurs. A l'issue et selon les différentes contraintes de terrain, la centrale inertielle, les LBSGs et autres accéléromètres ont été installés.

Les positions finales de tous les capteurs ont été relevées après leur installation définitive à bord et sont reportées dans [2].

Les positions des LBSGs, sont particulièrement importantes dans cette étude où, comme il est détaillé plus loin dans ce document, des capteurs numériques sont introduits dans les modèles aux positions précises des capteurs installés à bord. Un exemple est donné sur le schéma de la Figure 9.

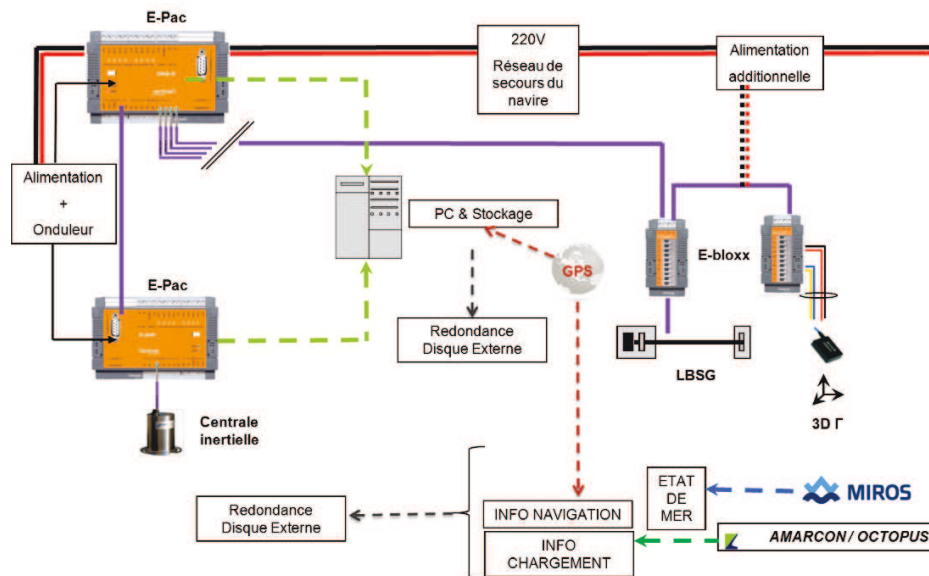


Figure 10. Architecture générale de l'instrumentation.

4.2.3 L'acquisition des données

Le conditionnement, la numérisation et, in fine, l'acquisition et le stockage des signaux permettent de constituer la base de données de mesures empiriques.

L'architecture générale correspondante est présentée Figure 10.

La numérisation des signaux analogiques des accéléromètres et des LBSGs est réalisée par des modules e-bloxx de Gantner Instruments®.

On retient que les mesures d'état de mer issues du système WAVEX© sont complétées par le suivi des informations de navigation et de chargement par l'usage respectif du GPS et de la plateforme logicielle du navire : OCTOPUS© d'AMARCON®.

Les signaux numérisés de tous les capteurs, y compris ceux de la centrale inertielle, sont contrôlés par des modules concentrateurs de données (modules e-pac de Gantner Instruments®) permettant ainsi la synchronisation de toutes les voies de mesure.

La centrale d'acquisition est localisée dans le local « accommodation machinery room », au niveau des superstructures (i.e. environ au tiers avant du navire).

Les convertisseurs analogiques-numériques (CAN) de type e-bloxx A3-1 possèdent 4 entrées analogiques. Les tensions de chaque voie sont numérisées sur 19 bits et transmises via un bus RS-485. La fréquence d'échantillonnage initiale de 100Hz est aujourd'hui et pour les mesures à venir fixée à 50Hz.

Avant d'être convertis, les signaux des accéléromètres et des LBSGs sont amplifiés et filtrés analogiquement par des filtres passe-bas anti-repliement (de type butterworth du 6ème ordre).

Ce conditionnement de signal est réalisé au moyen des modules MEIRI®ME520U et MEIRI®ME26AJ respectivement pour les accéléromètres et les LBSGs.

Toutes les données collectées alimentent une base de donnée qui va, de manière directe, permettre de connaître en continu, le comportement du CMA-CGM Magellan au long de son exploitation, et de manière indirecte, de valider les modèles de calculs hydrostructure du Bureau Veritas.

4.3 Post-traitement direct des mesures

Les post-traitements de ces mesures sont donc une étape clé vers la validation finale. Sont rapidement présentés ci-après d'une part, ce qui a été mis en œuvre et qui est maintenant automatisé et, d'autre part, les développements en cours et leurs perspectives. Toutes les données mesurées sont acquises et stockées au moyen de DasyLab©. Ce logiciel d'acquisition permet en effet de traiter en temps réel, de stocker ou encore de construire des interfaces graphiques de visualisation et de contrôle.

Dans un premier temps, il s'agit d'avoir une vision d'ensemble des états de mer et des réponses structurelles mesurées correspondantes.

Un jeu de sorties graphiques a été automatisé afin d'identifier rapidement les plages de temps où l'on observe des réponses significatives des capteurs ; les états de mer correspondants sont extraits.

Ainsi, pour les 36 voies d'accélération (12 accéléromètres tri-axiaux), les 18 LBSGs et les mouvements de corps rigide, des courbes rendent compte des valeurs maximum et minimum et des écarts-types sur des fenêtres glissantes de 20 minutes.

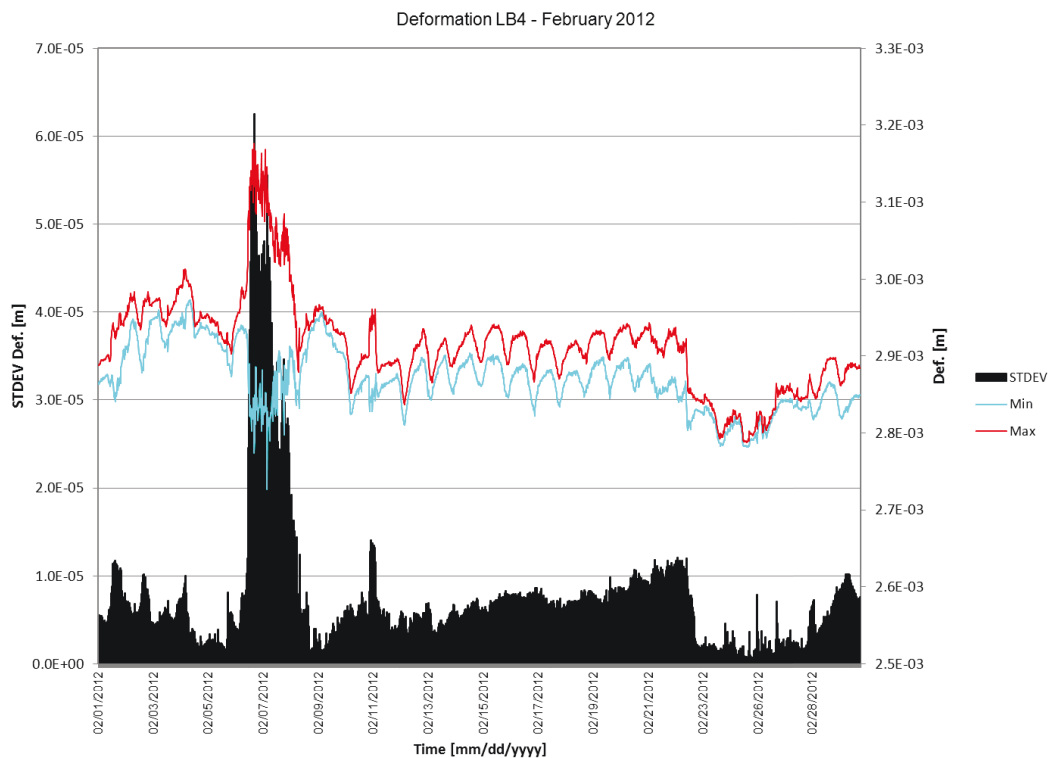


Figure 11. Exemple de sortie graphique de suivi des mesures d'une LBSG.

En complément, des histogrammes d'écart-type sont tracés. Les Figure 11 et Figure 12 sont des exemples de ces graphes. Les états de mer sont quant à eux traités au travers de certaines de leurs caractéristiques principales : hauteur significative de vague (H_s), période de houle (T_p), dispersion angulaire (« spreading ») ; la vitesse du navire est également reportée.

Un module développé sous DasyLab© permet aujourd'hui, en temps réel et directement à bord, d'extraire et de stocker les valeurs maximales et minimales de chaque voie de capteur, sur cette fenêtre glissante de 20 minutes. A la demande, une routine codée en VBA® permet la mise en forme des graphiques correspondants et leur export vers Microsoft® Powerpoint pour un mois donné (Figure 11 et Figure 12).

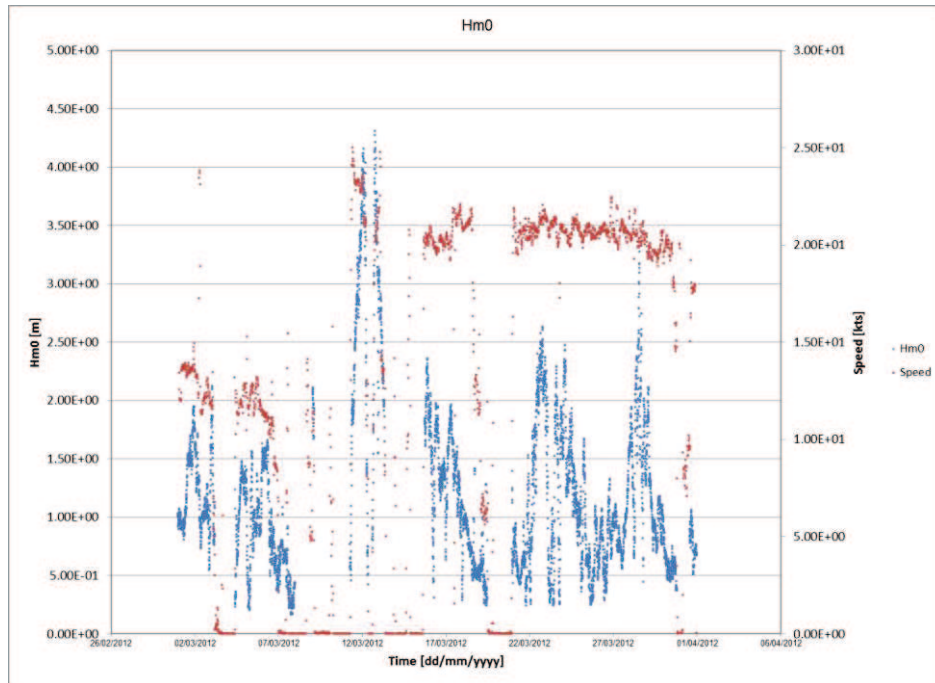


Figure 12. Exemple de sortie graphique de suivi des états de mer.

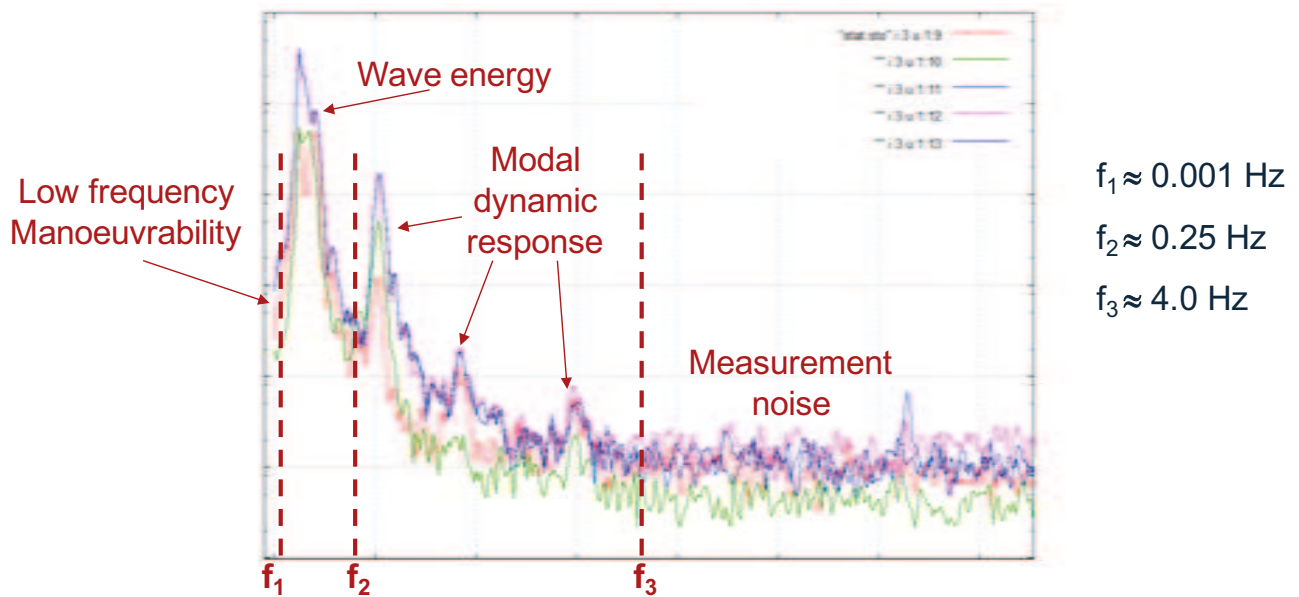


Figure 13. Zones d'intérêt quasi-statique (wave energy) et dynamique (modal dynamic response) des signaux de déformation.

Concernant le traitement direct des données mesurées, l'estimation de la résistance ultime ainsi que de la fatigue structurelle du navire à partir des mesures en opérations, fait partie des objectifs principaux en cours de développement.

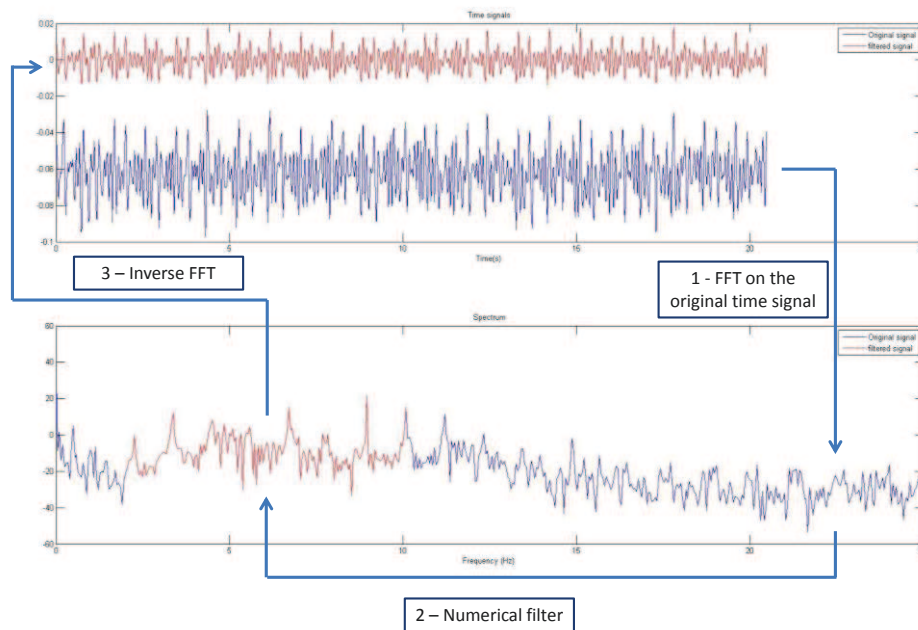


Figure 14. Exemple de filtrage non invasif – décomposition et recomposition du signal.

La procédure mise en place s’attache à conduire une analyse du contenu fréquentiel de la réponse. Comme l’illustre la Figure 13, différentes plages de fréquences vont révéler les différentes parties de la réponse. Entre f_1 et f_2 , l’on se situe dans une plage de fréquence où l’énergie de la houle est significative ; on peut alors assimiler la réponse du navire à une réponse forcée par la houle, quasi-statique. En revanche, entre f_2 et f_3 , on ne rencontre que très peu d’énergie de houle. La réponse du navire est alors une réponse dynamique, à sa (ses) fréquence(s) propre(s). On rencontre alors deux situations :

- Une réponse dynamique transitoire, impulsionnelle.
- Une réponse résonnante établie survenant sur la base de la faible énergie de houle résiduelle aux fréquences propres du navire ou à ses harmoniques.

Deux zones ne sont pas intéressantes dans le cadre de ce projet : en deçà de la zone quasi-statique, où interviennent les mouvements liés aux manœuvres des navires et au-delà d’une fréquence f_3 , où les déformations ne sont plus suffisamment énergétiques pour pouvoir être mesurées correctement, en comparaison des autres contributions (moteurs, hélice, générateurs auxiliaires, autres équipement et bruits intrinsèque de mesure).

Les mesures concernées sont celles des LBSGs. Il s’agit donc, dans un premier temps, de filtrer ces signaux de déformation, et d’exécuter des comptages de cycles de type « zéro-upcrossing countings » (pour la caractérisation des contraintes extrêmes) et « rainflow » (pour l’évaluation de la fatigue) pour les parties réponses quasi-statiques (entre f_1 et f_2 sur la Figure 13) et totale (entre f_1 et f_3 sur cette même Figure 13).

Le filtrage mis en œuvre est un filtrage numérique fréquentiel, réalisé après une transformation rapide de Fourier (FFT). C'est en effet le seul moyen de pouvoir intervenir sur le signal avec des pentes de filtre infinies et donc, de pouvoir recomposer, sans changement, le signal temporel après filtrage, au moyen d'une FFT inverse. Après relecture et observation de plusieurs mois de données, les fréquences de filtrage définies sont : $f_1=0.02\text{Hz}$; $f_2=0.37\text{Hz}$; $f_3=1.2\text{Hz}$. Une illustration est donnée avec l'exemple de la Figure 14.

Des routines Fortran sont utilisées pour ces filtres ; à l'issue, d'autres routines sous le même langage sont implémentées pour les comptages. Il est à noter que le traitement d'un mois de données est effectué en environ 75 minutes.

Dans cette première partie l'ensemble de l'instrumentation a été décrite. Les post-traitements des données de mesure ont été résumés. Pour conclure cette partie, il faut souligner qu'une base de données de mesures en opération est d'ores et déjà disponible et en cours d'accroissement. Ces données servent en premier lieu, de manière directe, à évaluer le comportement structurel réel du navire en opérations. Plusieurs post-traitements (filtres, comptages) récemment finalisés permettent l'estimation de la fatigue structurelle issue des mesures au réel. Cette analyse directe permettra d'évaluer l'influence de la partie « hautes fréquences » sur les sollicitations extrêmes et sur la fatigue. En parallèle, une étude numérique a été initiée pour atteindre 2 objectifs principaux :

- Le post-traitement de grandeurs non directement mesurées (l'hydrodynamique n'intervenant pas dans cette partie), en combinant les mesures et le modèle structurel numérique.
- La validation à proprement parler des méthodes de calculs hydrostructure du Bureau Veritas.

Dans la suite de ce mémoire je présente successivement le cadre théorique du problème abordé (objet de la partie II) puis le cœur de l'étude purement numérique qui a été menée (Partie III).

5 Partie II. En arrière-plan de l'étude : Théorie

Globalement, le point de départ de cette étude est un problème dit de tenue à la mer ; en bref, quel est le comportement du navire en réponse à une houle donnée. De ce comportement, les variations de pression sur la coque engendrent des efforts sur le système navire. L'étude conduite se focalise certes sur la réponse à ces excitations mais la description mathématique suivante de l'excitation est indispensable.

5.1 Formulation du problème fluide et introduction des conditions aux limites

Les efforts volumiques dus à la gravité sont pris en compte. Il est à noter que dans cette étude le modèle utilisé correspond à la configuration pleine charge du navire. C'est une des configurations transmise par le chantier constructeur DSME.

Les efforts surfaciques considérés sont ceux correspondants à la pression de l'eau sur la coque. Qu'il s'agisse de la poussée d'Archimède en eau calme ou de la pression résultante de la houle, sont considérés dans cette étude les efforts correspondant à des chargements hydrodynamiques non impulsionsnels (aucun chargement de type impact n'est considéré). La houle est donc l'élément clé du chargement de la structure ; le modèle utilisé et les hypothèses simplificatrices correspondantes sont détaillés ci-après.

On ne considère ci-après que des fluides dans un état d'équilibre au départ, qui est le repos. Le fluide est supposé newtonien, homogène, isotrope : les propriétés mécaniques sont les mêmes pour tous les points du domaine. Les effets de viscosité et de tension superficielle sont négligés devant les effets gravitationnels, se plaçant ainsi dans l'hypothèse des fluides parfaits. On ne considèrera donc pas de cisaillement local.

La démarche fondamentale détaillée dans [6] expose les étapes principales suivantes :

On considère un domaine fluide Ω et un point M de ce domaine. A l'instant t , la configuration instantanée est Ω' ; le point M s'est déplacé en M' d'un vecteur déplacement $u(M, t)$.

L'opérateur des contraintes s'écrit alors dans un repère galiléen $R(\underline{x}; \underline{y}; \underline{z})$: $\sigma_{ij}n_j = -pn_j$ où n est la normale extérieure au domaine considéré.

On considère au point M la pression $P^0(M)$. En M' la pression est : $P(M', t)$

La fluctuation de pression lagrangienne $p_L(M, t)$, calculée avec des quantités définies dans les mêmes domaines, s'écrit :

$$p_L(M, t) = P(M', t) - P^0(M); M \in \Omega \quad (1)$$

En se plaçant dans le domaine d'intersection non vide $\Omega \cap \Omega'$ et en considérant M appartenant alors à Ω' on aboutit à la notion Eulérienne :

$$p_{\xi}(M, t) = P(M, t) - P^0(M) \quad (2)$$

La différence entre ces deux mesures de fluctuation de pression s'écrit donc :

$$p_L(M, t) - p_{\xi}(M, t) = P(M', t) - P(M, t) = P(M + u(M, t), t) - P(M, t) \quad (3)$$

D'où :

$$P_L(M, t) - P_{\xi}(M, t) = \nabla P(M, t) \cdot u(M, t) + \dots \text{(termes du second ordre en } u) \quad (4)$$

La linéarisation consiste à considérer que le déplacement est de l'ordre de grandeur d'un infiniment petit ε et que l'on néglige les termes d'ordre supérieur. Ce qui conduit dans le cas (4) ci-dessus à :

$$p_L(M, t) - p_{\xi}(M, t) \sim \nabla P \cdot u \quad (5)$$

Comme $\nabla P = -\rho g \underline{z}$ on a donc au final :

$$p_L(M, t) - p_{\xi}(M, t) = -\rho g \cdot u_z \quad (6)$$

Remarque : si on néglige les effets de la gravité on a alors :

$$p_L = p_{\xi} = p \quad (7)$$

La cinématique et la dynamique conduisent de la même manière, en se plaçant en un point M du domaine perturbé Ω' , à écrire :

$$\nabla p(M, t) = \rho(M, t) \left(g - \frac{\partial^2 u(M, t)}{\partial t^2} \right) \quad (8)$$

$$\nabla_0 p(M) = \rho(M) g \quad (9)$$

Ainsi le gradient de pression s'exprime :

$$\nabla [p(M, t) - p_0(M)] = \nabla p_{\xi} = (\rho(M, t) - \rho) g - \rho(M, t) \frac{\partial^2 u(M, t)}{\partial t^2} \quad (10)$$

On suppose de plus l'écoulement comme incompressible : la masse volumique est considérée comme variant peu, i.e. du même ordre de grandeur que le déplacement ce qui conduit à l'équation d'Euler linéarisée :

$$\nabla p_{\xi}(M, t) = -\rho \frac{\partial^2 u(M, t)}{\partial t^2} \quad (11)$$

où p_{ξ} est une fluctuation eulérienne de pression. Dans la suite $p_{\xi} = p$.

A partir de l'équation de conservation de la masse et de plus, du fait de l'incompressibilité :

$$\operatorname{div} u = 0 \quad (12)$$

Pour la dynamique, on se place dans un espace de solutions périodiques en temps, l'excitation est elle aussi périodique, conduisant à :

$$\nabla p(M) \cos(\omega t) = \rho \omega^2 u(M) \cos(\omega t) \quad (13)$$

Le problème de base de l'étude du comportement du navire sur houle repose sur la théorie des écoulements de fluide autour des grands corps. Il s'agit d'une théorie linéaire qui repose sur l'hypothèse, qu'en première approximation, les effets de la viscosité sont négligeable devant les effets gravitationnels. La longueur caractéristique de la structure étudiée est considérée de grande dimension devant l'amplitude de la houle et devant celle des mouvements propres. On fait donc dans cette étude l'hypothèse de petits déplacements ; le gradient de pression qui en résulte est considéré du même ordre de grandeur que le déplacement ce qui nous a permis en suivant la démarche précédente, d'évaluer le gradient de pression par (11). Sous ces hypothèses de petites perturbations d'un fluide non visqueux, les petits mouvements sont irrotationnels ; c'est-à-dire qu'en tout point du fluide :

$$\operatorname{rot} v = 0 \quad (14)$$

En conséquence, le champ des vitesses dérive d'un champ de potentiel, défini à une constante additive près ; on considère donc un écoulement potentiel tel que, en tout point du fluide :

$$\exists \Phi \text{ tel que } v = \nabla \Phi \quad (15)$$

L'équation de conservation de la masse amène à l'équation de Laplace, vérifiée par le potentiel des vitesses dans tout le domaine fluide :

$$\Delta \Phi = 0 \quad (16)$$

Pour résumer : c'est un modèle de fluide parfait et écoulement irrotationnel qui est utilisé pour modéliser la houle, qui représente l'excitation extérieure surfacique que va subir le navire. Ce modèle nous permet de simplifier le problème cinématique et d'introduire un potentiel des vitesses $\vec{V}(x, y, z, t) = \nabla \Phi(x, y, z, t)$. De plus, du fait de l'irrotationnalité de l'écoulement et de la conservation de la masse : $\operatorname{div} \vec{V} = \Delta \Phi(x, y, z, t)$ qui est nul dans le cas de fluide incompressible comme l'eau l'est ici considérée.

Comme détaillé dans [5] la procédure de Stokes conduit au développement du potentiel Φ sous la forme :

$$\Phi = \varepsilon \phi^{(1)} + \varepsilon^2 \phi^{(2)} + \varepsilon^3 \phi^{(3)} + \dots \quad (17)$$

La formulation générale avec les approximations de fluide parfait et d'écoulement irrotationnel, ne peut être appliquée directement lorsque le milieu fluide est limité, comme dans le cas d'une surface libre ; ce qui est le cas de la présente étude. Le problème n'est plus linéaire car la condition de surface libre fait intervenir une frontière de géométrie inconnue a priori, où de plus, la pression est couplée avec le potentiel des vitesses par l'intermédiaire de la relation de Bernoulli :

$$p + \rho gz + \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \rho (\nabla \Phi)^2 = cste(t) \quad (18)$$

Pour poser le problème mathématique complet vérifié par le potentiel des vitesses, il reste à exprimer les conditions aux limites. Elles complètent les équations de bilan et lois de comportement et garantissent que le problème est bien posé c'est-à-dire que la solution est unique.

▪ **Condition de paroi solide imperméable**

La condition sur une paroi solide imperméable est traduite par une condition de glissement des vitesses normales :

$$(\vec{U} - \vec{W}_\Sigma) \cdot \vec{N} = 0 \quad (19)$$

La valeur de la contrainte $\underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{\underline{N}}(M, t)$ sur la surface Σ résulte de la résolution du problème dynamique. Son intégration détermine les efforts hydrodynamiques exercés sur l'obstacle. En fluide parfait, la contrainte se réduit à une pression exercée normalement sur la surface Σ .

Sur la carène du navire, le fluide vérifie cette condition de glissement : les vitesses normales du corps et du fluide sont les mêmes, à chaque instant, ce qui implique qu'il n'y a pas d'intrusion d'eau dans le navire, ni décollement de l'écoulement autour du corps :

$$(\nabla \Phi(P) - \vec{V}_C(P)) \cdot \vec{n} = \vec{0} \text{ où } \vec{n} \text{ est la normale à la carène} \quad (20)$$

De manière analogue, sur le fond de profondeur h , supposé plat, on aboutit à la condition :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = 0 \text{ pour } z = -h \quad (21)$$

A noter que l'équilibre thermodynamique impose également une continuité de température à la surface.

▪ *Conditions de surface libre*

On appelle surface libre la frontière d'un domaine occupé par un liquide (fluide pesant incompressible) et constitué par l'interface entre ce liquide et un gaz. De nombreux phénomènes physiques complexes surviennent à cette interface ; ils ne sont pas étudiés ici.

La surface libre dans le cadre de cette étude est l'interface air - mer. En supposant que la surface libre est représentée par une équation du type $z = \eta(x, y, t)$, les inconnues supplémentaires sont au nombre de deux : position, et vitesse de la surface libre, ce qui conduit à deux conditions : une condition cinématique et une équation dynamique.

▪ *Condition cinématique de surface libre*

Cette condition traduit qu'une particule de fluide sur la surface libre reste sur celle-ci au cours de son mouvement :

Par définition une surface libre est une surface fluide particulière que l'on suit dans son mouvement. La quantité scalaire F telle que $F(M, t) = 0$ conserve une valeur nulle dans le mouvement de toute particule liée à la surface libre. F doit donc vérifier :

$$\frac{dF(M,t)}{dt} = 0 \quad (22)$$

Soit

$$\frac{\partial F(M,t)}{\partial t} + \vec{U} \cdot \vec{\nabla} F = 0 \quad (23)$$

Il s'agit d'une condition de glissement à la surface libre : c'est la condition de continuité de la vitesse normale à la surface libre qui est exprimée. En effet :

$$\vec{\nabla} F = \|\vec{\nabla} F\| \cdot \vec{N} \quad (24)$$

Au final, en posant $F = z - \eta(x, y, t)$, la condition cinématique de surface libre s'exprime donc :

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{\partial \Phi}{\partial z} - \frac{\partial \eta}{\partial x} \frac{\partial \Phi}{\partial x} - \frac{\partial \eta}{\partial y} \frac{\partial \Phi}{\partial y} \text{ en } (x, y, t) \text{ et } z = \eta(x, y, t) \quad (25)$$

▪ **Condition dynamique de surface libre**

Elle exprime l'équilibre des pressions à l'interface air – mer. La surface libre est déformable dans le mouvement. Il y a lieu d'écrire une condition d'équilibre des efforts. Le bilan de la quantité de mouvement à travers une surface de discontinuité s'écrit : $\left\| \rho V_{\Sigma} \vec{U} - \underline{\underline{\sigma}} \cdot \vec{N} = 0 \right\|$ (26)

En l'absence d'apport surfacique de quantité de mouvement, et compte tenu de l'égalité des vitesses, la condition dynamique de surface libre se traduit par :

$$\underline{\underline{\sigma}}_1(M, t) \cdot \vec{N} = \underline{\underline{\sigma}}_2(M, t) \cdot \vec{N} \quad (27)$$

Et en fluide parfait : $P_1 = P_2$, où P_1 et P_2 sont les pressions des 2 fluides de part et d'autre de la surface libre.

D'après (18) et (27) on aboutit donc à la condition de surface libre dynamique :

$$gz + \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{2} (\nabla \Phi)^2 = cste(t) \text{ en } z = \eta(x, y, t) \quad (28)$$

En éliminant η dans les conditions (25) et (28) ci-dessus, on obtient la condition exacte de surface libre :

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \Phi}{\partial z} + 2 \nabla \Phi \cdot \nabla \frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla \Phi \cdot \nabla (\nabla \Phi \cdot \nabla \Phi) = 0 \text{ en } z = \eta(x, y, t) \quad (29)$$

Avec l'élévation de surface libre :

$$\eta(x, y, t) = -\frac{1}{g} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla \Phi \cdot \nabla \Phi \right) \quad (30)$$

Remarque : la linéarisation de (29) conduit à :

$$gz + \frac{\partial \Phi}{\partial t} = cste(t) \text{ en } z = \eta(x, y, t) \quad (31)$$

Le modèle de houle utilisé et décrit dans [3] est la houle d'Airy dont le potentiel (dit incident) complexe s'écrit :

$$\Phi_I(y, z) = \frac{gH}{2\omega} \frac{\cosh(k(z-h))}{\cosh(kh)} e^{-ik(y)} ; \omega^2 = gk \cdot \tan kh \quad (32)$$

Où H est la double amplitude de la houle, ω la pulsation du mouvement périodique de la surface libre de nombre d'onde k , h la profondeur.

Ce potentiel incident Φ_I est une solution particulière de (29).

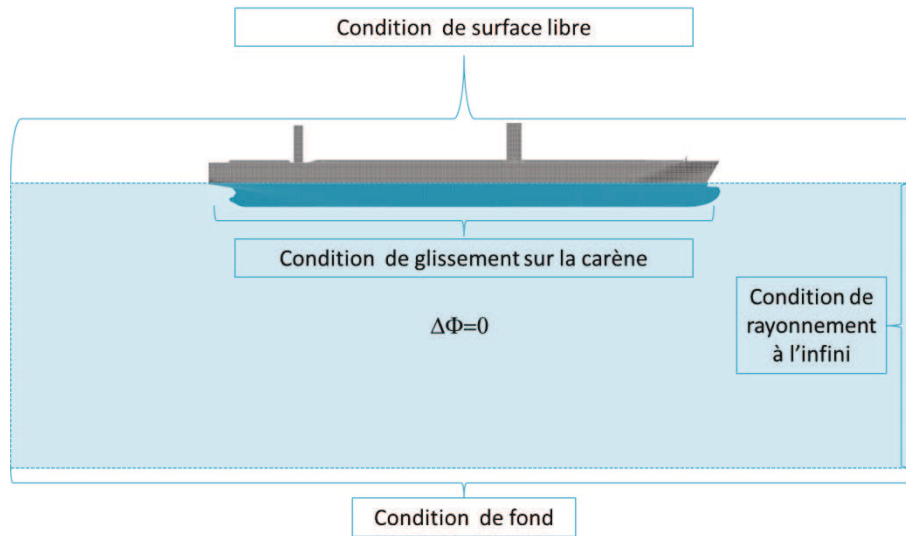


Figure 15. Conditions générales vérifiées par un écoulement potentiel autour d'un navire.

Au final le problème fluide, sans considération du navire se résume aux équations ci-après et dont le potentiel incident est solution :

Dans tout le fluide : $\Delta\Phi_l = 0$ (33)

A la surface libre ($z=0$) : $-k\Phi + \frac{\partial\Phi}{\partial z} = 0$ (34)

Condition de glissement au fond : $\frac{\partial\Phi}{\partial z} = 0 ; z = -h$ (35)

Le navire est ensuite introduit dans le problème. Après avoir rappelé quels efforts et conditions aux limites entrent en jeu, la formulation du problème de tenue à la mer proprement dit est présentée.

5.2 Tenue à la mer sans couplage hydrostructure

Dans un premier temps, **sans considérer de vitesse d'avance du navire** :

On se place donc en théorie **potentielle**, sous hypothèse des **petites perturbations** et en **régime périodique établi** pour pouvoir passer du domaine temporel au domaine fréquentiel. On a alors :

$$\vec{V} = grad\varphi \quad (36)$$

$$p = -\rho \frac{\partial\varphi}{\partial t} \quad (37)$$

$$\varphi(t) = Re(\Phi \cdot e^{i\omega t}) \text{ et } x(t) = Re(Xe^{i\omega t}) \quad (38)$$

Du fait de la présence du navire, une condition limite supplémentaire sur la carène est à satisfaire ainsi qu'une condition à l'infini. Cette dernière condition, dite de rayonnement (« radiation condition ») stipule en fait que l'énergie des vagues

créées par le navire ne perturbe pas le potentiel incident. Dans le cas 3D, ceci revient à dire que les amplitudes des oscillations des potentiels de perturbations dus à la présence du corps tendent vers 0 quand on s'éloigne infiniment du corps. On peut aussi exprimer ceci, avec ϕ_I le potentiel de l'onde incidente, non perturbé par la présence du corps à l'infini, par :

$$\lim_{M \rightarrow \infty} \Phi(M, t) = \phi_I(M, t) \quad (39)$$

La Figure 15 résume les conditions du problème aux limites traité.

Et les équations linéarisées du problème dit de tenue à la mer dans le domaine temporel sont alors :

Dans tout le fluide : $\Delta\varphi = 0 \quad (40)$

A la surface libre ($z=0$) : $\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2} + g \frac{\partial\varphi}{\partial z} = 0 \quad (41)$

Condition de glissement au fond : $\frac{\partial\varphi}{\partial z} = 0 ; z = -h \quad (42)$

Condition de glissement sur la carène : $\frac{\partial\varphi}{\partial n} = V_n \quad (43)$

Condition de rayonnement : $\lim_{(x^2+y^2) \rightarrow \infty} \varphi = \varphi_i \quad (44)$

Et deviennent dans le domaine fréquentiel d'après la notation (38) :

Dans tout le fluide : $\Delta\Phi = 0 \quad (45)$

A la surface libre ($z=0$) : $-k\Phi + \frac{\partial\Phi}{\partial z} = 0 \quad (46)$

Condition de glissement au fond : $\frac{\partial\Phi}{\partial z} = 0 ; z = -h \quad (47)$

Condition de glissement sur la carène : $\frac{\partial\Phi}{\partial n} = i\omega\vec{X} \cdot \vec{n} \quad (48)$

Condition de rayonnement : $\lim_{(x^2+y^2) \rightarrow \infty} \Phi = \Phi_i \quad (49)$

Dans ce problème de tenue à la mer le potentiel de houle est décomposé en :

- une houle incidente : Φ_I ,
- une houle diffractée du fait de la présence de la carène du navire : Φ_D ,
- 6 houles rayonnées dans les 6 degrés de liberté, par la carène du navire : Φ_R .

La condition sur la carène impose pour la houle diffractée :

$$\frac{\partial \Phi_D}{\partial n} = - \frac{\partial \Phi_I}{\partial n} \quad (50)$$

Et pour les houles de rayonnement :

$$\frac{\partial \Phi_{Rj}}{\partial n} = n_j \quad (51)$$

Où $n_j = n$ pour $j=1,2,3$ et $n_j = \overrightarrow{GM} \wedge \vec{n}$ pour $j=4,5,6$. Cette normale dite généralisée est utilisée pour traduire la vitesse locale d'une panneau pour les modes de corps rigide : translations et rotations.

Le problème de tenue à la mer est donc ici rapporté à une combinaison linéaire de 7 problèmes à partir d'une houle incidente : d'une part la caractérisation de la modification de la houle incidente qui rencontre l'obstacle navire et, d'autre part, les 6 houles rayonnées qui sont créés par chacun des 6 mouvements de corps rigide du navire.

On écrit ainsi :

$$\Phi = \Phi_I + \Phi_D + i\omega \sum_{j=1,6} \xi_j \cdot \Phi_{Rj} \quad (52)$$

On balayera en pulsation ω et en incidence β pour calculer les houles incidentes correspondantes.

Pour une condition d'incidence β donnée on calculera donc une seule fois la houle diffractée et l'on intégrera sur la carène d'étude fixée.

Les houles rayonnées dépendent uniquement de la forme de la carène du navire et des mouvements de celle-ci dans les 6 degrés de liberté.

Cette partie de modélisation du fluide (dans notre cas la houle) est essentielle car c'est cette houle qui va générer les efforts de pression sur la carène du navire. L'équilibre du système mécanique considéré va donc se traduire par un bilan nul des efforts volumiques de gravité et des efforts surfaciques de pression hydrostatique et dynamique sur la partie mouillée du navire.

L'équation de la résultante du principe fondamentale de la dynamique s'écrit donc :

$$[M]\vec{\gamma} = [M]\vec{g} - \iint_S P\vec{n} \cdot dS \quad (53)$$

Où la pression P se décompose en :

pression hydrostatique : $p_{HS} = -\rho g z \quad (54)$

pression dynamique : $p = -i\omega\rho\Phi e^{i\omega t} \quad (55)$

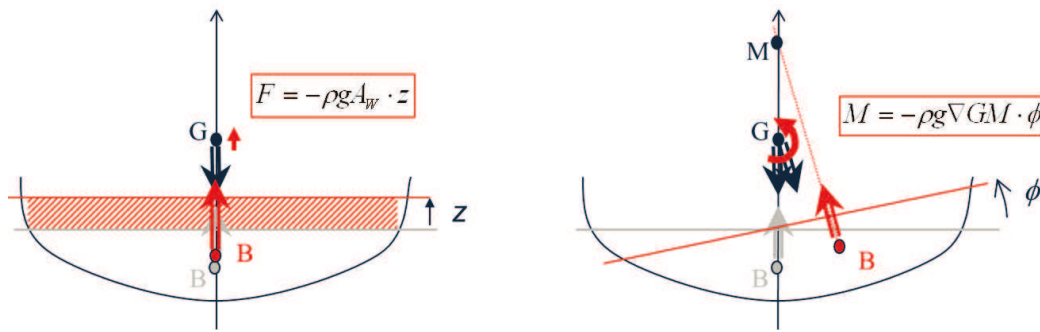


Figure 16. Illustration des efforts provenant des raideurs en pilonnement (à gauche) et en roulis et tangage (à droite).

Dans l'équation (53) c'est la variation de pression hydrostatique intervient, comme détaillé dans [7] pour les degrés de liberté concernés à savoir : X_j pour :

- $j=3$ (translation en z appelé pilonnement)
- $j=4$ (rotation autour de l'axe \vec{x} appelé roulis)
- $j=5$ (rotation autour de l'axe \vec{y} appelé tangage)

Et l'on considère donc la variation dynamique de la pression hydrostatique comme :

$$p_{HS} = -\rho g [\xi_3 + \xi_4(Y - Y_G) - \xi_5(X - X_G)] \quad (56)$$

Où G désigne le centre de gravité.

Il faut noter ici que l'équation (53) est définie dans un repère galiléen, fixe par rapport à la Terre, où parallèle à celui-ci si le navire est muni d'une vitesse d'avance. La matrice des efforts de réaction (dus aux raideurs hydrostatiques dans les directions 3, 4, et 5) tient compte du changement de vecteur normal dans qui lui est défini dans le repère lié au navire.

Comme détaillé dans [8] les efforts provenant des raideurs hydrostatiques sont illustrées Figure 16.

On écrit alors l'effort hydrostatique correspondant F_{HS} comme :

$$F_{HS} = [K][\xi] = \iint_{S_B^H} [p_{HS} n - \rho g Z \Omega \wedge n] dS \quad (57)$$

Où Ω représente le vecteur rotation $\Omega = (\xi_4, \xi_5, \xi_6)$ et S_B^H la surface mouillée.

En introduisant les potentiels, il en résulte l'écriture suivante des efforts hydrodynamiques F_{HD} :

$$F_{HD} = i\omega\rho \iint_S \Phi \vec{n} dS \quad (58)$$

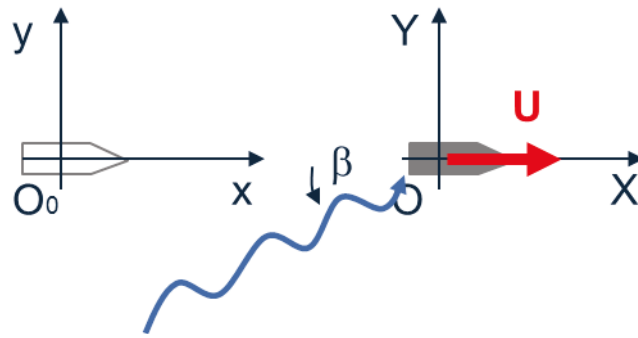


Figure 17. Repères avec vitesse d'avance du navire.

$$F_{HD} = i\omega\rho \iint_S (\Phi_I + \Phi_D) \vec{n} dS - \omega^2 \rho \sum_{j=1,6} \iint_S \Phi_{R_j} \vec{n} dS \quad (59)$$

On sépare les efforts en distinguant les efforts de Froude-Krylov F_I liés au potentiel incident, les efforts de diffraction F_D et de rayonnement, liés respectivement, en toute logique aux potentiels de diffraction et de rayonnement. Pour ces derniers, on introduit comme masse ajoutée $[M_A]$ la partie « en ω^2 » et amortissement ajouté $[B_A]$ la partie « en $i\omega$ ». Ce qui conduit à l'expression vectorielle de F_{HS} :

$$F_{HS} = F_I + F_D + (\omega^2[M_A] + i\omega[B_A]) \cdot [\xi] \quad (60)$$

Avec :

$$F_I = i\omega\rho \iint_S \Phi_I \vec{n} dS \quad \text{et} \quad F_D = i\omega\rho \iint_S \Phi_D \vec{n} dS \quad (61)$$

En conséquent l'équation (53) devient :

$$[M]\dot{\gamma} = [M]\dot{g} + F_{HS} + F_{HD} \quad (62)$$

Soit dans le domaine fréquentiel :

$$(-\omega^2([M] + [M_A]) - i\omega[B_A] + [K])[\xi] = F_I + F_D \quad (63)$$

Je résume ci-dessous, d'après [8], [3] et [5] le cas complexe de la considération de la vitesse d'avance du navire.

On considère, un repère fixe $R_0(O_0; x, y, z)$ lié à la Terre et un repère $R(O; X; Y; Z)$ lié au navire qui se meut avec une vitesse U et subit une houle d'incidence β , comme illustré par la Figure 17 ci-dessous :

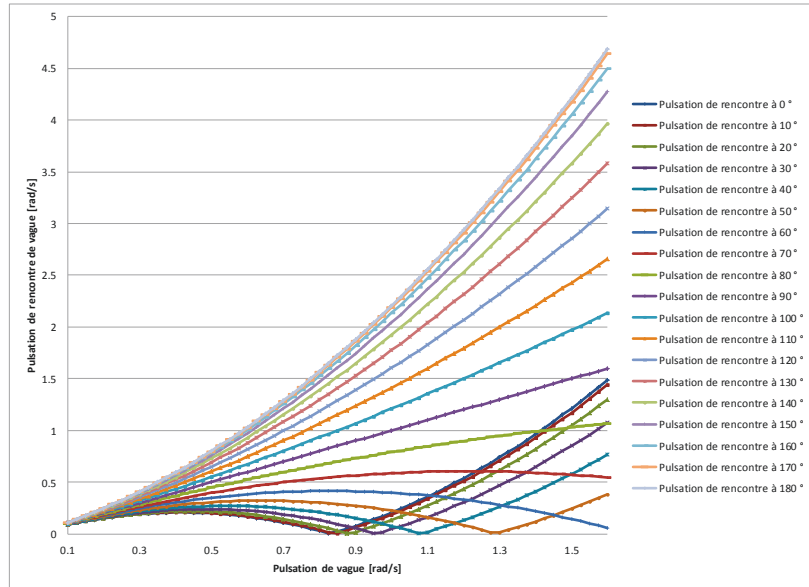


Figure 18. Pulsations de rencontre en fonction de la pulsation incidente – Vitesse de 23kts.

En notant $\psi(x, y, z, t)$ le potentiel dans le repère fixe R_0 et toujours $\varphi(X, Y, Z, t)$ le potentiel dans le repère mobile on a les relations suivantes :

$$X = x - Ut ; Y = y ; Z = z \quad (64)$$

$$\psi(x, y, z, t) = \varphi(x - Ut, Y, Z, t) \quad (65)$$

$$\omega_e = \omega - U \frac{\omega^2}{g} \cdot \cos(\beta) \quad (66)$$

La Figure 18 présente pour une vitesse d'avance U de 23 nœuds, et pour les incidences β de houle de 0 à 180° par pas de 10° , les pulsations de rencontre ω_e en fonction des pulsations incidentes ω .

Le regroupement des équations et conditions précédentes, en considérant la vitesse d'avance se résume par le système linéaire :

$$\Delta\varphi = 0 \quad (67)$$

Dans tout le fluide :

$$p = -\rho\left(\frac{\partial\varphi}{\partial t} - U \frac{\partial\varphi}{\partial X}\right) \quad (68)$$

A la surface libre ($z=0$) :

$$\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2} + g \frac{\partial\varphi}{\partial z} - 2U \frac{\partial^2\varphi}{\partial t\partial X} + U^2 \frac{\partial^2\varphi}{\partial X^2} \quad (69)$$

Condition de glissement au fond :

$$\frac{\partial\varphi}{\partial z} = 0 ; z = -h \quad (70)$$

Condition de glissement sur la carène :
$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = U \vec{i}_x \cdot \vec{n}_0 + (\vec{V}_G + \vec{\Omega} \wedge \vec{G}_0 \vec{P}_0 + U \vec{i}_x \wedge \vec{\Omega}) \cdot \vec{n}_0 \quad (71)$$

En passant dans le domaine fréquentiel, et en utilisant donc la notation complexe, ces équations deviennent :

$$\varphi(t) = \text{Re}(\Phi \cdot e^{i\omega_e t}) \quad (72)$$

$$\Delta \Phi = 0 \quad (73)$$

Dans tout le fluide :

$$p = -i\omega_e \rho \Phi - \rho U \frac{\partial \Phi}{\partial X} \quad (74)$$

$$\Phi = \Phi_I + \Phi_D + i\omega \sum_{j=1,6} X_j \cdot \Phi_{R_j} \quad (75)$$

la surface libre (z=0) :

$$-\omega_e^2 \Phi + g \frac{\partial \Phi}{\partial z} - 2i\omega_e U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + U^2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial X^2} = 0 \quad (76)$$

Condition de glissement au fond :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = 0 ; z = -h \quad (77)$$

Condition de glissement sur la carène :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = i\omega_e \vec{X} \cdot \vec{N} - UX_6 N_{02} + UX_5 N_{03} \quad (78)$$

Avec prise en compte de la vitesse d'avance la pulsation de rencontre ω_e remplace la pulsation de vague (Cf. (72)); la condition de surface libre est modifiée (Cf. (76)); les conditions de glissement sur la carène sont modifiées pour les potentiels de tangage et de lacet (5 et 6) uniquement (Cf. (78)) ; dans le calcul de la pression intervient un terme qui dépend de la vitesse (Cf. (74)).

L'approche « pulsation de rencontre » permet de négliger U dans (76) et (78), pour simplifier la résolution du problème. Grâce à cette approche, on va calculer les potentiels avec vitesse d'avance peuvent à partir des potentiels sans vitesses d'avance comme décrit par (79).

$$\Phi_I = \Psi_I ; \Phi_D = \Psi_D ; \Phi_{R_j} = \Psi_{R_j} (j = 1,4) ; \Phi_{R_5} = \Psi_{R_5} + \frac{U_i}{\omega_e} \Psi_{R_3} ; \Phi_{R_6} = \Psi_{R_6} + \frac{U_i}{\omega_e} \Psi_{R_2} \quad (79)$$

Enfin, on négligera le terme « en U » dans les calculs de pression.

Le problème de la résolution du système linéaire (64) réside dans l'obtention du potentiel φ . Le code de calcul hydrodynamique HYDROSTAR® développé par le Bureau Veritas considère en un point M, le potentiel d'une source pulsante et introduit une densité de sources σ sur le corps et la fonction de Green tel que :

$$\varphi = \iint_{S_B^H} \sigma G dS \quad (80)$$

Toute superposition linéaire de sources de Green décrit un écoulement qui satisfait les conditions aux limites à la surface libre (la condition à la carène n'est pas satisfaite). Un choix judicieux de sources de Green, réparties sur la carène permet de satisfaire en plus la condition de glissement sur la carène (72). La carène est discrétisée avec un maillage de panneaux plans ; les sources sont réparties sur chaque panneau. L'amplitude de chaque source est ensuite calculée afin de satisfaire la condition (72). L'intégration des pressions sur la carène permet de calculer les efforts de diffraction, $[M_A]$ et $[B_A]$. Il faut noter que F_I et F_D dépendent de la pulsation et de l'incidence de houle et sont calculés pour une houle d'amplitude unitaire. Les efforts de rayonnement liés à $[M_A]$ et $[B_A]$ dépendent de la fréquence de rencontre. Enfin, la raideur hydrostatique $[K]$ est une constante.

Les mouvements sont résolus pour chaque fréquence par inversion matricielle :

$$[\xi] = (F_I + F_D)((-\omega^2([M] + [M_A]) - i\omega[B_A] + [K]))^{-1} \quad (81)$$

5.3 Tenue à la mer avec couplage hydrostructure faible

Il vient d'être détaillé comment était définie et modélisée l'excitation extérieure (houle) appliquée sur le maillage dit « hydro », correspondant à la surface mouillée du navire. Au final le chargement de la structure navire est donc composé des efforts d'inertie et des pressions dus à la houle mais il reste à transférer ces efforts sur le modèle structure du navire avant de pouvoir calculer les contraintes et déplacements résultants.

Du côté structure, le navire est modélisé par des éléments finis 7 [13]. Un ensemble de plaques, barres, poutres, éléments d'interpolation RBE3[15] et masses traduisent les différents éléments de la structure : coque, cloisons, raidisseurs, conteneurs et attaches de ceux-ci. Les éléments RBE3 sont des éléments rigides particuliers qui permettent de définir le déplacement à un point de référence comme la moyenne pondérée des déplacements d'un ensemble définis de points.

Les efforts d'inertie sont directement applicables à chaque élément en y associant le vecteur accélération correspondant. En revanche, concernant les efforts de pression, la plupart des méthodes actuelles utilisent divers schémas d'interpolation pour transférer la pression hydrodynamique totale calculée au centre des panneaux du modèle hydro vers le centre ou les nœuds des éléments finis correspondants du maillage structure. Si l'on suit cette procédure d'interpolation « a posteriori » il est alors impossible d'obtenir un modèle structure équilibré. En effet, les amplitudes de mouvement du navire qui servent à calculer ces pressions selon la décomposition (82) sont calculées après intégration sur le maillage hydro ; or le code élément fini structure ne procède pas identiquement.

$$p^S = p_I^S + p_D^S + i\omega \sum_{j=1,6} \xi_j^H (p_{R_j}^S + p_j^{HS}) \quad (82)$$

Ce qui est proposé et expliqué dans [9] est de :

- recalculer les pressions sur les points du maillage structure au lieu d'interpoler
- de séparer le transfert des différents composants de la pression et de calculer les différents coefficients hydrodynamiques (masse ajoutée, amortissement, valeurs hydrostatiques et dynamiques) par intégration directe sur le maillage structure.

La méthode d'équation intégrale basée sur une formulation de sources (associée à une fonction de Green) et utilisée dans le code de calcul hydrodynamique HYDROSTAR® permet de résoudre le problème aux limites (BVP pour Boundary Values Problem. Cf. [10]). Cette méthode donne en fait une représentation continue du potentiel dans tout le domaine fluide défini $\forall z < 0$. Ainsi le code hydrodynamique évalue le potentiel correspondant aux coordonnées \underline{x}_S du point structure transmis par le code de calcul structure comme suit :

$$\varphi(x_S) = \iint_{S_B^H} \sigma(\underline{x}_H) G(\underline{x}_H; \underline{x}_S) dS \quad (83)$$

Où $\underline{x}_S = (x_S, y_S, z_S)$ sont les coordonnées du point du maillage structure et $\underline{x}_H = (x_H, y_H, z_H)$ les coordonnées du point du maillage hydrodynamique.

Une fois les pressions transférées, les coefficients hydrodynamiques sont donc recalculés pour chaque partie de la pression totale, par intégration sur le maillage structure. Les efforts liés aux potentiels incidents et de diffraction (61) deviennent:

$$F_{I_i} = i\omega\rho \iint_{S_B^S} \varphi_I^S n_i dS \text{ et } F_{D_i} = i\omega\rho \iint_{S_B^S} \varphi_D^S n_i dS \quad (84)$$

Et les masses ajoutées et amortissements ajoutés, liés au potentiel de radiation deviennent :

$$-\omega^2 M_{A_{ij}}^S + i\omega B_{A_{ij}}^S = \rho\omega^2 \iint_{S_B^S} \varphi_{R_j}^S n_i dS \quad (85)$$

Où l'exposant «S» indique que ce sont des quantités calculées sur le maillage structure.

Le calcul de la matrice de raideur hydrostatique est obtenue après intégration des variations de pressions hydrostatiques (Cf. (56)) dues aux mouvements du navire mais sur le maillage structure.

Au final l'équation finale du mouvement à résoudre est :

$$(-\omega^2([M] + [M_A]^S) - i\omega[B_A]^S + [K]^S)[\xi]^S = [F_I + F_D]^S \quad (86)$$

La résolution de cette équation donne le vecteur déplacement $[\xi]^S$. On peut alors recomposer la pression totale, avant de l'appliquer au modèle éléments finis, suivant :

$$p^S = p_I^S + p_D^S + i\omega \sum_{j=1,6} \xi_j^S (p_{R_j}^S + p_j^{HS}) \quad (87)$$

5.4 Tenue à la mer avec couplage hydrostructure fort.

Il convient maintenant de détailler comment, à partir de cette méthode appliquée pour le calcul de tenue à la mer, l'on va calculer la réponse hydroélastique du navire à une houle régulière donnée. Comme détaillé dans [11], le modèle linéaire de corps rigide de tenue à la mer est étendu à la prise en compte des modes propres de déformations élastiques dits « secs », i.e. en considérant la seule structure du navire. On écrit ainsi :

$$[H](x, y, z) = \sum_{i=1}^N \xi_i h^i(x, y, z) \quad (88)$$

Où $h^i(x, y, z)$ représente la forme modale du mode i qui est soit de corps rigide (pour $i=1$ à 6) soit de déformation (pour $i=7$ à $N-6$) ; $[H]$ correspond à la déformation totale d'un point donné de coordonnées (x, y, z) sur houle régulière, dans le domaine fréquentiel; ξ_i est la réponse du mode i à une houle régulière, dans le domaine fréquentiel.

Dans le problème aux limites initial, la condition de rayonnement sur la carène change et devient :

$$\frac{\partial \varphi_{Rj}}{\partial n} = [h_j] \cdot [n] \quad (89)$$

Au final, l'équation couplée qui fait intervenir les modes élastiques de déformation et avec vitesse d'avance s'écrit :

$$(-\omega_e^2([m] + [M_A]) + i\omega_e([b] + [B_A]) + [k] + [K]) [\xi] = [F_I + F_D] \quad (90)$$

Où :

- $[m]$ est la matrice modale globale
- $[M_A]$ la matrice de masse ajoutée
- $[b]$ est la matrice d'amortissement structurel modal
- $[B_A]$ est la matrice d'amortissement ajouté
- $[k]$ est la matrice de raideur structurelle modale
- $[K]$ est la matrice de raideur hydrostatique
- $[F_I + F_D]$ représente l'excitation extérieure modale
- $[\xi]$ représente les réponses modales, ou déformées modales complexes

La résolution de cette équation nous permet de calculer l'amplitude des déformées modales complexes $[\xi]$, c'est-à-dire amplitude et phase modale qui servent ensuite via (88) pour calculer la déformation totale, en un point donné. La prise en compte de la vitesse d'avance est faite par l'approximation de fréquence de rencontre précédemment décrite (Cf. (64) à (66)).

Pour résoudre (90) il faut commencer par estimer $[m]$. Pour un total de N modes ($N_r=6$ de corps rigides et $N_f=N-6$ de déformation élastique) on aura la forme suivante :

$$[m] = \begin{bmatrix} m_r & 0 \\ 0 & m_f \end{bmatrix} \quad (91)$$

Où $[m_r]$ est une matrice 6x6 et $[m_f]$ est une matrice $N_f \times N_f$.

Pour appliquer sur le modèle élément fini structure du navire les efforts d'inertie correspondant aux accélérations modales du problème de tenue à la mer on doit calculer les efforts d'inertie à chaque nœud et pour chaque mode. Ils seront ensuite utilisés pour construire la matrice de masse globale.

A chaque nœud du maillage structure les matrices des déformées modales sont écrites selon :

$$[h] = \begin{bmatrix} h_x^1 & \dots & h_x^i & \dots & h_x^N \\ h_y^1 & \dots & h_y^i & \dots & h_y^N \\ h_z^1 & \dots & h_z^i & \dots & h_z^N \\ h_\phi^1 & \dots & h_\phi^i & \dots & h_\phi^N \\ h_\theta^1 & \dots & h_\theta^i & \dots & h_\theta^N \\ h_\psi^1 & \dots & h_\psi^i & \dots & h_\psi^N \end{bmatrix} \quad (92)$$

Où :

- N est le nombre total de modes
- h_x^i, h_y^i, h_z^i sont les translations locales pour le mode i , dans les directions respectives \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} .
- $h_\phi^i, h_\theta^i, h_\psi^i$ sont les rotations locales pour le mode i , autour des directions respectives \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} .

De la même manière, les efforts nodaux, pour chaque mode sec (sans masse ajoutée), sont utilisés pour construire :

$$[M] = \begin{bmatrix} m_x^1 & \dots & m_x^i & \dots & m_x^N \\ m_y^1 & \dots & m_y^i & \dots & m_y^N \\ m_z^1 & \dots & m_z^i & \dots & m_z^N \\ m_\phi^1 & \dots & m_\phi^i & \dots & m_\phi^N \\ m_\theta^1 & \dots & m_\theta^i & \dots & m_\theta^N \\ m_\psi^1 & \dots & m_\psi^i & \dots & m_\psi^N \end{bmatrix} \quad (93)$$

Il s'agit bien d'une matrice 6xn (où n est le nombre de modes considérés) ; les efforts d'inertie modaux nodaux ne dépendent pas uniquement de la forme modale au nœud dès lors qu'interviennent des éléments RBE3.

Avec :

- N est le nombre total de modes ; l'indice i concerne le mode i ,
- m_x^i, m_y^i, m_z^i sont les efforts d'inertie pour les accélérations unitaires dans les directions respectives \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} .
- $m_\phi^i, m_\theta^i, m_\psi^i$ sont les moments pour les accélérations unitaires autour des directions respectives \vec{x} , \vec{y} et \vec{z} .

L'assemblage final de la matrice de masse $N*N$ du modèle éléments finis global du navire se fait par :

$$[m] = \sum_{i=1}^{N_n} [h_i]^T [M_i] \quad (94)$$

Où :

- N_n est le nombre total de nœuds du maillage global.
- $[h_i]$ est la matrice des déformées modales au nœud i
- $[M_i]$ est la matrice de masse modale au nœud i

6 Partie III. Au cœur de l'étude : Calculs numériques

6.1 Rappel du contexte et des objectifs

L'objectif final est de valider les méthodes de calculs hydrostructure de Bureau Veritas par comparaison avec les mesures au réel sur des porte-conteneurs. C'est une tâche de grande envergure qui nécessite plusieurs phases. L'étude présentée dans ce mémoire permet de faire quelques pas vers cet objectif et peut être résumée par les étapes suivantes :

- définir les bonnes pratiques pour déterminer numériquement les déformations dans les jauges longues (LBSG),
- de sélectionner, modifier et utiliser les modèles numériques adéquats pour permettre la future exploitation des mesures.

La première partie constitue la grande majorité des calculs réalisés dans le cadre de cette étude. En ce qui concerne la première partie : détermination des bonnes pratiques pour estimer les élongations des LBSGs, l'étude est conduite à partir de modèles 3D éléments finis (3D FEM) Contrairement aux accélérations au droit des accéléromètres, l'évaluation par les modèles numériques des déformations au droit des jauges longues n'est pas directe du fait des modélisations utilisées. Par conséquent, avant de pouvoir comparer les valeurs mesurées aux valeurs calculées, il est nécessaire de déterminer les bonnes pratiques pour obtenir celles-ci.

Ces bonnes pratiques sont déterminées en considérant les deux paramètres que sont le type de modélisation (grossière ou fine) de la structure d'une part, et le type d'analyse hydrostructure (complète ou modale), d'autre part. Pour ce faire, il est ci-après considéré une LBSG du « passageway » qui à priori n'est pas soumise directement à des charges locales de mer (au moins avec la modélisation hydrodynamique linéaire); en revanche il s'agit vraisemblablement d'une zone sensible aux déformations des cloisons transversales.

Les bonnes pratiques validées sur cette jauge (LBSG6) devront l'être ensuite pour une autre jauge de type « cale » avant généralisation aux 16 LBSGs restantes. En effet, en cale, les charges locales de mer pourraient créer des déformations locales qui affecteraient l'élongation de la LBSG, et qui ne sont pas appréhendées par la méthode modale (les détails seront donnés plus loin dans ce mémoire).

Le navire, dans son ensemble, est modélisé de façon grossière pour des raisons pratiques. Les éléments au voisinage des LBSGs sont des plaques de 3250 par 1774mm. Longitudinalement cela représente approximativement un maillage de 4 plaques par cale. Verticalement cela se rapproche de

l'espace entre deux raidisseurs principaux. Il convient alors de vérifier qu'un tel maillage grossier permet effectivement d'évaluer correctement les déformations de la structure au droit des jauges. Pour ce faire, les résultats de différents maillages et différentes méthodes de détermination de l'élongation de la LBSG6 à partir d'un calcul FEM sont comparés. L'étude de la sensibilité à la modélisation de la structure est ainsi conduite. Dans un premier temps le maillage grossier existant est utilisé sans modifications, les déplacements des nœuds et les déformations des éléments sont exploités. Une modification du maillage grossier est ensuite faite, introduisant des nœuds aux points d'attache des LBSGs. Enfin, un maillage fin de la zone de la LBSG choisie constitue le support des calculs sur maillage dit « fin ».

Concernant la sensibilité au type d'analyse hydrostructure utilisé, il s'agit de distinguer la méthode dite « quasi-statique complète » de l'approche « quasi-statique modale ». Il est connu que la troncature de la base modale filtre la réponse de la structure, en particulier la réponse aux charges locales. Il s'agit donc de comparer les élongations de LBSG prédites selon le type de méthode, pour les mêmes charges induites par la houle, à savoir :

- réponse quasi-statique complète : application des charges de houle issues d'un calcul de tenue à la mer linéaire « corps rigide » dans un calcul FEM statique, mesure directe de l'élongation
- réponse quasi-statique modale: projection des mêmes charges de houle « corps rigide » sur la base modale, et détermination de l'élongation par combinaison linéaire des élongations modales.

Pour faire ces analyses le nouvel outil de couplage hydrostructure Homer® 2, développé par Bureau Veritas est utilisé. L'analyse modale initiale est conduite avec l'outil MOE®. Ces outils sont décrits plus loin.

6.2 Le navire et son modèle

Le navire support de ce projet est le porte container CMA-CGM Magellan, 5^{ème} navire de la série des 13300EVP de l'armateur français, livré fin 2010 par le chantier coréen Daewoo Ship-building and Marine Engineering (DSME). Ce navire est en exploitation depuis Novembre 2010 sur les routes Asie-Europe.

Ses caractéristiques principales [4] sont les suivantes :

- Longueur : 365.5m
- Largeur : 51.2 m
- Creux : 29.90m
- Tirant d'eau : 14.0m

- Tonnage brut / net : 150 269 t

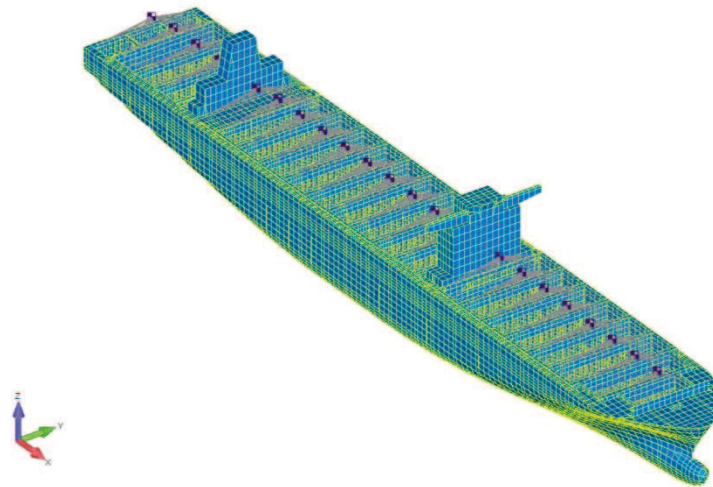


Figure 19. Vue d'ensemble du modèle éléments finis du CMA-CGM Magellan.

- Tonnage net : 80 802 t
- Nombre de cales : 9
- Motorisation : Moteur 2 temps 14 cylindres : Wartsila 14rt-flex96
- Puissance totale (kW): 80080 kW à 102 RPM
- Puissance totale (HP): 108804 HP à 102 RPM
- Vitesse navire : 24.1 kts.

Du point de vue calculs numériques, le modèle éléments finis de ce navire a été réalisé et transmis, comme il est d'usage, pas le chantier constructeur. C'est ce modèle qui sert de point de départ à l'étude « calcul numérique » de ce mémoire. De base, ce modèle comporte 102193 éléments et 32422 nœuds soit 194532 degrés de liberté (ddl). Une vue d'ensemble du navire est présentée Figure 19.

6.2.1 Conditions aux limites en déplacement

Les calculs de réponse du navire à une excitation extérieure s'appuient sur 3 conditions limites en déplacement, pour garantir l'unicité de la solution. Ces conditions en application de la procédure Bureau Veritas [14]. Elles consistent comme illustré sur la Figure 20 à bloquer :

- les directions 2 et 3 (y et z) pour un point à l'avant du navire et un point à l'extrémité arrière tribord
- les directions 1 et 3 (x et z) pour un point à l'extrémité arrière bâbord

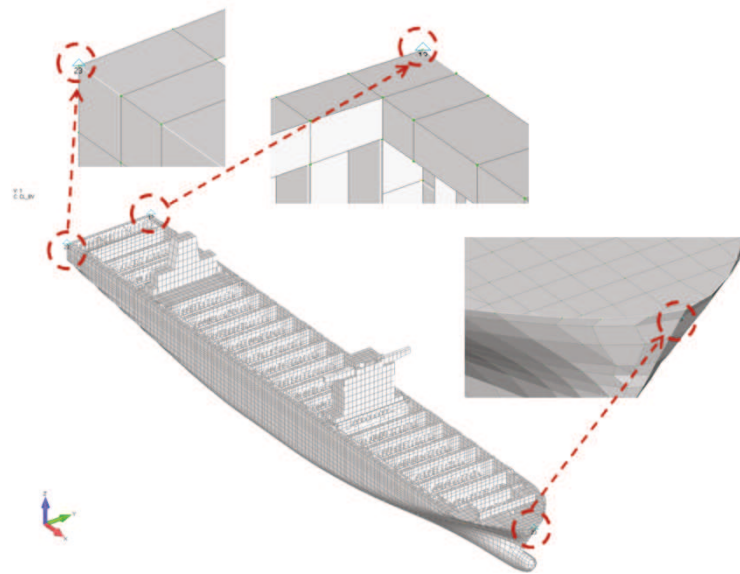


Figure 20. Conditions aux limites en déplacement du modèle d'ensemble du CMA-CGM Magellan.

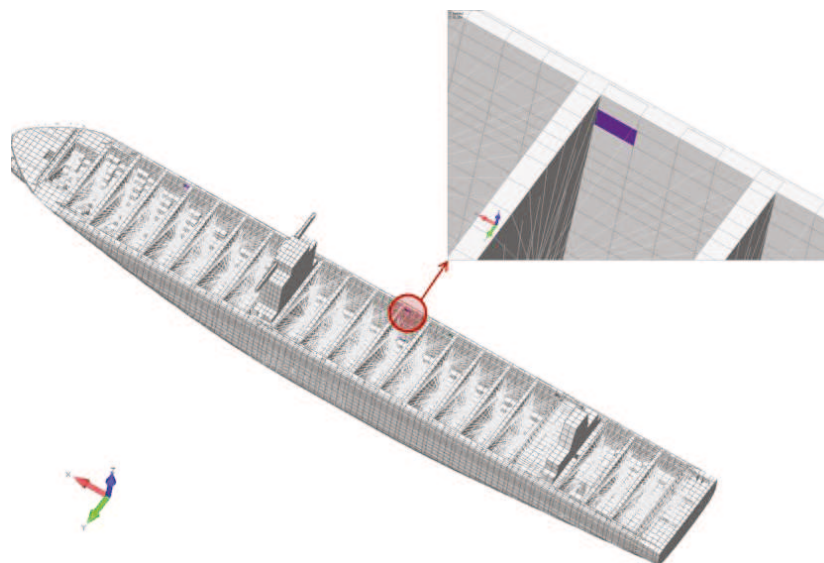


Figure 21. Zone de la LBSG6.

Comme rappelé précédemment, l'étude se focalise sur une zone haute, qui ne sera à priori moins influencée par les déformations dues aux charges locales de mer et pressions hydrodynamiques correspondantes. C'est la zone de la LBSG N°6 qui est choisie. Elle se situe à proximité de la cloison N°85 tribord, dans le passageway. Sur la Figure 21 est repéré l'élément fini correspondant à cette zone.

6.2.2 Approche multi-échelles

L'objectif final auquel participe cette étude est la validation des calculs hydrostructure par l'utilisation des mesures réalisées à bord du navire support de l'étude : le CMA-CGM Magellan.



Figure 22 : Premier niveau de calcul : déformées d'ensemble du navire.

Plus précisément, la démarche de cette étude, est de préparer la comparaison calcul-mesures pour les jauges de déformations dites LBSGs. Mais avant d'aboutir à cette comparaison il s'agit d'évaluer pour une des jauges, la LBSG N°6, la validité de l'approche modale sur le maillage grossier en regard du calcul complet sur maillage fin. Evaluer l'intérêt du calcul multi-échelle fait donc clairement partie des étapes de cette étude.

Comme explicité dans [12], il existe à ce jour plusieurs méthodes pour effectuer des calculs multi-échelles, à commencer par les méthodes hiérarchiques. La méthode employée dans cette étude est appelée « top-down ». C'est également une méthode séquencée mais qui se base sur un raffinement du maillage. La séquence est initiée par un calcul sur le maillage grossier et poursuivie par un calcul sur un maillage raffiné. Les déplacements calculés sur le maillage grossier sont imposés comme conditions aux limites en déplacement sur le maillage fin. Le nouveau calcul sur le maillage fin est effectué à posteriori, sous ces conditions. Les fonctions de forme des éléments sont utilisées pour interpoler les déplacements aux nœuds du maillage fins qui ne sont pas communs au maillage grossier.

D'une manière générale, l'approche multi-échelles dans le domaine naval se dessine au travers des 5 niveaux suivants et illustrés Figure 23.

Au premier niveau d'analyse illustré par la Figure 22, le navire est considéré dans son ensemble par un modèle poutre libre-libre. On se place alors dans une échelle d'ordre de grandeur de 100 à 400 mètres.

Le deuxième niveau s'attache au comportement de la structure avec une échelle de l'ordre de quelques dizaines de mètres. A ce niveau, la taille des éléments finis utilisés correspond à la distance entre deux raidisseurs structuraux, soit typiquement 800mm. A ce niveau les éléments sont considérés bi-encastés avec un chargement homogène. L'analyse éléments finis correspondante est dite grossière.

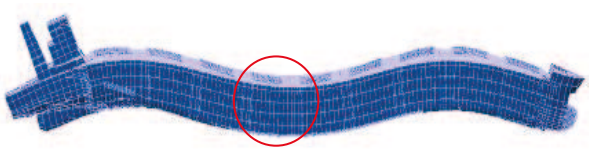
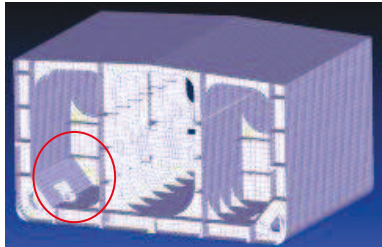
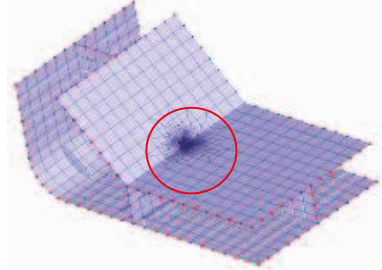
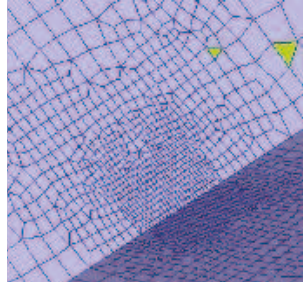
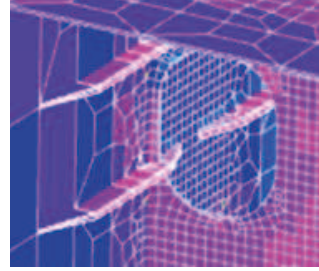
		Poutre navire
↳		Structure primaire
↳		Raidisseur secondaire
↳		Tôle
↳		Détail

Figure 23 : Schématisation de la méthode « top-down » appliquée par Bureau Veritas.

Le troisième niveau s'intéresse à la flexion locale au sein du panneau raidi. L'ordre de grandeur considéré est environ 3 mètres. On suppose un maillage régulier choisi pour homogénéiser le comportement en considérant le raidisseur ainsi qu'une partie de la tôle.

Au quatrième niveau on s'intéresse au comportement de la tôle elle-même. Une maille de la discrétisation spatiale éléments finis représente une tôle entre deux raidisseurs primaires et deux secondaires. Ici aussi, l'élément est vu comme une poutre bi-encastée au niveau des raidisseurs.

Il s'agit de se concentrer sur les problèmes de tenue de la tôle par rapport à la pression directement exercée sur elle.

Enfin, le cinquième et dernier niveau est typiquement lié à une échelle où les hypothèses de Saint-Venant ne sont plus valables et où les discontinuités de forme et autres variations d'épaisseurs nécessitent un maillage beaucoup plus fin. Les dimensions de mailles concernées sont de 50*50mm.

Concernant l'étude présentée dans ce document, ce sont les déformées modales qui sont transférées du modèle grossier au modèle plus fin couvrant la zone de la LBSG6. L'interface entre les deux maillages est définie. Les déplacements calculés avec le modèle complet et son maillage grossier sont imposés au modèle local et son maillage fin. Pour chaque mode de déformation élastique une nouvelle analyse aux éléments finis est réalisée sur la zone locale ; la réponse structurelle est donnée pour tous les nœuds de cette zone locale. Les détails mathématiques de cette approche sont donnés dans [11] et illustrés au cours de l'application pratique présentée dans la partie 4.3 ci-après. On retiendra 4 points clés liés à cette approche :

- Pour l'outil MOE®, les maillages grossiers et fins doivent être compatibles et comporter des nœuds en commun ; les autres nœuds seront traités par interpolation. Il faut cependant noter qu'avec le nouvel outil HOMER2® détaillé plus loin, les fonctions de formes des éléments sont utilisées et il n'est plus nécessaire d'avoir des nœuds communs entre maillages grossiers et fins.
- L'analyse se fait en séquence et il n'y a pas de bouclage sur le calcul plus grossier.
- Le couplage entre maillage grossier et fin se fait à déplacements imposés.
- Le calcul fin reste rapide puisque relancé sur la zone choisie uniquement.

6.3 Outils

Les outils utilisés pour réalisés l'étude numérique sont de plusieurs natures.

Tout ce qui concerne le modèle éléments finis de structure est réalisé avec FEMAP pour NX Nastran. Les calculs sont effectués par le solveur NX Nastran mais les post-traitements sont eux aussi, en premier lieu, faits avec FEMAP.

La première étape effectuée sous FEMAP est l'exécution d'un calcul modal. Au total 16 modes sont calculés : les 6 modes rigides et 10 modes élastiques.

Cette première partie modale sert à évaluer la sensibilité à la modélisation de la structure.

Plusieurs codes développés par Bureau Veritas sont utilisés. Déjà validés par de nombreuses études, ces codes et routines servent de point de départ. Dans un premier temps en effet, la routine « Top_down_v1.7 » permet de préparer le calcul du maillage grossier vers le maillage fin en identifiant les nœuds frontières en commun et ceux qui vont nécessiter une interpolation. Le logiciel MOE® permet ensuite à partir du calcul modal effectué sur le maillage grossier, d'imposer les déplacements aux nœuds frontières (communs ou interpolés) du maillage fin et de recalculer sur celui-ci les déplacements nodaux et contraintes élémentaires correspondantes.

A l'issue de cette première partie modale, des calculs de réponse à une excitation de type houle monochromatique seront effectués. C'est HOMER2®, dont la version finale n'est pas encore à ce jour distribuée, qui est utilisé pour la démarche complète, deuxième partie des calculs numériques menés. Le projet dans lequel s'inscrit cette étude va en effet en grande partie servir aux validations de ce code et de la méthodologie mise en place au Bureau Veritas pour l'estimation de la réponse du navire à la houle et de la fatigue structurelle subie.

HOMER2® utilise en arrière-plan d'une part, HYDROSTAR®, logiciel de calcul hydrodynamique pour la tenue à la mer et donc la réponse du navire à une houle donnée et, d'autre part, le solveur NXNastran, pour les calculs aux éléments finis avec les chargements en pression issus d'HYDROSTAR®. Il faut noter que tous les résultats de l'analyse modale sont interprétés par HYDROSTAR® comme des modes. Il n'y a pas de distinction entre les modes de corps rigide et les modes de déformation élastique. Les calculs sont faits avec une linéarisation autour de la position d'équilibre du navire. Les modes de déformation élastique sont traduit par des déplacements des panneaux et donc des vitesses. Ces vitesses doivent satisfaire la condition limite du problème à savoir continuité des vitesses normales (condition « d'imperméabilité »).

De nombreuses sorties sont générées afin de pouvoir visualiser et post-traiter les résultats avec des programmes comme Paraview®, Gnuplot® ou encore les classiques Microsoft®Excel. L'automatisation de certaines de tâches de post-traitement et mise en forme graphique a été réalisée sous Microsoft®VisualBasicApplications.

Le schéma de travail sous HOMER2® illustré par la Figure 24 est la colonne vertébrale des calculs ci-après présentés. Les 5 modules HMFEM, HMSWB, HMHST, HMMCEN et HMRAO sont séquencés et imbriqués comme illustré Figure 24 ; les sorties des uns servants d'entrée aux suivants. Ainsi, dans l'ordre :

- HMFEM sert au calcul des inerties et de la matrice de masse du modèle éléments finis (global et éventuellement les sous-modèles locaux comme la zone de la LBSG N°6 dans le cas de cette étude) puis lance le calcul modal. Les données d'entrées nécessaires sont donc les modèles éléments finis, le nombre de modes à calculer et les fichiers permettant de générer une liste de nœuds définissant la frontière du maillage fin.
- HMSWB va exécuter le calcul d'équilibrage avec un chargement statique en eau calme sur le maillage structure. La vérification de compatibilité entre les deux maillages est effectuée puis l'ensemble des modes élastiques est transféré sur le maillage hydro.
- Dans HMHST c'est la partie hydrodynamique qui est traitée. Après avoir défini l'ensemble des configurations vitesse(s), pulsation(s) de vagues, incidence(s) de vagues les cas de chargements sont constitués, les pressions sont calculées mais non sur le maillage hydro mais bien sur le maillage structure. A noter que la nouvelle version d'HYDROSTAR® permet la parallélisation sur n processeurs.
- Le module HMMCEN est celui où l'équation de la mécanique est résolue.
- HMFEM exécute ensuite un calcul élément fini pour chacun des cas de chargement définis dans HMHST et appliqué à tous les éléments dont les positions (coordonnées nodales selon les déformées des $6+N_f$) sont issues du calcul de la mécanique de HMMCEN.
- Enfin, HMRAO extrait les fonctions de transfert pour une houle d'amplitude unitaire et pour la plage de pulsation de vague définie dans HMHST.

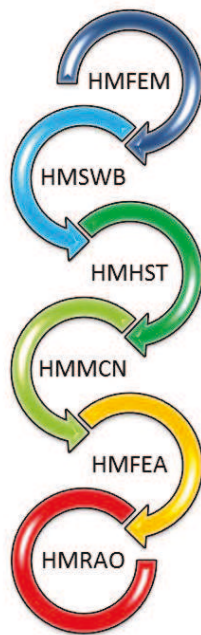


Figure 24 : Workflow du calcul couplé HOMER2®.

6.4 Sensibilité à la modélisation de la structure - analyse modale

6.4.1 Premières évaluations

La première des tâches est de définir, isoler et extraire la zone qui va servir de support à l'étude. Comme précédemment expliqué c'est la LBSG6 qui est ici traitée.. Cette LBSG se situe au niveau de la cale cargo N°6. Cette cale est instrumentée au total avec 4 LBSGs. Deux au niveau des passageways, deux au niveau du fond de la cale. Longitudinalement ces capteurs sont placés en avant (aux alentours de la cloison N°85) et en arrière de la cale (au niveau de la cloison N°76). La zone d'étude correspondant à la LBSG6 est celle située à proximité de la cloison N°85 tribord, dans le passageway.

A partir du modèle grossier, fourni par le chantier, le modèle complet est isolé. En premier lieu, un groupe qui contient la section du navire contenant la LBSG est extrait. Dans un deuxième temps, afin de préparer la procédure de Top-down, il est utile de créer des groupes contenant la zone de travail finale et les nœuds frontières correspondant. Les Figure 25 et Figure 26 illustrent l'extraction de la zone choisie.

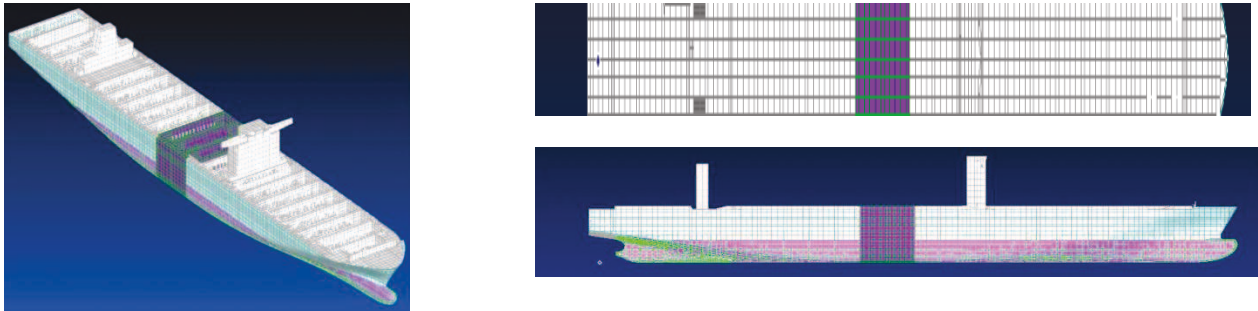


Figure 25. Vues de la zone de la LBSG6 à isoler (volume violet).

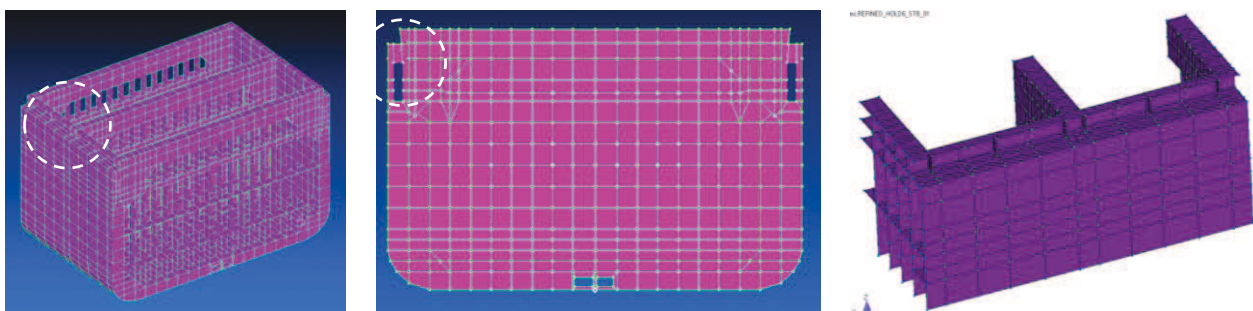


Figure 26. Vues de la zone LBSG6 isolée (cercles en tirets blancs sur les 2 vues de gauche).

Le premier problème qui se profile est que la procédure Top-down, telle qu'implémentée dans les outils disponibles pour cette étude, a pour conséquence de ne pas prendre en compte les éléments masses et RBE3 qui modélisent respectivement les conteneurs et leurs attaches à cette partie du navire. La conséquence directe est que dans le maillage fin, les efforts d'inertie correspondants ne seront plus pris en compte. Il est donc important d'en évaluer concrètement l'influence. Pour ce faire j'exécuterai une procédure top-down sur la zone de travail mais sans aucun raffinement de maillage. D'autre part, je commence par générer et utiliser un maillage fin correspondant à une division arbitraire par 2 (qui n'a donc aucune pertinence structurelle mais seulement une utilité de test.) de la taille des éléments.

Après avoir extrait la zone, les nœuds frontière dans le maillage grossier et dans les maillages fins sont identifiés. Sur les Figure 27 et Figure 28 on peut observer les zones de travail et les ensembles de nœuds frontières correspondants.

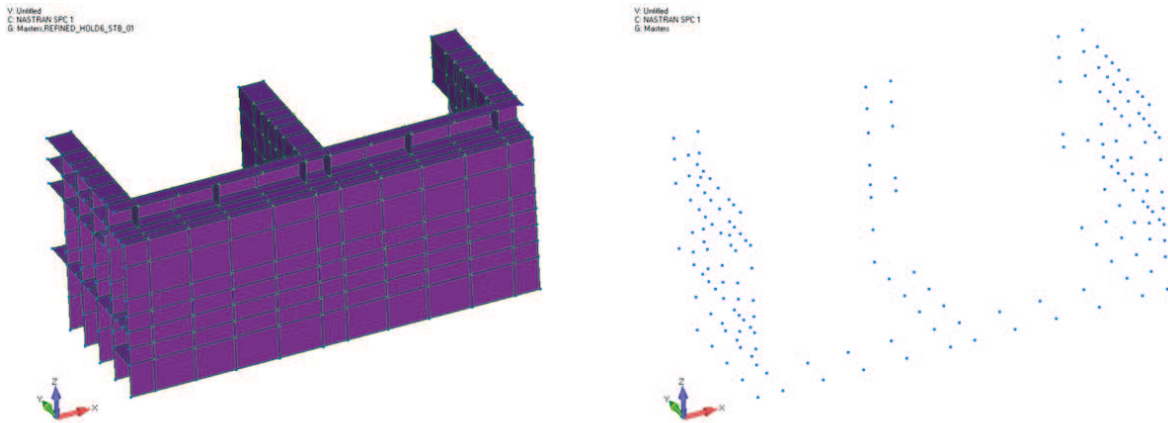


Figure 27. Groupement des nœuds frontière de la zone LBSG6 sans raffinement.

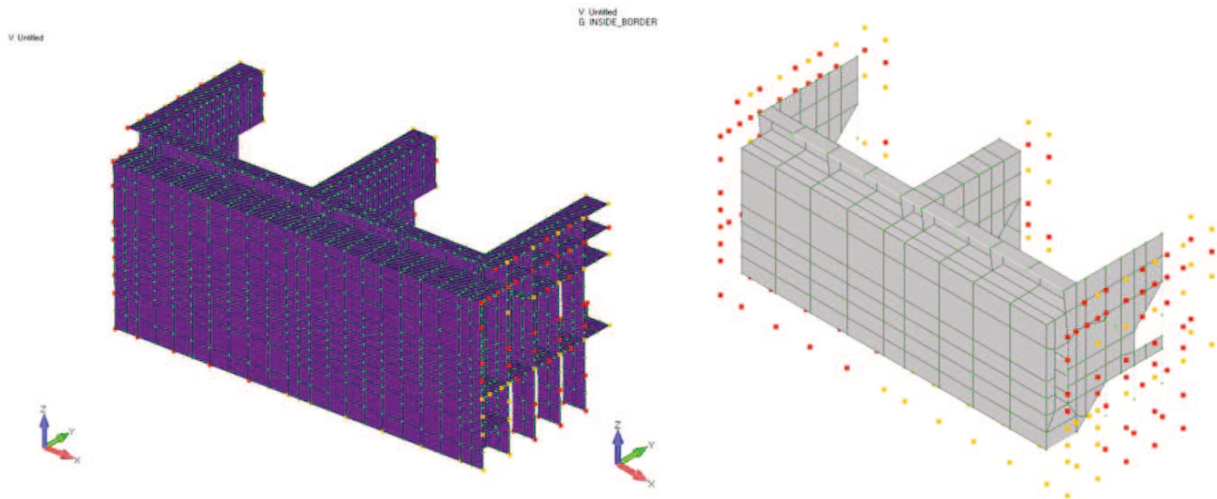


Figure 28. Groupement des nœuds frontière de la zone LBSG6 ; raffinement arbitraire^{1/2}.

Les zones de travail assimilées aux maillages fins étant prêtes, il s'agit maintenant d'exécuter un calcul modal sur le maillage grossier complet du navire. Avant de traiter plus en détail les différents problèmes rencontrés, les choix de modélisation et leurs conséquences et autres aléas, sont présentés Figure 29, les différents modes calculés avec un facteur d'échelle assez important pour accentuer et mieux visualiser les déformées. Pour chaque mode élastique la déformée modale sur le maillage grossier, le type de mode au vu de sa déformée, et sa fréquence sont donnés.

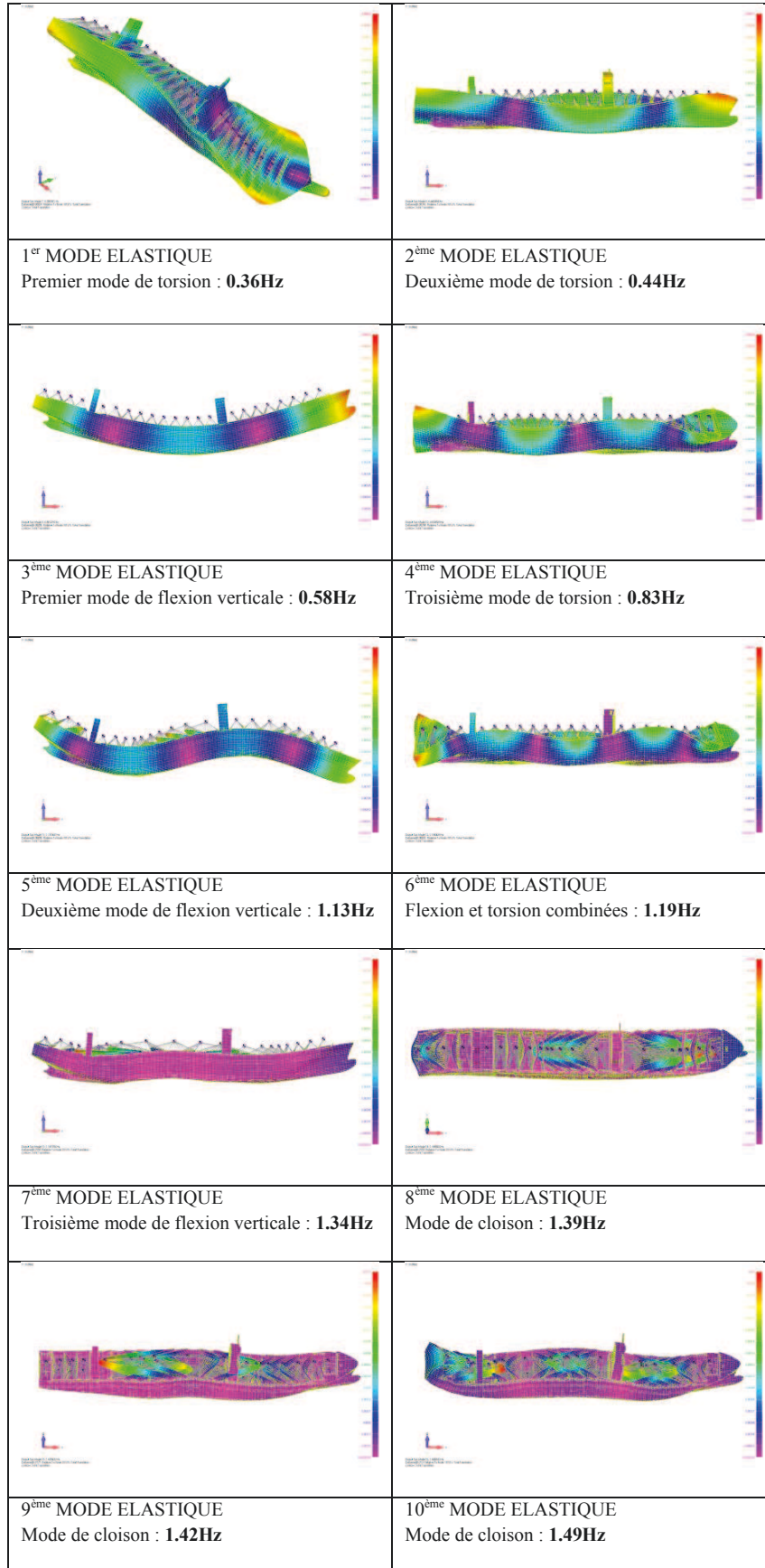


Figure 29. Première évaluation des déformées modales, maillage grossier du navire complet.

Pour résumer cette première évaluation globale des modes de déformation :

- Les fréquences des 10 modes élastiques sont calculées entre 0.356Hz et 1.131Hz.
- On observe, avec la fréquence propre croissante :
 - Torsion 1 puis 2 nœuds.
 - Flexion verticale 2 nœuds.
 - Torsion 3 nœuds.
 - Flexion verticale 3 nœuds.
 - Flexion horizontale combinée avec une torsion.
 - Flexion verticale 4 nœuds combinée avec un mode de cloisons.
 - 3 modes de cloisons.

A partir du calcul modal sur le maillage grossier on impose donc à la frontière des maillages fins les déplacements des nœuds pour extraire après un nouveau calcul modal sur le maillage fin, les déplacements de la LBSG6. In fine on compare donc, les allongements modaux de la LBSG6 sur le maillage grossier et sur le maillage fin. Comme expliqué précédemment on évalue l'influence de la suppression des éléments rigides et masses, implicite dans la procédure top-down.

A partir des coordonnées nodales et des coordonnées de la LBSG6 on construit la matrice permettant de faire une interpolation bilinéaire, que l'on applique aux déplacements nodaux pour calculer les allongements modaux numériques de la LBSG6.

6.4.2 Un raffinement plus réaliste

Le raffinement arbitraire, qui a servi de test pour valider le bon déroulement de la procédure (la prise en compte des nœuds communs entre les deux maillages et l'interpolation entre deux nœuds pour les nœuds complémentaires) n'est pour autant pas pertinent du point de vue structurel et n'est donc pas retenu pour la suite de l'étude.

Le modèle de la zone (extrait du modèle complet) est examiné en détail et modifié localement de manière à se rapprocher davantage de la réalité. Dans un premier temps il faut choisir la zone à modifier qui sera ensuite traitée. Il est choisi de ne pas prendre en compte les deux cloisons transverses précédentes et suivantes de la cloison où se situe la LBSG 6. La zone finale de travail est présentée sur la Figure 30.

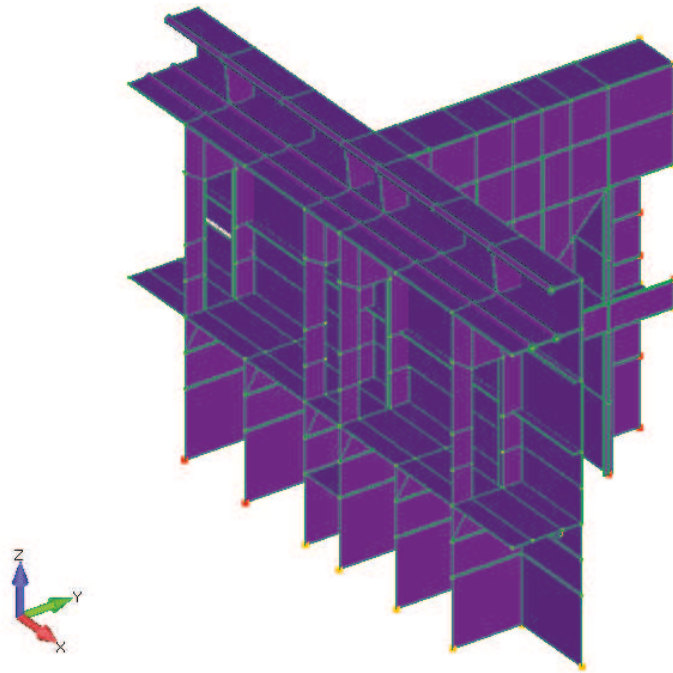


Figure 30. Zone finale de travail de la LBSG6.

La suite du travail consiste en un remaillage de la structure plus fidèle à la réalité. En effet, pour avoir une meilleure modélisation du comportement local au voisinage du capteur il est choisi de modéliser au plus proche de l'échantillonnage de la structure réelle. Ce travail commence donc par une étude des plans de construction.

Une revue exhaustive des plans de structure du navire est conduite. Les informations et autres détails nécessaires sont relevés principalement sur les coupes transverses de section et les coupes longitudinales. D'après les plans de la « midship section » [4] il est constaté que dans le maillage grossier, il manque des raidisseurs mineurs, que certains éléments n'ont pas la bonne dimension, que les épaisseurs sont parfois moyennées, que certains raidisseurs ne sont pas représentés à leur vraie position...etc.

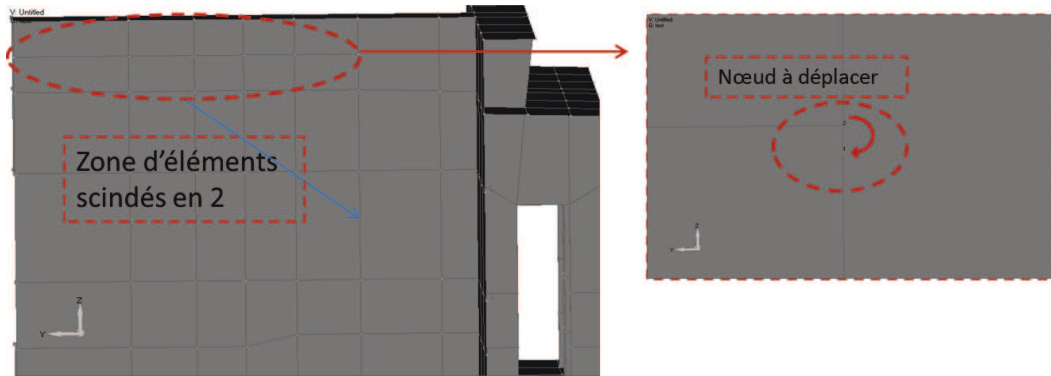


Figure 31. Premières étapes du raffinement de maillage.

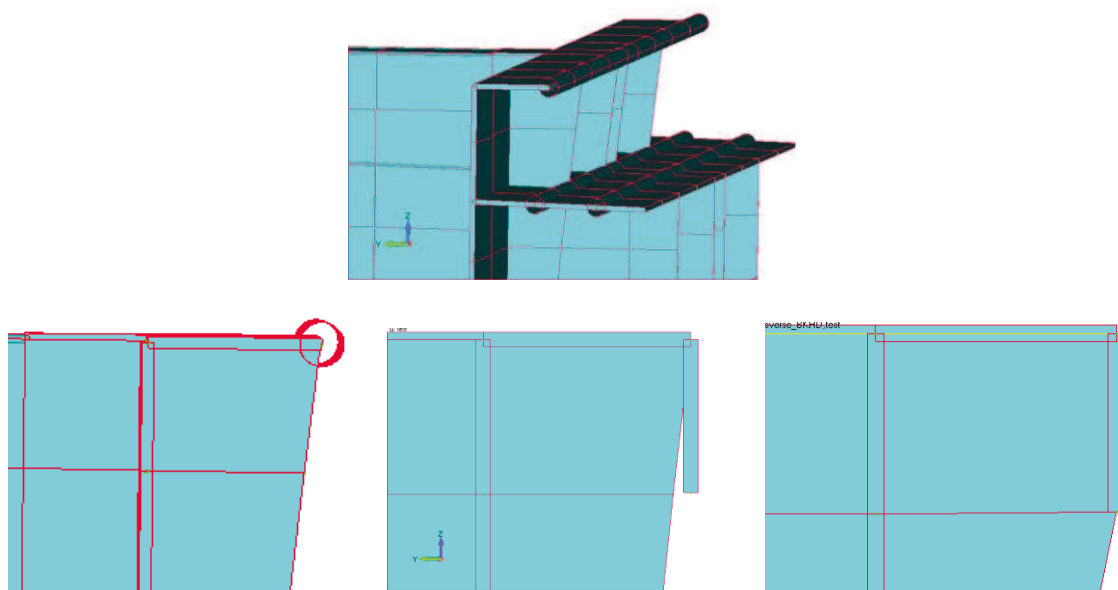


Figure 32. Changement d'éléments sur le hatch coaming top.

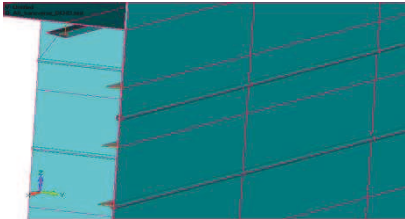
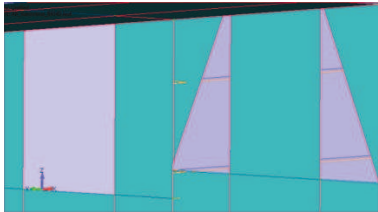
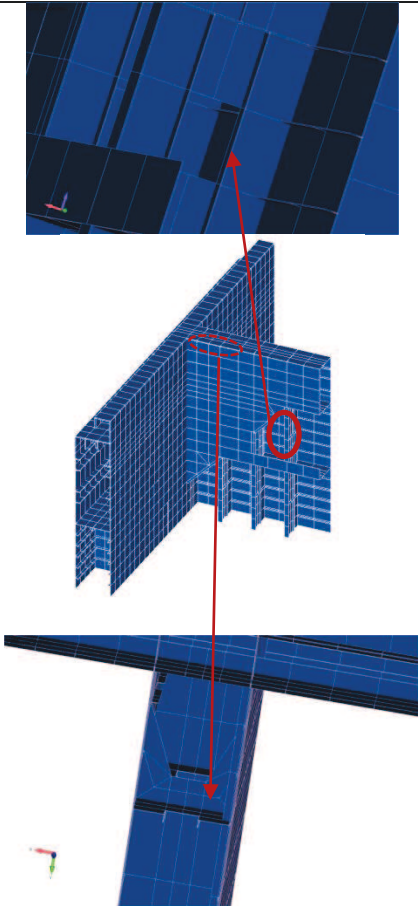
*Vue 3D d'une portion de hatch coaming top (en haut). Modèle d'origine avec éléments rods (en bas à gauche).
 Modèle avec éléments plaques (en bas au milieu) et final (en bas à droite).*

Pour rester cohérent les éléments doivent être calés sur les lignes de raidisseurs. Il faut au préalable créer des lignes de nœuds sur lesquels on vient ensuite fixer les éléments qui modélisent les raidisseurs.

Les éléments sont donc redimensionnés et découpés en correspondance des plans du navire, les lignes de nœuds déplacées...etc. La Figure 31 illustre ces étapes.

Les éléments utilisés pour le « hatch coaming top » sont modifiés. En effet ce sont des barres (travaillant en traction-compression) qui sont utilisées, comme on l'observe sur la Figure 32. Or, pour prendre en compte d'autres déformations que la seule traction-compression, un élément plaque est préféré. De même, les raidisseurs sous le « upper deck » [4] sont modélisés par des barres ou rods. Ils sont remplacés, en référence à leurs dimensions, par des plaques.

Une dernière modification est apportée : les nouveaux éléments longitudinaux doivent être attachés à la structure transverse, comme dans la réalité. Il est choisi de joindre les nœuds ne respectant pas ainsi exactement la géométrie mais restant du point de vue mécanique « équivalent » (Cf. Figure 32 en bas à droite). De nombreuses modifications similaires sont nécessaires et effectuées successivement. Elles sont résumées dans la Table 1 suivante.

<p>Suppression des éléments rods utilisés en raidisseurs équivalents aux raidisseurs qui eux ne sont pas tous modélisés. Ajout des raidisseurs manquants avec des éléments poutres.</p>	
<p>Changement des éléments triangle en éléments quads sous le passageway.</p>	
<p>Ajout des raidisseurs sur la cloison transverse :</p> <ul style="list-style-type: none"> i. Redécoupage en 4 des éléments. ii. Ajout des plats FB 150X10 <p>Je décide de tenir compte du diamètre des trous d'homme et d'y ajouter 30mm de part et d'autres (règles chantier standard) pour y placer les raidisseurs. Je place donc à +/- 330mm de chaque côté de l'axe central sur lequel je place le trou d'homme ; Pour le raidisseur longitudinal L18 le design n'est pas le même mais je le néglige. Pour les ouvertures je fais un losange qui sera conservatif car ouverture plus grande et anguleuse. Cela évite en outre, de refaire 2 lignes de nœuds par ouverture. Pour la L18, au-dessus du 2nd deck je supprime les éléments les plus proches des ouvertures. Je procède de manière équivalente pour la L21.</p>	

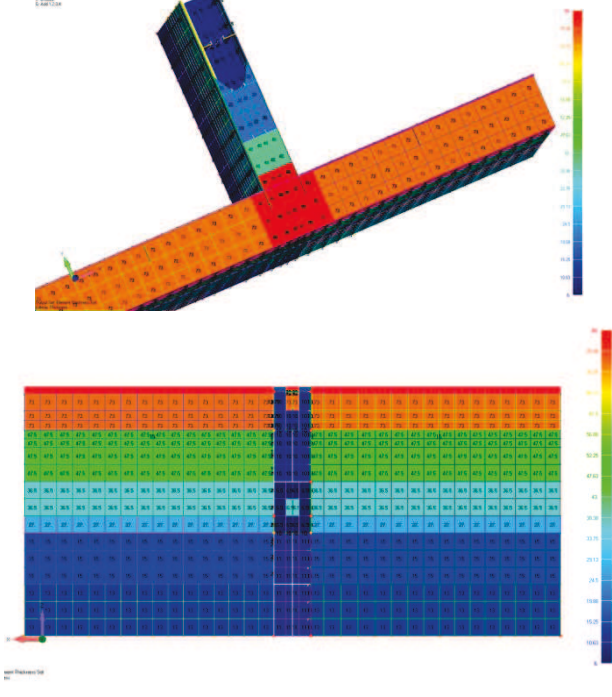
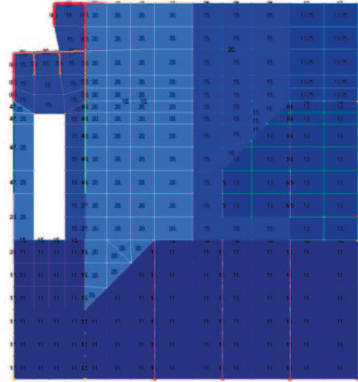
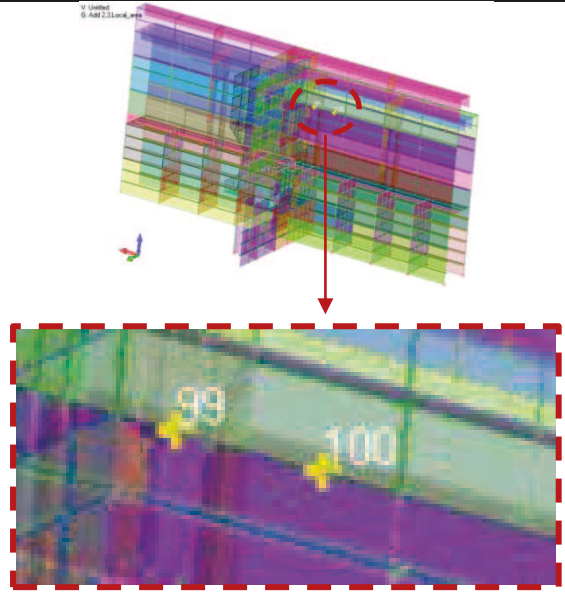
<p>Vérification et modification des épaisseurs en utilisant la macro « Thickness to Output ». Certaines zones obligent à faire des compromis entre raffiner davantage et choisir une épaisseur moyenne. Les choix sont faits avec une épaisseur plus faible, pour être conservatif.</p>	
<p>Sur la paroi transverse côté non étanche des épaisseurs moyennes (modélisée par 2 éléments à 13.75mm) sont considérées sur le modèle de base au-dessus et en dessous de l'ouverture la plus haute. Or, d'après les plans on a 15mm et 12.5mm de part et d'autre de la zone considérée qui est à l'origine.</p>	
<p>Repérage des points d'attache de la LBSG6. Redécoupage des mailles à partir de ces points d'attache. En horizontal ratio 2/1 au-dessus et en dessous de la LBSG6 ; en vertical tous les éléments sont recoupé en 4.</p>	

Table 1. Etapes principales du raffinement de la zone de la LBSG6.

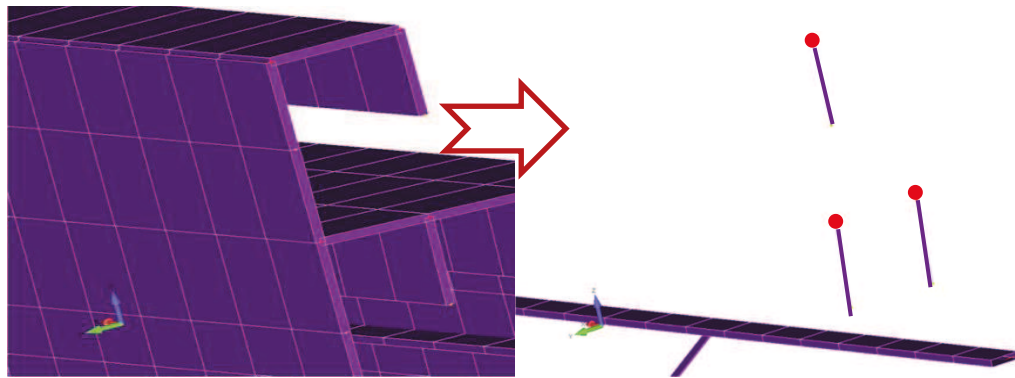


Figure 33. Aperçu des 3 éléments rigides mis en place à la frontière du hatch coaming top.

Avant d'exécuter la procédure top-down et l'outil MOE®, il reste encore un problème au niveau du hatch-coaming top : à la place des éléments barres initialement utilisés dans le modèle de base j'ai implémenté des éléments plaques correspondants aux caractéristiques géométriques et mécaniques conformes à la construction ; ce qui a généré des nœuds supplémentaires. Or ces nœuds sont à la frontière de la zone extraite et interviennent donc directement dans la procédure top-down. La question se pose de savoir comment les prendre en compte :

- Soit on les incorpore dans les nœuds frontières et leurs déplacements seront alors interpolés entre ceux de 2 nœuds voisins.
- Soit on ajoute des éléments rigides entre le nœud préexistant correspondant à l'ancienne modélisation poutre et le nœud créé par la modélisation plaque et on exclue ce dernier nœud de la procédure top-down, comme l'illustre la Figure 33.

Les deux choix sont évalués et les calculs correspondant seront effectués avant de conclure sur la configuration à conserver pour la suite de l'étude. En effet il n'y a, à priori, pas de solution parfaite.

Le premier choix impose une interpolation entre des nœuds qui ne font pas partie du même élément grossier.

La deuxième solution est, du point de vue géométrie, mieux adaptée mais du point de vue comportement mécanique impose un déplacement en bout de raidisseur de type corps rigide par rapport à celui de la semelle, ce qui rend les résultats très sensible au calcul de rotation du nœud considéré.

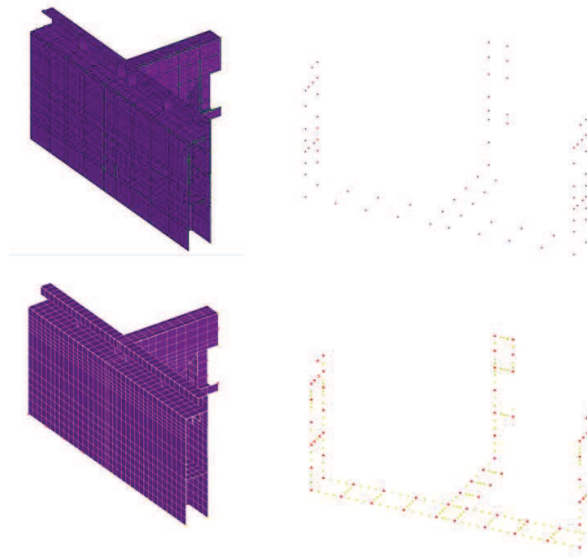


Figure 34. Zone extraite de la LBSG6 et nœuds frontière correspondants.
 Maillage d'origine (en haut) et maillage fin (en bas).

Pour résumer :

Après un premier travail de raffinement, complètement arbitraire (scission en 2 des éléments), un nouveau maillage traduisant beaucoup plus fidèlement la réalité de la construction est réalisé. Les plans de navire midship section et « shell expansion » [4] sont les supports principaux qui servent à modifier le modèle :

- Les raidisseurs équivalents sont remplacés par les raidisseurs existants.
- Les éléments barres utilisés pour de nombreux raidisseurs sont remplacés par des éléments poutre voire plaque pour ceux dont les dimensions justifient l'utilisation de tels éléments.
- Le découpage des éléments plaque vient se caler autant que possible sur les changements d'épaisseurs des tôles, sur les lignes de raidisseurs. La zone de la LBSG6 est elle aussi redécoupée afin d'y placer les nœuds correspondants aux extrémités de la LBSG6 installée à bord.
- Deux modèles fins sont évalués dans un premier temps : un avec des éléments rigides en bout de hatch coaming top et un autre sans.

Après toutes ces modifications les maillages fins sont prêts pour appliquer la procédure top-down. La Figure 34 ci-après présente les zones de la LBSG6 ainsi que les nœuds frontières correspondants pour les maillages grossiers et fins.

Au final, à ce niveau de l'étude, je disposerai de résultats d'allongements correspondants aux extrémités de la LBSG6 pour chaque mode de la base que l'on pense utiliser pour :

- analyser les mesures,
- faire des calculs hydrostructure.

Dans ce cadre, je conduirai notamment les évaluations suivantes :

- l'influence du raffinement plus réaliste vis-à-vis du maillage grossier,
- la différence entre un allongement 3D et une hypothèse d'allongement unidirectionnel longitudinal,
- les conséquences de la non-prise en compte des éléments masses et rigides,
- la différence entre deux hypothèses de conditions aux limites locales (au niveau des raidisseurs du hatch coaming top).

6.4.3 Vers l'évaluation du raffinement

▪ *Vérification de la cohérence des déformées*

La première vérification qui doit être conduite est la cohérence des modes calculés sur les deux maillages. En effet, on doit s'assurer que l'on va bien traiter les mêmes modes et que; de plus, les vecteurs propres (déformées) soient de même signe, pour ne pas engendrer des problèmes lors des combinaisons linéaires de modes. Il faut rappeler que la détermination de l'amplitude et du signe d'un vecteur propre dans calcul modal est arbitraire. De plus, deux calculs modaux qui seraient lancés l'un après l'autre, suite à une modification de taille d'élément par exemple (et donc sans aucune modification de masse ou de raideur du modèle) peuvent donner des vecteurs propres colinéaires mais de sens opposés. C'est par exemple ce qui a été constaté lorsque des éléments ROD (de masse et raideur négligeables) sont ajoutés sur le modèle pour représenter les LBSGs et le calcul relancé sans autre modification. Mode à mode on peut alors comparer les déplacements nodaux en valeur absolue mais quand on veut évaluer par recombinaison linéaire, les allongements totaux des deux maillages, à partir d'une base modale donnée alors il faut s'assurer que tous les modes sont de vecteurs propres colinéaires et de même direction. C'est le premier travail effectué après les calculs modaux ; les corrections de direction nécessaires sont apportées avant de poursuivre les analyses, ayant constaté les différences de signes comme illustrées sur la Table 2. On y note en effet que seules trois déformées sont de même signe et que les 7 autres sont à corriger.

MODE	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Comparaison des directions des vecteurs propres	1	-1	-1	-1	1	-1	1	-1	-1	-1

Table 2. Comparaison des déformées.

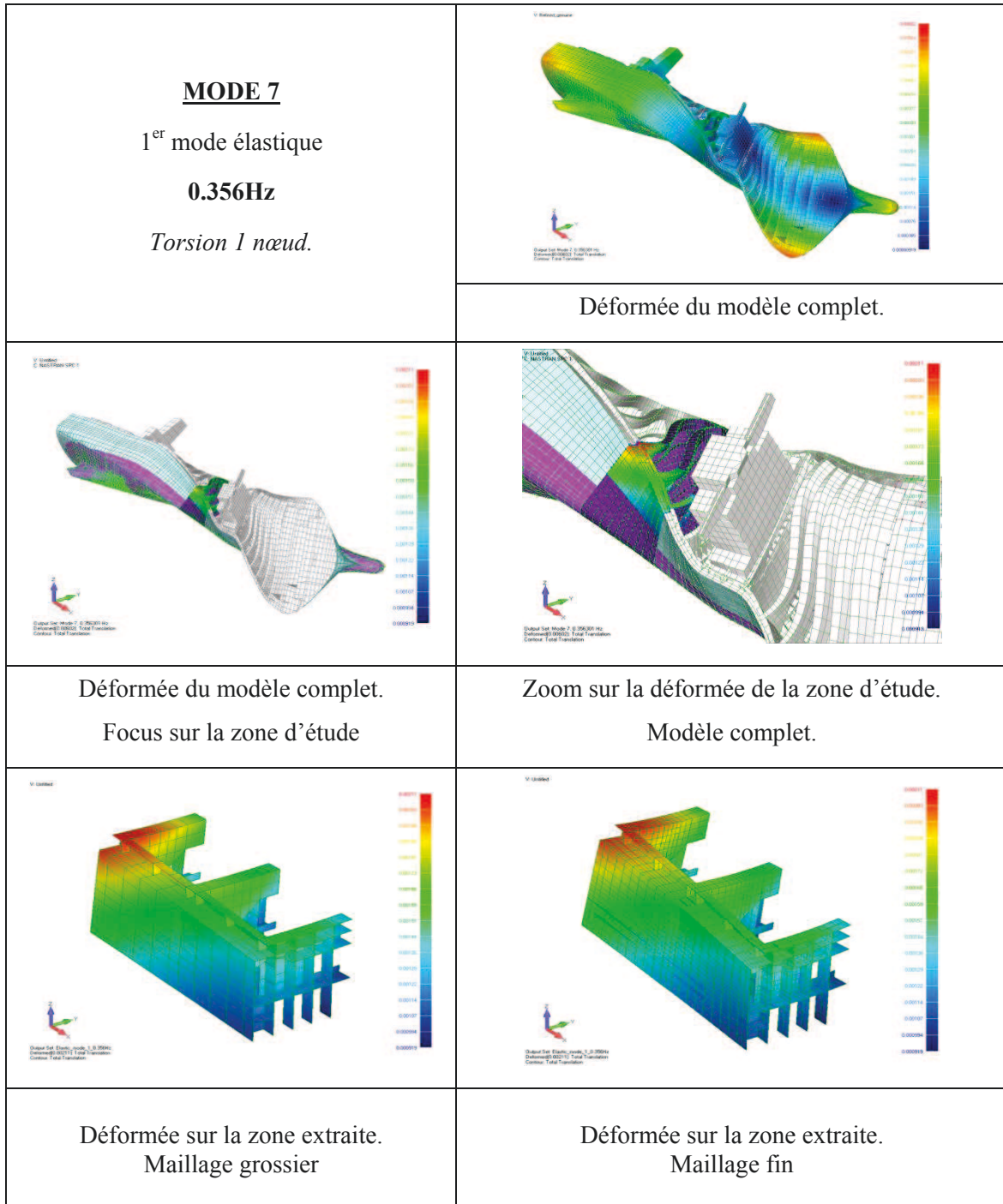


Figure 35. Extrait de la première évaluation suite au calcul modal.

Pour compléter cette première évaluation sont présentées (Figure 35) en vis-à-vis la déformée avec visualisation des contraintes de Von Mises uniquement dans la zone de travail de la LBSG6, un zoom de celle-ci et au-dessous, les déformées correspondantes sur les maillages fins, affichées avec le même critère et la même échelle d'amplitude de contraintes. Les 10 modes sont ainsi évalués.

Pour extraire les allongements représentatifs de la LBSG à partir des calculs, la procédure consiste à :

- Récupérer les déplacements des nœuds exactement ou au voisinage des positions réelles de la LBSG6. Il faut noter ici que le traitement des valeurs de déplacement a été pensé pour être appliqué aux autres positions de LBSG que cette première zone d'étude. Ainsi, dans le cas (pour les maillages grossiers) où la position de la jauge tombe au cœur d'un élément plaque, une interpolation bilinéaire des déplacements des 4 nœuds de la plaque sera utilisée pour calculer les déplacements des extrémités de la LBSG numérique. Dans le cas où le capteur se trouve le long d'un bord d'un élément une simple interpolation linéaire serait bien sûr suffisante. Enfin, dans le cas du maillage fin, le découpage étant fait à proximité de la LBSG pour inclure les positions des extrémités, les valeurs de déplacement sont directement exploitables.
- Calculer les allongements en tenant compte des déplacements dans les 3 directions.
- Reporter et comparer avec l'allongement longitudinal.

Ensuite, pour les différents maillages, il conviendra de comparer les différentes valeurs d'allongement obtenues.

▪ *Evaluation du caractère unidirectionnel de l'allongement*

Les calculs consistent en une analyse modale restreinte aux 10 premiers modes élastiques. Au final, les différents maillages (configurations d'analyse) nous permettent d'avoir 4 groupes de valeurs à analyser :

- Maillage grossier ou dénommé « COARSE ».
- Zone extraite maillage grossier ou dénommé « COARSE_MOE ».
- Zone extraite maillage fin avec éléments rigides « REFINE_R ».
- Zone extraite maillage fin avec éléments rigides « REFINE_WOR ».

Le graphe de la Figure 36 ci-après rend compte des différences en pourcentage, pour chacune des configurations, entre les allongements totaux (3D) et les allongements longitudinaux (dans la direction X).

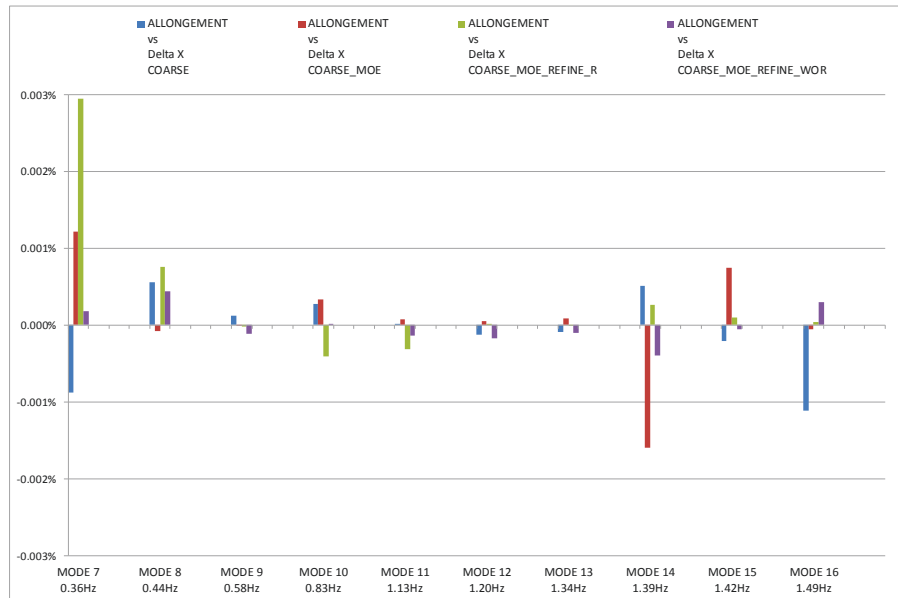


Figure 36. Comparaison des allongements 3D et longitudinaux.
 Comparaison pour tous les modes élastiques
 et toutes les configurations exploitées.

On constate que quelle que soit la configuration et le mode élastique considéré, la différence entre les allongements 3D et les allongements longitudinaux est **négligeable**. En effet les deux différences les plus significatives s'élèvent respectivement à -0.0029% constaté pour le 1er mode élastique dans la configuration modèle extrait avec maillage fin incluant des éléments rigides (pour les raidisseurs du hatch coaming top) et 0.016% constaté pour le 8^{ème} mode élastique dans la configuration modèle extrait avec maillage grossier.

On pourra donc raisonnablement considérer uniquement les déplacements longitudinaux. En ce qui concerne cette première série d'analyses purement numériques, les comparaisons entre les différentes configurations sont faites sur les allongements 3D, pour introduire le minimum d'incertitudes, infimes soient-elles, et obtenir ainsi des ratios critère par critère.

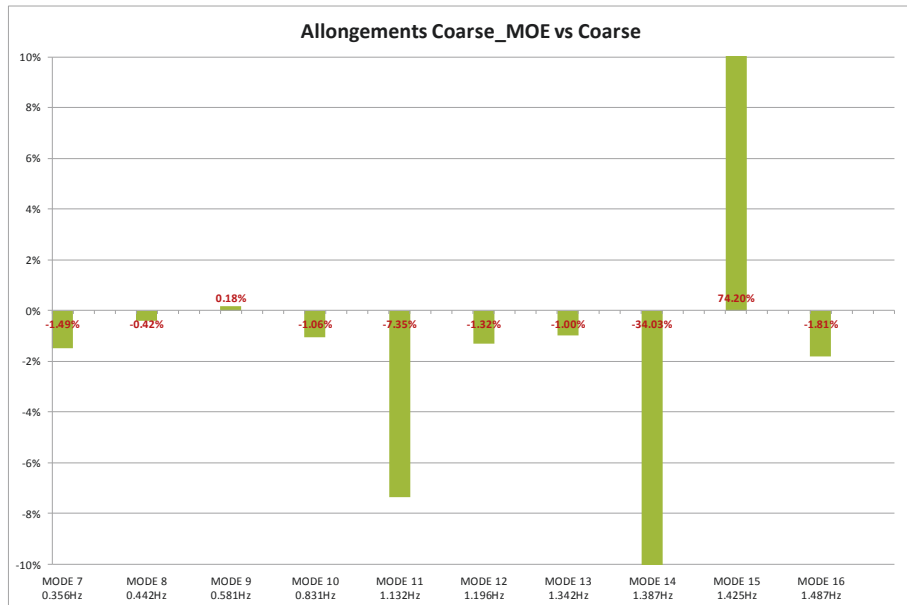


Figure 37. Comparaison des allongements 3D.
 Maillage grossier global versus maillage e extrait et le modèle complet.

- **Première évaluation de la non-prise en compte des éléments de masse et rigides modélisant les conteneurs**

Comme précédemment décrit, le passage du modèle global au modèle extrait implique, en première approche, de ne pas prendre en compte les éléments masse et RBE3 modélisant les conteneurs présents dans la cale.

La sensibilité du résultat à l'influence locale des conteneurs est un point clé pour cette étude. En effet, dans le cas où l'influence serait notable alors on ne pourra se soustraire à la connaissance détaillée des chargements en soute. La comparaison des calculs et des mesures impliquerait alors une connaissance précise de la répartition des conteneurs et de leur masse individuelle, ce qui représente une forte contrainte et une charge de travail accrue. Sur le modèle lui-même il s'agirait d'un travail très conséquent de modélisation. L'évaluation des conséquences de la non-prise en compte de ces conteneurs « numériques » est donc d'un intérêt majeur.

Rappelons que les 10 modes élastiques sont notés 7 à 16, les 6 premiers étant les modes de corps rigide.

D'après les résultats présentés Figure 37 il apparait nettement que 3 modes présentent des différences importantes ; on relève -34% pour le mode 14 et 74.2% pour le mode 15. Le 5^{ème} mode, deuxième mode de flexion verticale, présente également une déformée avec des déplacements importants des cloisons transverses dans le voisinage de la zone d'étude, d'où cette différence de presque 8%.

Une amélioration de la procédure top-down paraît donc nécessaire. Les efforts extérieurs c'est-à-dire autres que ceux imposés via des déplacements nodaux aux nœuds frontières ne sont pas pris en compte.

Néanmoins, l'observation détaillée des déformées des modes cités révèle qu'il s'agit de modes où les déformations des cloisons transverses sont très importantes. La non-prise en compte des conteneurs « numériques » via les éléments masses et rigides est donc logiquement traduite, dans le modèle extrait, par des efforts d'inertie significatifs non pris en compte et des déformations, en conséquence, modifiées de manière importante.

Il faut néanmoins rappeler, qu'à ce stade du calcul, nous n'avons pas idée des contributions respectives des différents modes dans la réponse du navire à une houle donnée. Les conséquences liées à la procédure top-down peuvent donc être négligeables comme significatives.

En outre, la modélisation des conteneurs par ces éléments masses et rigides est discutable. En effet, il faut savoir qu'en pratique les piles de conteneurs sont guidées le long des cloisons dans des rails avec un certain jeu mais ne sont pas solidaires de ces cloisons. De plus, les conteneurs sont liés les uns aux autres par des barres et par systèmes automatiques de verrouillage au moyen d'un élément appelé twist-lock. Les photos de la Figure 38 permettent de mieux visualiser ces éléments.

En bref, les conteneurs ne peuvent donc engendrer d'efforts de traction sur les cloisons. On peut donc penser qu'une modélisation plus proche du comportement réel des conteneurs serait de plutôt concentrer les interactions d'une pile avec la structure dans la partie basse de la pile, à l'image d'un pilier encastré à sa base.

Après considération de ces différents éléments il est décidé de poursuivre sans modifier la procédure top-down.



Figure 38. Rails de guidage d'une cale (en haut) et pied de pile avec un twist-lock (en bas).

6.4.4 Evaluation des raffinements

Comme décrit précédemment, les deux maillages fins utilisés dans cette étude se distinguent au niveau des conditions aux limites des raidisseurs du hatch coaming top. Dans le cas dit avec éléments rigides ou « REFINE_R » les déplacements des nœuds en bout de raidisseurs sont assignés aux déplacements des nœuds de pied de raidisseur par des éléments rigides et ne sont pas pris en compte dans la procédure d'interpolation de la macro top-down ; ils sont donc ignorés dans le calcul effectué par MOE®. Dans le cas sans éléments rigides ou « REFINE_WOR » les déplacements sont interpolés entre les nœuds les plus proches qui ne sont pas forcément pertinents du point de vue géométrique et donc mécanique. En effet, une condition usuelle est l'interpolation entre des nœuds le long du bord d'un élément ; dans le cas présent l'interpolation est réalisée « dans le vide » puisqu'il n'y a pas de matière entre les nœuds servant à l'interpolation.

Dans un premier temps ces deux configurations (REFINE_R et REFINE_WOR) sont comparées, comme s'il s'agissait de deux cas indépendants, au modèle extrait maillage complet grossier. Dans un deuxième temps au maillage grossier extrait, sans prise en compte des éléments masses et rigides des conteneurs « numériques ». Ces deux configurations de maillage fin sont en dernier lieu comparées directement entre-elles, pour évaluer les conséquences des conditions aux limites au niveau du hatch coaming top.

▪ *Evaluation du maillage fin avec éléments rigides*

Les variations d'allongement entre le maillage fin et le maillage grossier du modèle global sont :

- inférieurs à 1% pour les 2^{ème}, 3^{ème}, 5^{ème} et 7^{ème} modes élastiques,
- pour les 1^{er}, 4^{ème}, 6^{ème}, 8^{ème}, et 10^{ème} modes les différences se situent entre 5.6% et 14.2%,
- pour le 9^{ème} la différence est de 48.9%.

Le graphe de la Figure 39 présente ces résultats.

Néanmoins, dans cette comparaison, je fais varier deux paramètres ce qui ne permet pas de distinguer l'influence de l'unique changement de modélisation : éléments rigides ou interpolation pour les raidisseurs du hatch coaming top. J'extraits donc des résultats les différences entre le modèle grossier extrait et le modèle fin (ici avec éléments rigides) extrait (Figure 40).

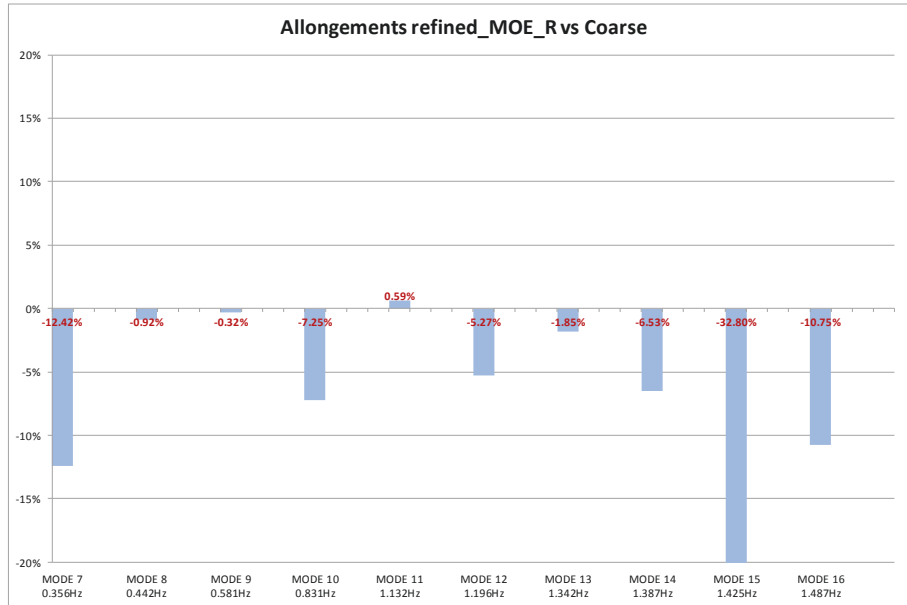


Figure 39. Comparaison des allongements modaux longitudinaux
 Maillage fin avec éléments rigide vs maillage grossier du modèle global.

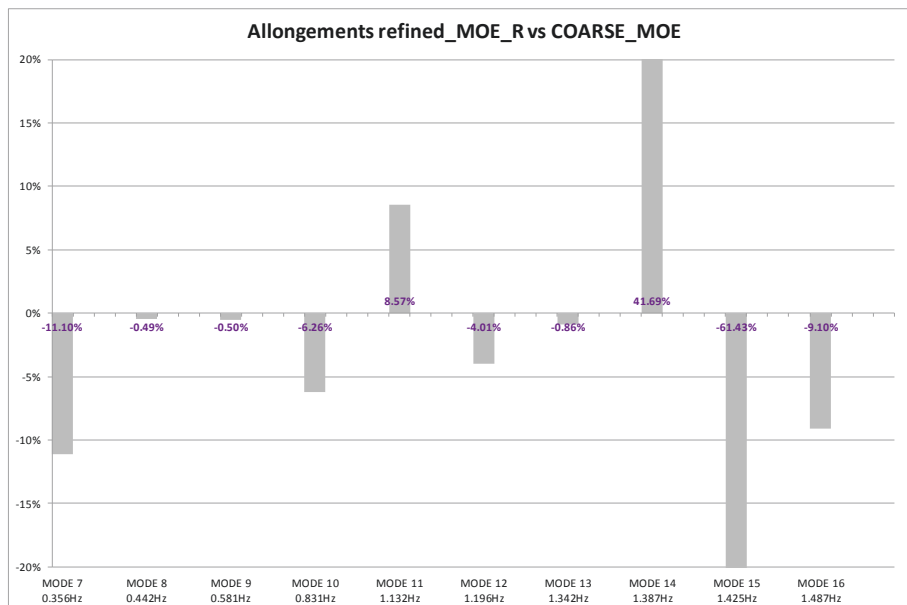


Figure 40. Comparaison des allongements modaux longitudinaux.
 Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier extrait.

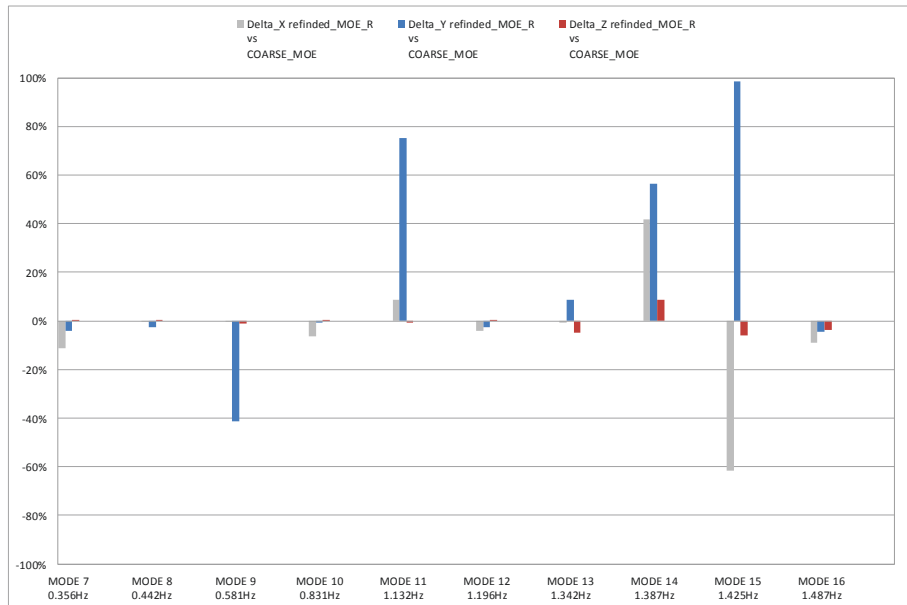


Figure 41. Comparaison modale dans les 3 directions des allongements.
 Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier extrait.

On note avec la comparaison précédente, une importante différence entre les ratios des 5^{ème}, 8^{ème} et 9^{ème} modes. En conclusion il est donc nécessaire d’investiguer sur l’origine de la différence des 1^{er}, 5^{ème}, 6^{ème}, 8^{ème}, 9^{ème} et 10^{ème} modes.

Je propose de se baser sur la différence entre la différence de déplacements nodaux (delta_l) dans chacune des directions (X,Y,Z) et les allongements. J’extrais le graphe (Figure 41) correspondant.

On observe clairement que, pour les 5^{ème}, 8^{ème} et 9^{ème} modes, c’est les différences entre les déplacements dans la direction Y qui sont les plus importantes.

Ces comparaisons relatives nous permettent de comprendre d’où viennent les différences. Cependant, les valeurs absolues nous ont conduit à conclure que les allongements des LBSGs pouvaient être restreints aux élongations dans la direction longitudinale (X). Pour compléter cette partie de l’étude, je procède identiquement pour le modèle sans éléments rigides.

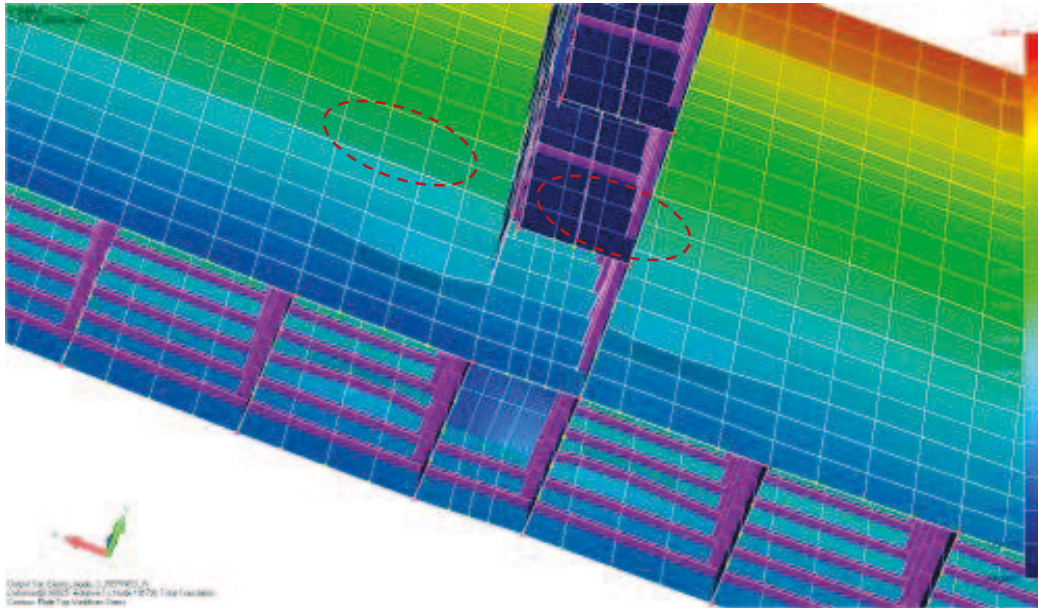


Figure 42. Artefacts (tirets rouges) dus aux liaisons plaques-poutres.

Il est important de garder à l'esprit qu'une partie des déformations peut également trouver son origine dans ce qu'on pourrait qualifier d'artefact de la modélisation au niveau des raccords entre les éléments poutre et les éléments plaque comme illustré sur la Figure 42.

- ***Evaluation du maillage fin sans éléments rigides***

De la même manière, les variations d'allongement entre le maillage fin sans éléments rigides et le maillage grossier extrait sont évaluées. Ces variations sont inférieures à 1% pour les 2^{ème}, 3^{ème} et 7^{ème} modes élastiques.

Pour les 1^{er}, 4^{ème}, 5^{ème}, 6^{ème} et 10^{ème} modes les différences sont respectivement de 7.9%, 4.5%, 9.8%, 4% et 5.7%. Concernant les 6^{ème}, 7^{ème}, 8^{ème} et 9^{ème} modes, les différences révèlent des ratios très importants.

La Figure 43 présente ces résultats.

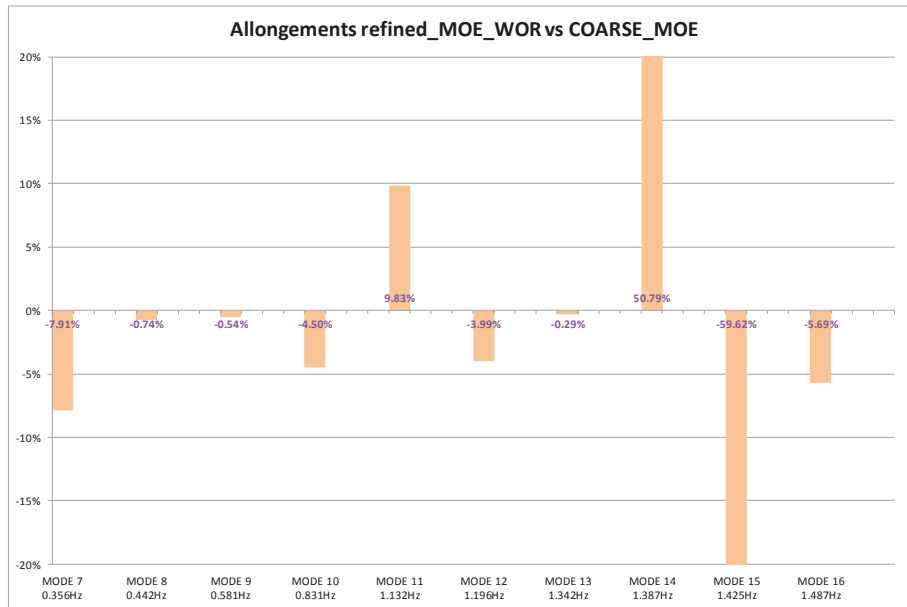


Figure 43. Comparaison des allongements modaux longitudinaux.
 Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.

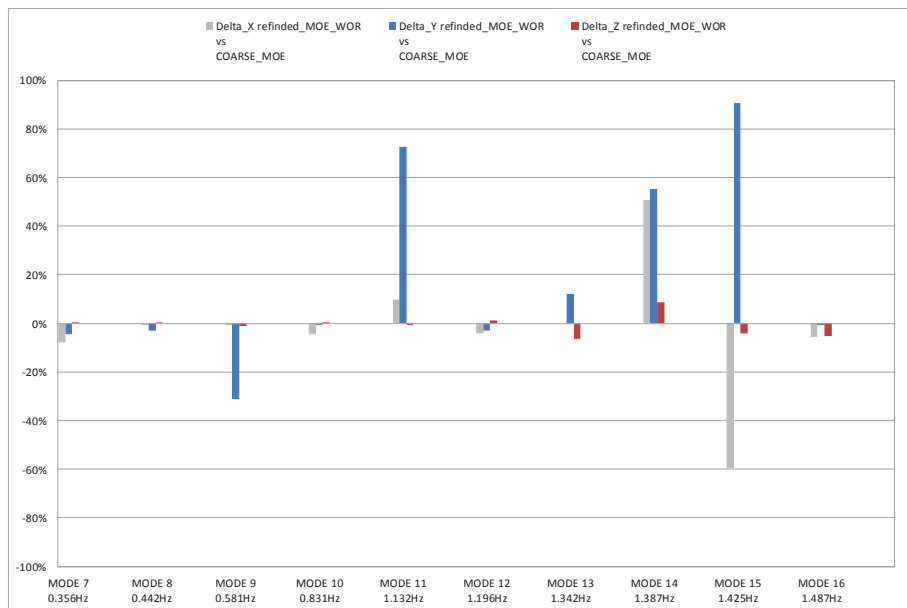


Figure 44. Comparaison modale dans les 3 directions des déplacements nodaux.
 Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.

Je propose d'observer, de manière analogue à la précédente comparaison, de déplacements nodaux (delta_l) dans chacune des directions (X,Y,Z) et les allongements. Le graphe (Figure 44) correspondant est extrait.

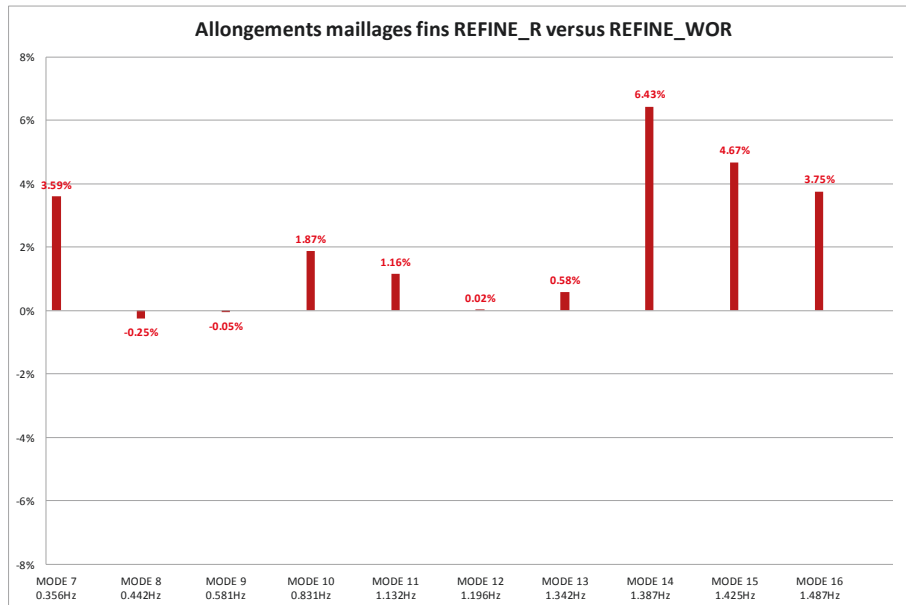


Figure 45. Comparaison des allongements modaux longitudinaux.
 Maillage fin avec éléments rigides versus maillage fin sans éléments rigides.

On observe que, pour les 3^{ème} et 5^{ème} modes, les différences entre les déplacements dans la direction Y sont les plus importantes. En amplitudes ces différences sont du même ordre de grandeur dans les directions X et Y pour les 8^{ème} et 9^{ème} modes.

▪ **Comparaison des deux maillages fins**

Les allongements des 2 modélisations de maillages fins sont comparés sur la Figure 45.

Les deux modélisations montrent des différences inférieures à 4% pour les 7 premiers modes élastiques. Concernant les 3 derniers modes, il s’agit de modes de cloisons transverses et si l’on regarde de plus près on comprend assez bien l’influence que peut avoir localement des modélisations différentes sur les raidisseurs du hatch-coaming top.

Pour cette partie de la modélisation, la procédure topdown assigne les interpolations entre deux nœuds voisins communs. Ainsi on a les correspondances :

- 398 = interp(19669 ;20161)
- 464=interp(19669 ;26653)
- 470=interp(19668 ;26590)

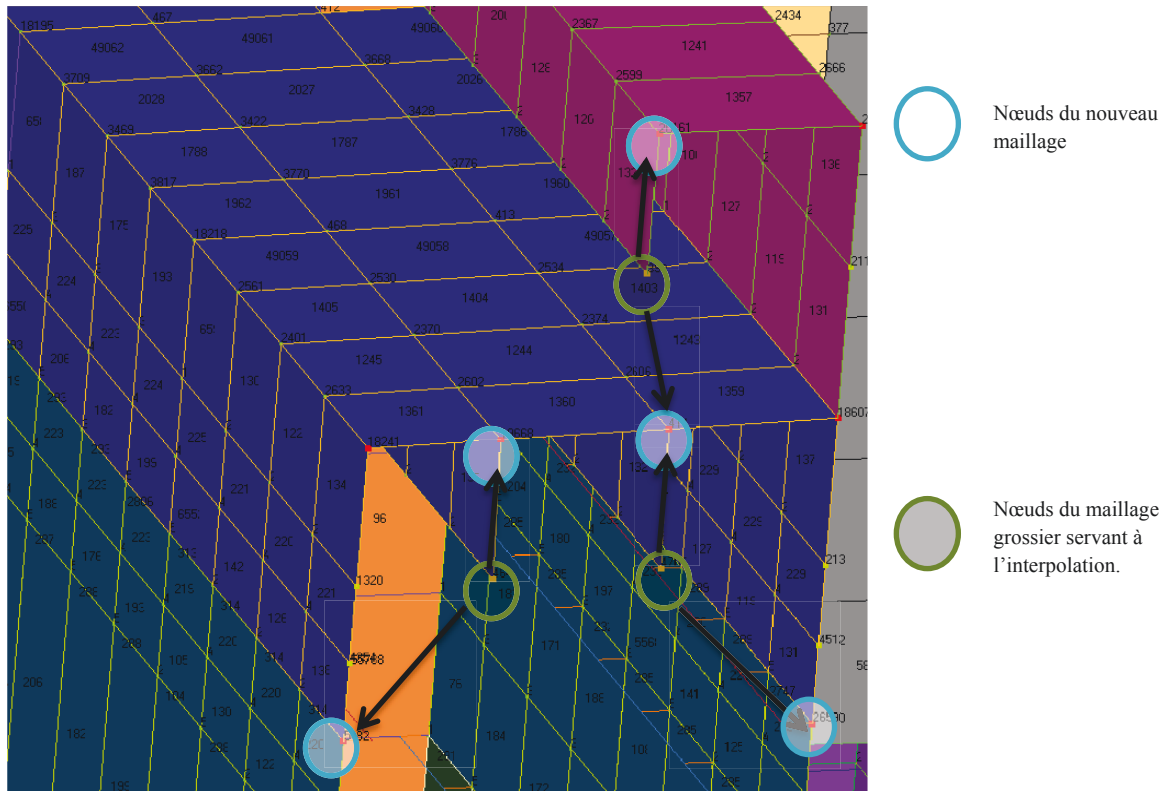


Figure 46. Zoom sur les éléments rigides en bout de raidisseur du hatch coaming top.

On repèrera sur la vue de la Figure 46 les nœuds concernés :

6.4.5 Conclusions intermédiaires

Cette première partie de l'étude a été menée uniquement à partir du calcul modal. Le logiciel MOE® a été utilisé avec FEMAP/Nx Nastran® pour permettre la procédure top-down entre différents maillages. La base modale choisie est constituée d'un total de 16 modes ; 6 modes de corps rigides et 10 modes élastiques. Les 6 premiers sont des modes de déformation globale de torsion et flexion d'ensemble, le 7^{ème} mode combine une flexion verticale et des modes de cloisons ; les 3 derniers modes calculés apparaissent comme des modes de cloison.

La zone d'étude est celle de la LBSG6. Quatre configurations sont comparées : le modèle complet avec son maillage grossier d'origine ; la zone de la LBSG6 extraite sans changement de maillage et enfin, cette même zone mais raffinée de manière à reprendre strictement l'échantillonnage structural du navire réel et de manière conservative, les différents détails qui demanderaient trop d'investissement de remaillage (c'est le cas de diverses ouvertures). Néanmoins deux maillages fins sont conservés pour évaluer l'influence des 2 méthodes de conditions aux limites en bout de raidisseur du hatch coaming top.

Les déplacements nodaux sont utilisés pour simuler les allongements modaux de ce capteur numérique. Quelles que soient les configurations, il apparaît complètement acceptable de retenir les allongements longitudinaux (dans la direction X) à la place de l'allongement 3D pour qualifier les allongements du capteur numérique LBSG6.

L'utilisation d'une zone extraite dans la procédure top-down actuelle implique la non prise en compte des efforts d'inertie des éléments extérieurs à la zone (comme les éléments masses et RBE3 simulant les conteneurs). Les différences qui en découlent sont nettes pour les modes de cloison ou pour les modes qui montrent d'importantes déformations des cloisons transverses dans le voisinage de la LBSG6 comme le mode 11, 5^{ème} mode de déformation élastique. Les diverses comparaisons menées convergent vers ce constat. Cependant, dans le plan de travail de mon stage il n'est pas prévu de modifier la procédure. Enfin, concernant les raffinements étudiés : on constate des différences significatives avec le maillage grossier, que ce soit celui du modèle complet du navire comme celui de la zone extraite, et donc sans prise en compte des éléments masses et rigides des conteneurs. De plus, entre les deux maillages fins, apparaissent également des différences non négligeables entre les allongements modaux respectifs.

L'étude est donc poursuivie pour le moment avec les 2 maillages fins, en retenant les allongements longitudinaux.

Les résultats obtenus suite à cette étude modale conduisent à s'interroger sur l'influence de ces modes pour une réponse à une houle donnée. A ce niveau on se demande en effet quelle peut être la contribution effective d'un mode donné, dans la réponse total du navire à un état de mer défini. C'est en effet un ensemble d'état de mer qui va être utilisé pour évaluer le comportement du navire et utiliser, plus tard les mesures collectées pendant les navigations opérationnelles du navire. Dans le cadre de l'étude menée, la suite logique est donc de conduire des calculs et une analyse hydrostructure.

6.5 Sensibilité au type d'analyse hydrostructure

On aborde donc maintenant la réponse hydroélastique du navire soumis à une houle monochromatique. Comme détaillé en Partie II, c'est le logiciel HOMER2® avec HYDROSTAR® en arrière-plan pour les calculs hydrodynamiques qui sont utilisés pour effectuer ces calculs. Cette seconde partie vise à évaluer, via les allongements d'un capteur virtuel modélisé en lieu et place de l'extensomètre LBSG6, installé à bord du navire CMA-CGM Magellan, les influences du raffinement de maillage sur une réponse hydroélastique complète d'une part, et les conséquences de la troncature par une base modale limitée à 10 modes de déformation élastique d'autre part.

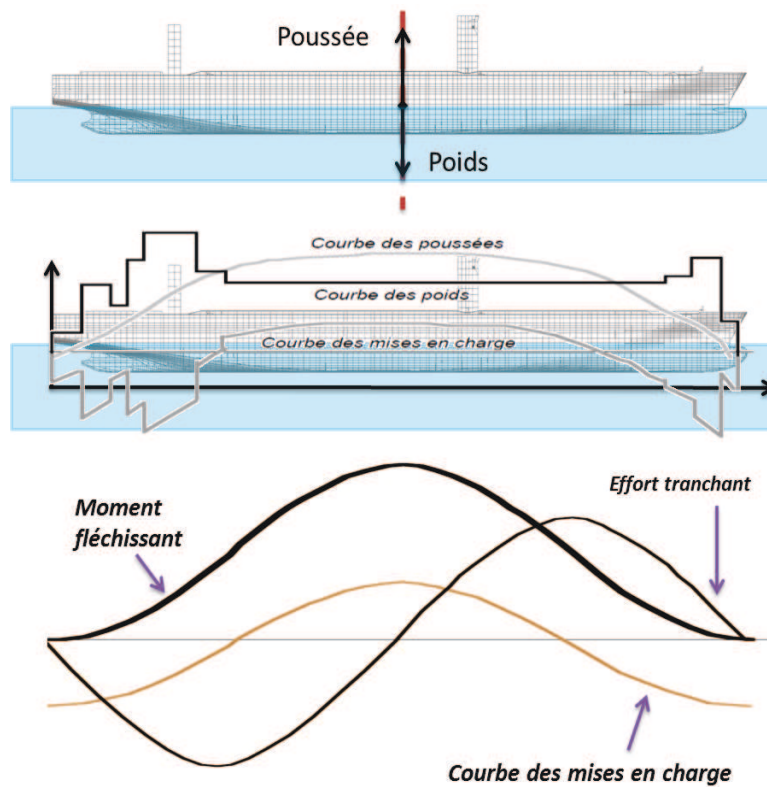


Figure 47. Equilibrage du navire, approche de corps rigide.

▪ **Préliminaire : équilibrage de corps rigide ou élastique ?**

Comme décrit dans description théorique (Partie II) le calcul de réponse hydrostructure est ici basé sur une approche linéaire : on étudie de petites perturbations autour de la position moyenne d'équilibre du navire, qui est la position d'équilibre hydrostatique. L'état de l'art [5] des calculs de tenue à la mer est de considérer l'équilibre hydrostatique d'un corps rigide. Dans une considération exclusive de corps rigide, il s'agit de calculer l'équilibre entre le poids et la poussée d'Archimède sur un seul état de carène initialement non déformée. De la courbe des poussées à laquelle on soustrait la courbe des poids on en déduit la courbe des mises en charge comme illustré sur la Figure 47. L'intégration des mises en charge conduit à l'effort tranchant ; son intégration conduit au moment fléchissant. S'il est vrai qu'au niveau d'une section donnée l'équilibre n'est pas avéré, pour l'ensemble du navire en revanche, l'équilibre est atteint. En pratique, la position du navire est fixée en imposant le tirant d'eau, un angle de gîte nul et une assiette (souvent nulle) ; l'équilibre est atteint en déplaçant les masses. On peut donc utiliser la symétrie géométrique du navire autour de l'axe longitudinal du navire pour accélérer le calcul hydrodynamique.

Avec l'équilibrage de corps rigide, la flexion du navire sous l'effet de ces charges n'est pas prise en compte.

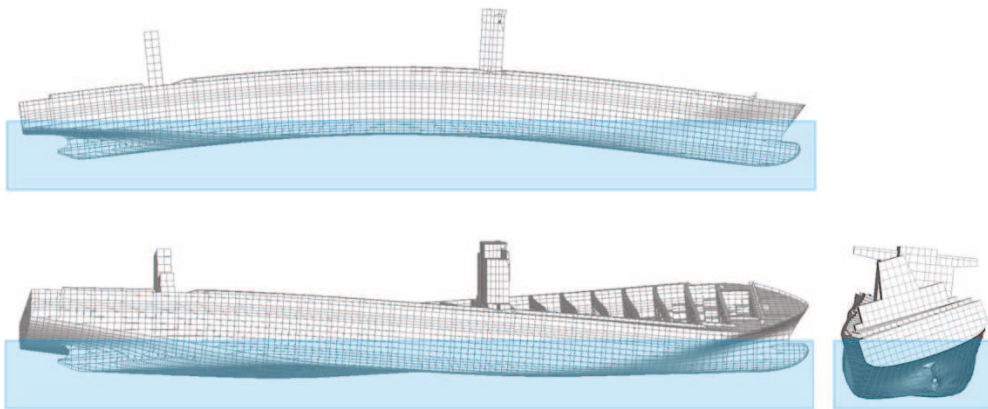


Figure 48. Equilibrage du navire, approche hydroélastique :
 Déformée des premiers modes de flexion (en haut) et de torsion(en bas).

En revanche, avec une approche hydroélastique, on peut inclure les déformées élastiques du navire (limitées à un nombre donné, ici 10, de modes élastiques) sous les charges hydrostatiques et calculer l'équilibrage en incluant ainsi la déformée globale. Dans le calcul d'équilibrage de corps élastique il n'est pas possible d'utiliser la technique de l'équilibrage de corps rigide (équilibre atteint par déplacement des masses) ; ici on déplace et déforme le corps qui, à priori perd sa symétrie. En effet, comme illustré sur la Figure 48 avec la déformée des premiers modes de flexion et de torsion, la plupart des modes élastiques ne sont pas symétriques par rapport à l'axe longitudinal ; le temps de calcul hydrodynamique est augmenté significativement en conséquence car la taille du système linéaire à résoudre pour ce calcul est 4 fois celle utilisant la symétrie.

Un premier déroulement de la procédure HOMER2® est réalisé. Dans un premier temps les pulsations sont discrétisées avec 16 pulsations de 0.1rad/s à 1.6rad/s par pas de 0.1rad/s ; 7 incidences sont considérées de 0 à 180° avec un pas de 30°.

La comparaison des fonctions de transfert (« RAO » pour Response Amplitude Operator) de mouvement pour les différents modes utilisés dans cette étude est une étape importante de l'analyse.

On confirme alors que du point de vue temps de calcul, le choix de l'option d'équilibrage dans la procédure HOMER2® n'est pas sans conséquence. En effet, le temps de calcul nécessaire à ce calcul d'équilibrage est de 22190 secondes contre 6162 secondes sans équilibrage, soit un facteur 3.6 entre les 2. Il s'agit donc d'estimer si, s'affranchir de cette étape, permet d'obtenir des résultats satisfaisant ou non. Les résultats les plus représentatifs des comparaisons modales sont reportés sur la Figure 49.

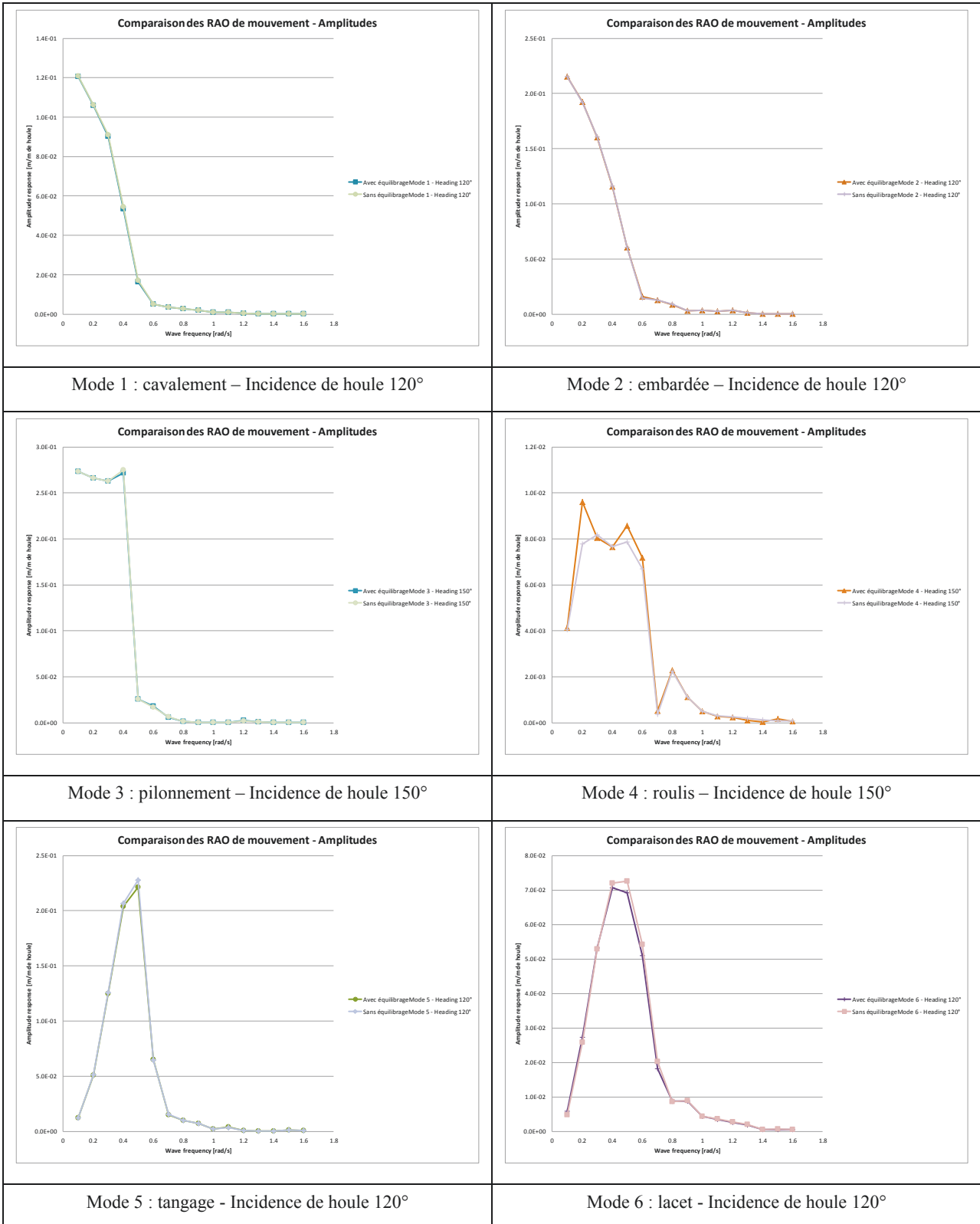


Figure 49. Comparaison des RAOs de mouvement modaux-corps rigide avec et sans équilibrage.

Il faut noter que pour les modes 2, 4 et 6 les valeurs à 0° et 180° sont proches de 0 et donc sans intérêt pour notre comparaison. Concernant les autres modes de corps rigide :

- Mode 1 : Cavalement.

Le mode 1, mode de cavalement, est un mode sans raideur hydroélastique. A 30° d'incidence on note une différence sur ce mode. A 60° et 90° on voit qu'il n'y a plus de différence entre le calcul avec et sans équilibrage. Néanmoins, il faut dès maintenant observer que ces différences sont observées au voisinage proche de la fréquence de rencontre nulle de ce mode.

- Mode 2 : Embardée.

Mêmes constats que pour le premier mode. On remarque néanmoins, en basse fréquence, un pic sur le calcul avec équilibrage pour l'incidence 60° où une différence inférieure à 10% est constatée mais elle concerne des valeurs faibles.

- Mode 3 : Pilonnement.

Le mode de pilonnement présente des résultats quasi identiques pour les 2 calculs pour toutes les incidences.

- Mode 4 : Roulis.

Le mode de roulis présente des différences un peu plus marquées que les autres modes sur l'ensemble des incidences, hors mis à 90° . Les différences sont en fait identifiées autour de 3 pulsations de vagues : la première correspond au voisinage de la résonance en roulis ; soulignons de plus qu'aucun amortissement hydrodynamique visqueux n'est considéré ce qui conduit à des amplitudes de réponses qui tendraient, si en plus on ne considérait pas d'amortissement structurel, vers l'infini. Les deux autres pulsations où des différences sont notables entre le calcul avec et sans équilibrage sont celles de pulsation de rencontre nulle.

- Mode 5 : Tangage.

Ce mode, comme le mode 3, ce mode de tangage ne présente que très peu de différences entre les 2 calculs.

- Mode 6 : Lacet.

Les incidences 60° - 90° - 120° et 150° ne présentent pas de différence importante. Les autres montrent des variations assez notables. Comme pour le roulis, les pulsations de rencontre nulles sont incriminées.

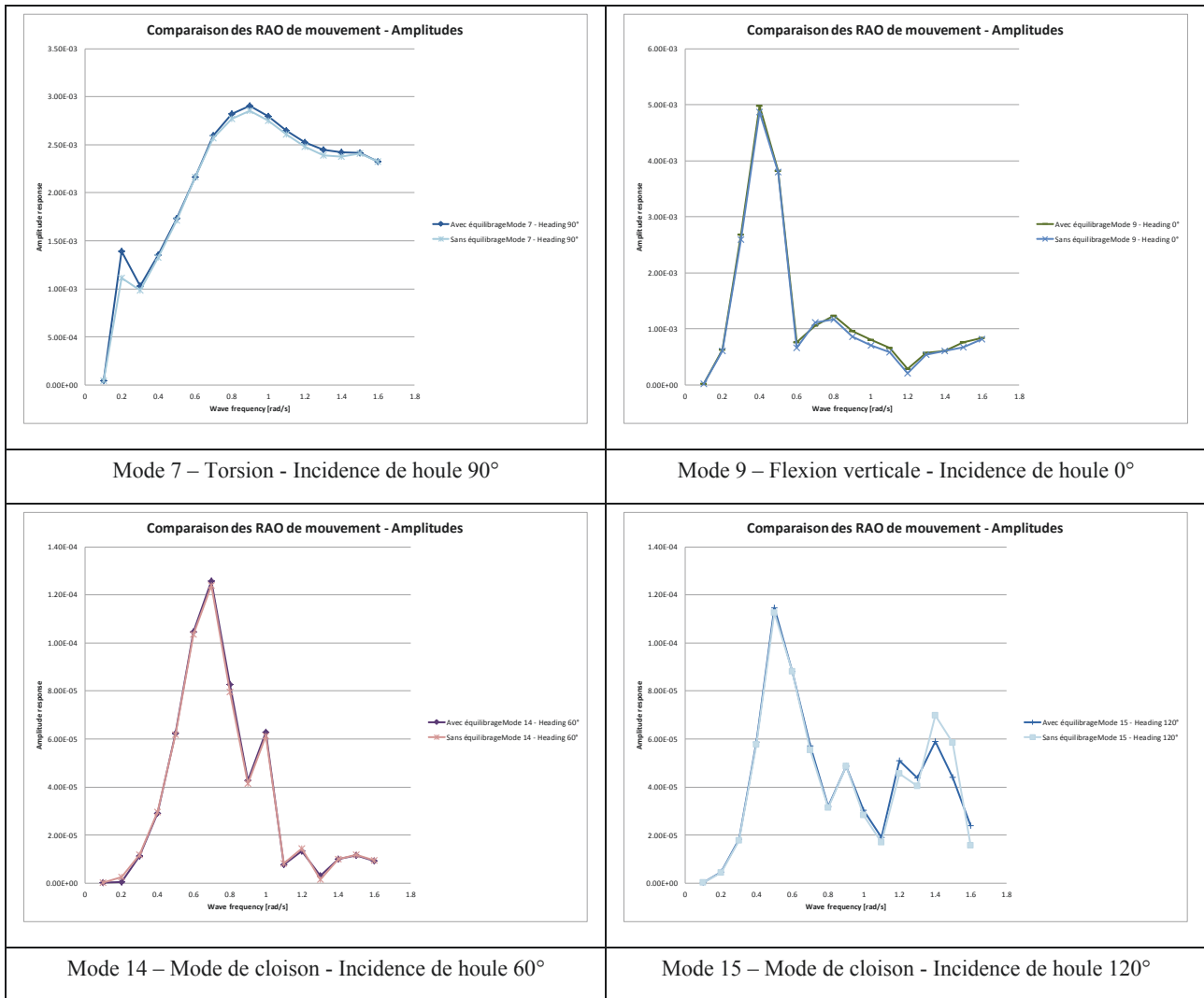


Figure 50. Exemples de comparaison des RAOs de mouvement modaux de avec et sans équilibrage.

Modes élastiques.

Pour les modes élastiques, il est très important de garder à l'esprit que, selon leur forme, les modes ne sont pas ou très peu excités selon l'incidence de houle. Similairement aux modes de corps rigide sans raideur élastique (2, 4, 6), il n'est pas pertinent d'observer les modes de torsion pour les états de mer de face (180°) ou arrière (0°). On constate par exemple, de faibles différences pour les modes de torsion sur les incidences correspondant aux mers de travers. Pour les modes de cloison les différences ne sont pas significatives quelles que soient les incidences. Les comparaisons modales sont illustrées par les exemples les plus représentatifs sur la Figure 50.

Ces comparaisons confirment à posteriori de poursuivre selon l'état de l'art des calculs de tenue à la mer pour l'équilibrage, c'est-à-dire avec une approche de corps rigide.

A l'issu de ces comparaisons on peut donc conclure trois points importants :

- Les résultats obtenus sans équilibrage élastique préalable sont jugés tout à fait acceptables.

- Le choix du calcul sans équilibrage élastique permet de diviser par plus de 3 le temps de calcul.
- D'une manière plus générale le pas de fréquence et la discrétisation en incidence méritent d'être affinés. On observe sur certaines RAOs des paliers qui suggèrent très clairement que l'on se situe de part et d'autre d'un pic de réponse.

Il convient donc de refaire un calcul plus affiné en fréquence et en incidence.

Le choix final se porte sur 19 incidences : pas de 10° de 0° à 180° et 61 fréquences : pas de 0.025 rad/s de 0.1 à 1.6 rad/s. Avec cette nouvelle discrétisation les pics sont plus fins car mieux représentés. En conséquent, la RAO devient plus facile à observer que dans les cas précédents, où un nombre limité de points conduisait souvent à des aspects ligne brisée. Les asymptotes sont assez nettes. On ne note pas non plus de problème (ni pics, ni oscillations marquées) pour les hautes fréquences.

Pour des problèmes de mémoire il aura fallu en outre, réduire le nombre de panneaux utilisés pour le maillage hydrodynamique. Après plusieurs essais et ajustements la configuration de travail qui est retenue est :

- Nombre de panneaux hydro : 3460 sur la coque.
- 1 vitesse navire : 23kts soit 11.83m/s.
- 61 pulsations de vagues de 0.1 à 1.6 rad/s par pas de 0.025rad/s.
- 19 incidences de vagues de 0° à 180° par pas de 10° .
- Pas d'amortissement visqueux.

Après avoir effectué les calculs hydrodynamiques la cohérence des résultats est vérifiée et la discrétisation de la plage de pulsation de houle est évaluée.

▪ ***Cohérence des paramètres hydrodynamiques : coefficients de radiations***

a. *Masse ajoutée*

La masse ajoutée est issue de l'intégration surfacique des pressions de radiation, qui donne un effort. La partie de cet effort en phase avec le mouvement est assimilée à une masse ajoutée ; on notera que la partie en quadrature de phase est considérée comme un amortissement.

La masse ajoutée ne dépend pas de l'incidence de la houle. Or, dès lors que l'on a une vitesse d'avance, la fréquence de rencontre dépend de l'incidence (66). Il faut donc visualiser les résultats en fonction de la fréquence de rencontre et non de la fréquence de houle. Pour les incidences correspondant à des mers d'arrière, la fréquence de rencontre peut être négative. Une symétrie miroir doit permettre de superposer les courbes de résultats à celle des fréquences de rencontre positives ; ce que l'on vérifie.

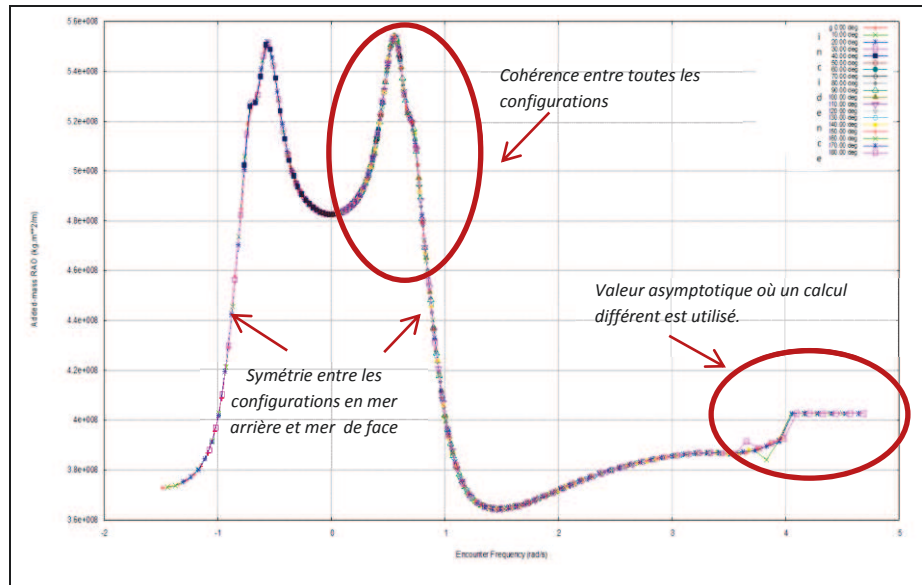


Figure 51. Masse ajoutée associée au mode 4 (roulis) en fonction de la pulsation de rencontre.

On notera également que les masses ajoutées tendent bien vers une valeur asymptotique aux environ de 4 rad/s (4rad/s étant la valeur de pulsation de rencontre définie dans le fichier d'entrée à partir de laquelle on néglige les ondes de gravité dans le modèle de houle du calcul hydrodynamique). Le fait qu'il y ait un pic ou tout autre résultat suspect à l'approche de 4 rad/s indiquerait justement que le modèle de calcul utilisé n'est pas correct pour les hautes fréquences. La question se pose de savoir si cela a des conséquences sur notre étude ou non.

Les spectres de houle qui modélisent les états de mer rencontrés ne présentent quasiment plus d'énergie dans ces pulsations de houle (au-delà de 2 rad/s en pulsation de vague). De plus, dans notre cas d'étude avec vitesse d'avance à 23nœuds (soit 11.83 m/s) les premiers modes élastiques susceptibles d'être excités par la houle sont eux-aussi en deçà de cette valeur.

Par conséquent on peut conserver cette valeur de calcul asymptotique de 4rad/s de pulsation de rencontre et ne pas se préoccuper plus en détail des résultats au-delà de cette valeur. Ces vérifications sont illustrées par la Figure 51. On observe en réalité un comportement pas tout à fait « idéal » au voisinage des 4 rad/s. La question reste en suspens.

Dans la visualisation de ces résultats, on cherche également à confirmer que les tailles des panneaux utilisés pour le calcul hydrodynamique sont suffisantes. En effet on veut plusieurs panneaux par longueur d'onde de houle donnée. En basse pulsation et donc grande longueur d'onde, on vérifie que l'on n'ait pas de pic intempestif qui traduirait un problème de maillage.

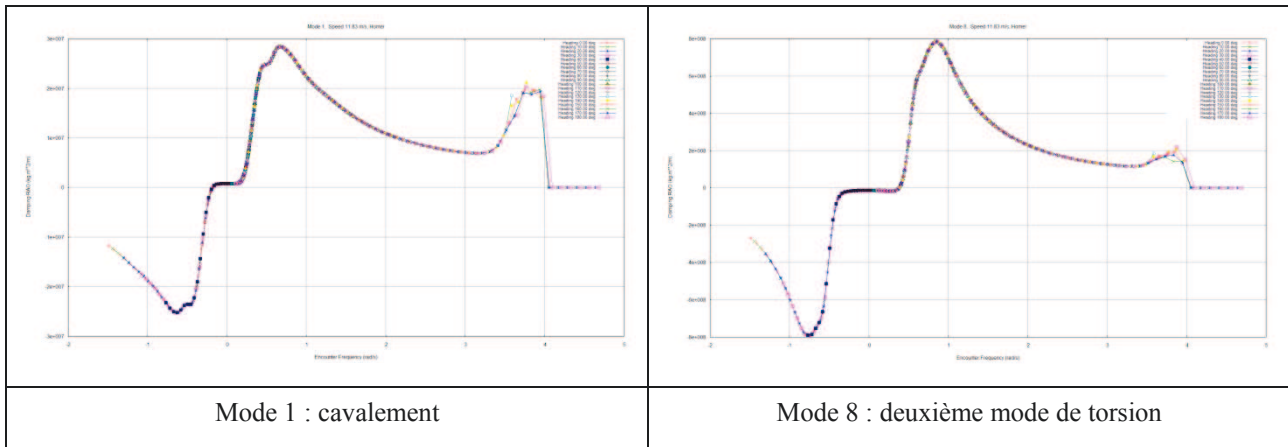


Figure 52. Exemples de damping en fonction de la pulsation de rencontre.

b. Amortissement ou «damping »

De manière analogue on vérifie pour un mode donné, qu'on ait pour toutes les incidences, superposition des courbes d'amortissement en fonction de la pulsation de rencontre. La Figure 52 en présente deux exemples pour un mode de corps rigide et un mode de déformation élastique. On notera également les changements à la valeur de 4 rad/s. Ici également le comportement dans ce voisinage ne sera pas plus étudié. On relèvera enfin le comportement antisymétrique pour les modes antisymétriques par rapport à l'axe longitudinal du navire, comme le sont les modes de torsion (mode 7 et 8).

En plus des allures globales des courbes on vérifie des points de base : certains modes ont des résultats bien attendus :

- Lorsque la pulsation de houle ω tend vers 0 on a bien des valeurs nulles
- Le mode d'embarquée doit avoir des coefficients de diffraction-radiation nuls avec des houles de face (180°) ou arrière (0°).

▪ *Cohérence des allures globales.*

a. Excitation

Il est en pratique primordial de vérifier qu'il n'y ait aucune valeur anormale pour les coefficients correspondants à la houle incidente et diffractée à haute fréquence. La houle incidente est basée sur le modèle d'Airy (voir l'équation (53)) et ne pose pas de problème même en haute fréquence. En revanche, il peut arriver que la houle diffractée, sensible au maillage (problèmes de taille des panneaux par rapport à la longueur d'onde de houle). Pour continuer les illustrations avec le mode 4, les Figure 53 et Figure 56 présentent ci-après les coefficients liés à la houle incidente et à la houle diffractée pour le roulis.

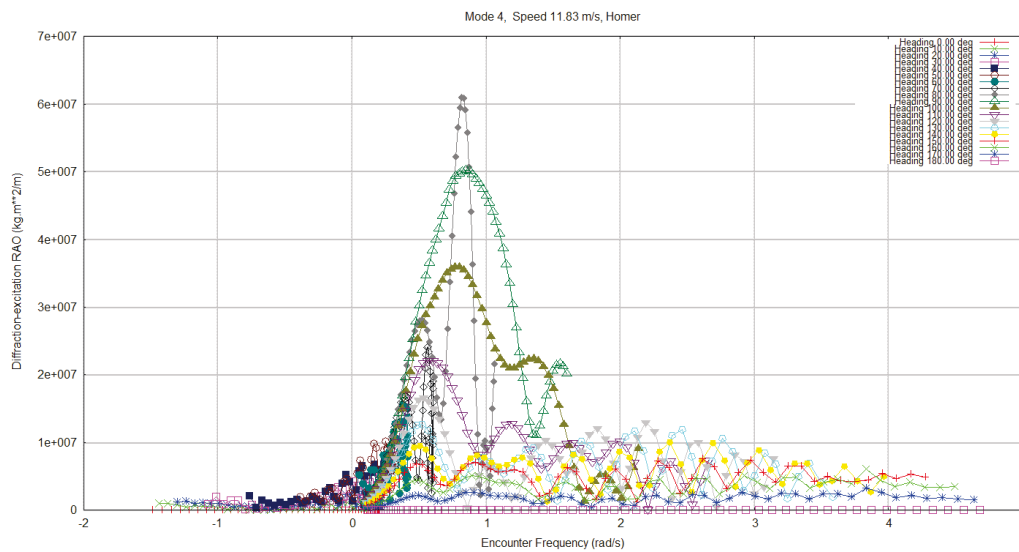


Figure 53. Coefficients d'excitation du mode de roulis (mode 4) en fonction de la pulsation de rencontre, toutes incidences calculées. Houle incidente.

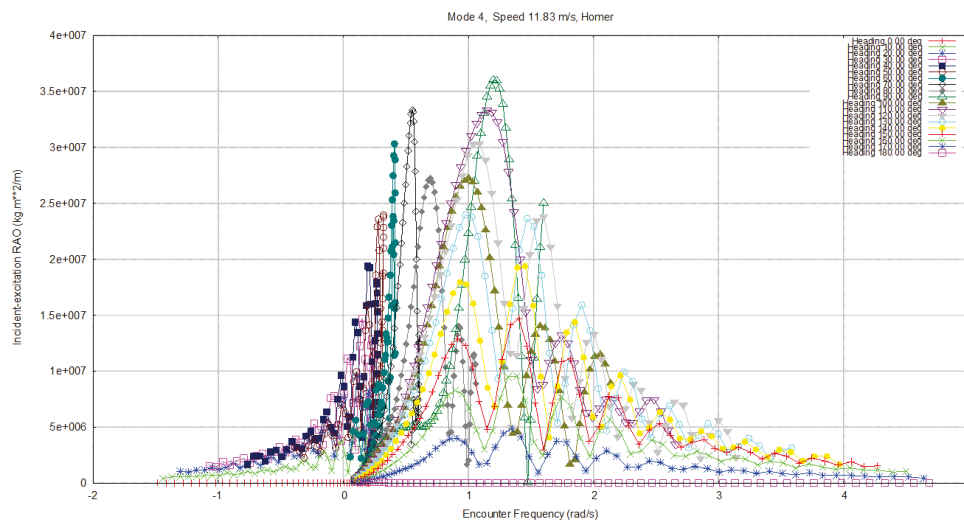


Figure 54. Coefficients d'excitation du mode de roulis (mode 4) en fonction de la pulsation de rencontre, toutes incidences calculées. Houle diffractée.

Une fois ces vérifications effectuées, et que l'on peut conclure que le calcul semble correct ; on poursuit la procédure HOMER2®.

On poursuit l'analyse avec les RAOs de mouvement modaux i.e. fonction de transfert ou réponse à une houle unitaire.

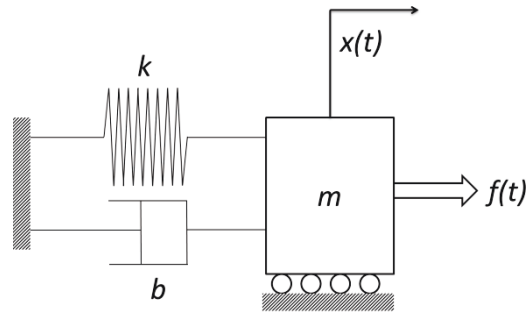


Figure 55. Système linéaire masse-ressort amorti à 1 degré de liberté.

b. Réponse modale de mouvement

A basse pulsation de vague le navire est petit devant la longueur d'onde ; il « bouchonne » et suit la houle. En revanche pour les hautes pulsations, rien ne se passe, les mouvements sont quasi-nuls.

L'étude mode par mode des RAOs de mouvement peut être bien illustrée par l'analogie avec un système mécanique masse-ressort amorti (ou non) à un degré de liberté :

Considérons le système linéaire de la Figure 55 excité par un signal harmonique :

$$f(t) = F(\omega)e^{i\omega t} \quad (95)$$

La masse m étudiée satisfait l'équation de mouvement :

$$m\ddot{x}(t) + b\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (96)$$

Soit dans le domaine fréquentiel en posant :

$$x(t) = X(\omega)e^{i\omega t} \quad (97)$$

On aboutit à :

$$(-m\omega^2 + ib\omega + k)X(\omega) = F(\omega) \quad (98)$$

La réponse de ce système, en régime permanent, est un mouvement harmonique de même fréquence ; c'est une grandeur complexe dont la fonction de transfert est :

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{(-m\omega^2 + ib\omega + k)} \quad (99)$$

On rappelle que la pulsation propre du système non amorti est :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (100)$$

La pulsation de rencontre pouvant être positive ou négative, les résonances vont se rencontrer à :

$$|\omega_e| = \omega_0 \quad (101)$$

A partir de (99) on comprend les conséquences des 3 cas suivants :

- Mouvements avec $b \gg 0$ et $k \neq 0$ (cas du pilonnement et du tangage) : pas de pic marqué, réponse tendant vers 0 en haute pulsation.
- Mouvements avec $b \approx 0$ et $k \neq 0$ (cas du roulis et tous les modes élastiques) : deux pics se produisent à $|\omega_e| = \omega_0$.
- Mouvements avec $k=0$ (cas du cavalement, embardée et lacet) : lorsque l'on considère la fréquence de rencontre nulle, les amplitudes de réponses de ces modes tendent vers l'infini.

Ainsi pour chaque réponse modale, les deux pics constatés sur les diagrammes tracés en pulsation de vague sont bien des valeurs égales en valeur absolue de pulsation et correspondent aux résonances des modes associés. De plus, cette valeur est constante en fonction de l'incidence : c'est pourquoi les pics des résonances épars sur les diagrammes tracés en pulsation de vague se regroupent autour d'une valeur unique sur les diagrammes en pulsation de rencontre, qui correspond à la résonance du mode.

Pour illustrer ces points la Figure 56 ci-après présente les fonctions de transfert des mouvements modaux des modes de corps rigide en pulsation de vague (colonne de gauche) et en pulsation de rencontre (colonne de droite).

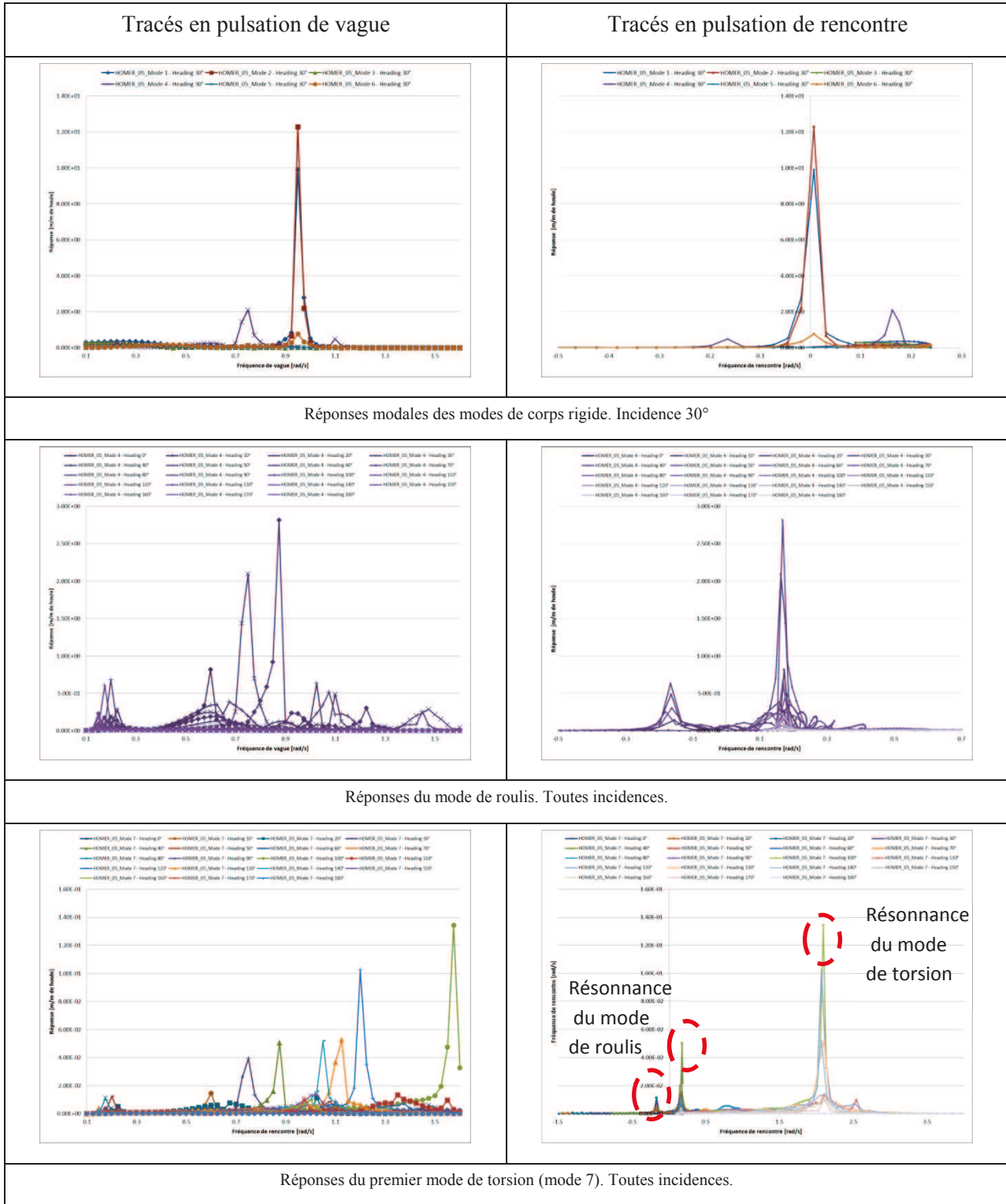


Figure 56. Exemples de fonctions de transfert de mouvements modaux.

Les modes de roulis et les modes de torsion, comme le mode 7, sont particulièrement intéressants pour illustrer les différents points évoqués ci-dessus.

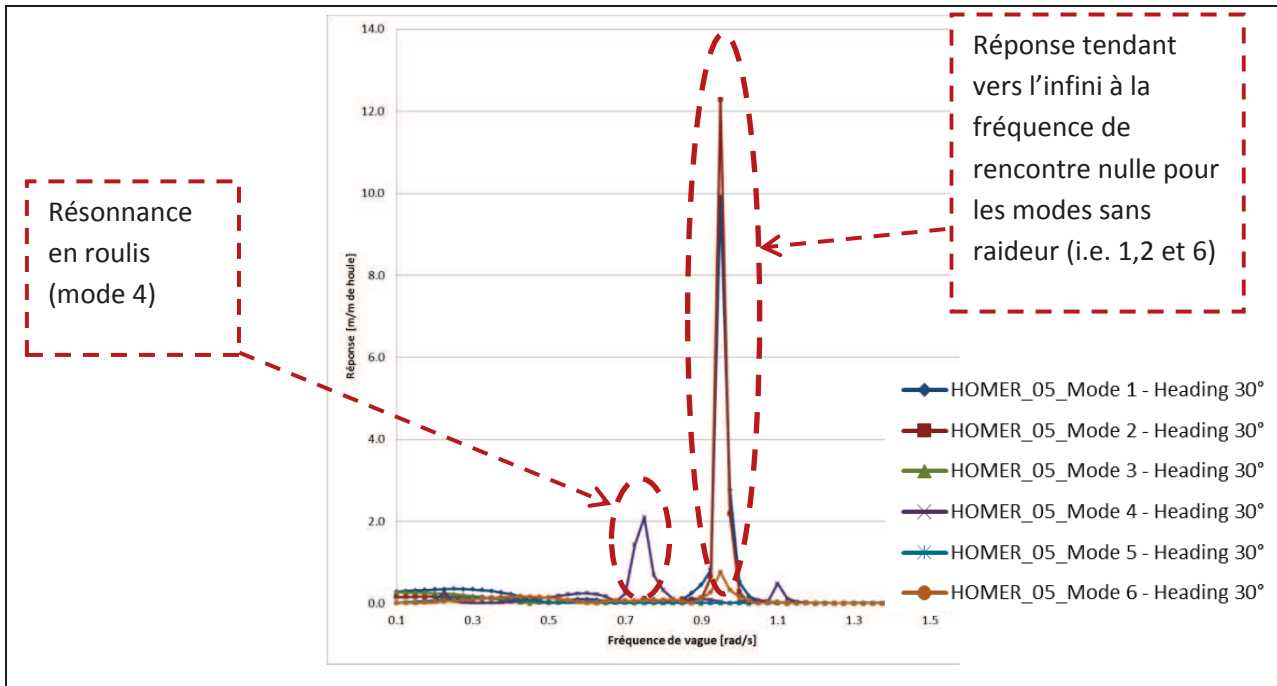


Figure 57. Fonction de transfert de mouvement des modes de corps rigide.

A 30° d'incidence il y a un pic à 0.75rad/s sur la RAO de roulis, comme on le voit nettement sur la courbe violette de la Figure 57.

On retrouve bien ce pic sur le premier mode de déformation élastique en torsion (mode 7) présenté Figure 58 :

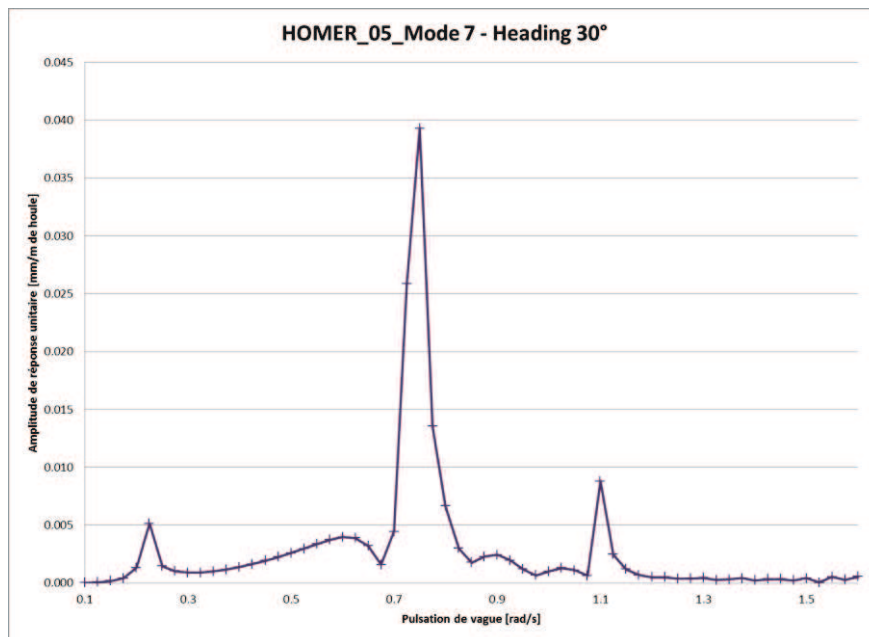


Figure 58. Fonction de transfert de mouvement du mode 7. 1^{er} mode élastique – torsion.

Incidence 30°, vitesse 11.83m/s.

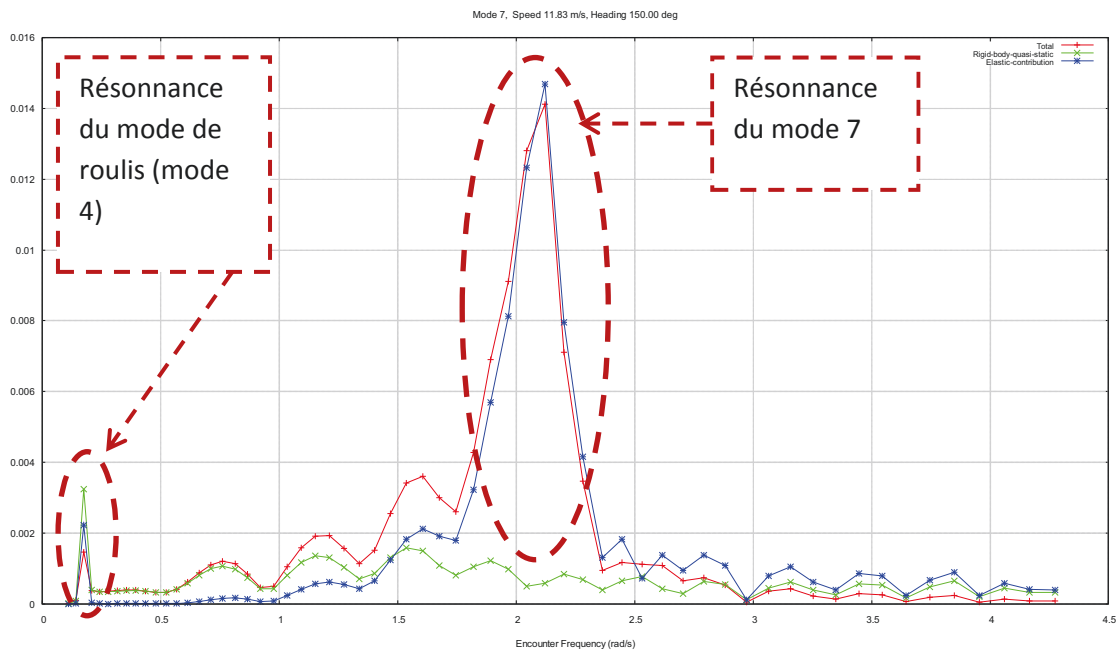


Figure 59. Fonction de transfert de mouvement du mode 7. 1^{er} mode élastique – torsion.
 Contributions totale (rouge) élastique (bleu) et quasi-statique(vert) pour une houle d'incidence de 30°.

Les résultats permettent enfin, d'apprécier la décomposition entre la contribution élastique et le mouvement de corps rigide.

On peut faire à ce niveau, une remarque importante : loin de la résonance, la réponse totale est bien la somme de la contribution élastique et du mouvement de corps rigide car la réponse est en phase avec l'excitation. Mais au-delà de la résonance, la réponse est en opposition de phase avec l'excitation, et la réponse totale est alors la différence entre la partie élastique et la partie de corps rigide. La Figure 59 en est une bonne illustration.

Pour traiter plus rapidement les fichiers de RAO de mouvement (ou autre similaire) et automatiser le processus, je développemement une routine sous Microsoft®VBA.

Les données d'entrée sont celle des fichiers de RAO générés par HOMER2®. Les étapes suivantes sont automatisées :

- reconstruction d'une feuille Microsoft® Excel formatée,
- tri et filtrage automatique,
- génération de graphes
- Export des graphes Microsoft® Excel vers Microsoft® Powerpoint

Pour résumer :

Le calcul modal initial fait avec Femap/Nastran® a permis d'obtenir 16 modes : 6 modes de corps rigides et 10 modes élastiques. D'après ce calcul l'on a pu extraire via les déplacements nodaux, les mouvements et allongements modaux correspondants à la position et la dimension du capteur de type long based strain gage N°6 (LBSG6) installé sur le navire au niveau du passageway, cloison N°85 tribord au droit de l'avant de la cale cargo N°6.

Après avoir analysé les RAOs de mouvement, ce qui nous intéresse in fine, c'est de comparer les résultats via les RAOs d'allongement de la LBSG6 : pour les maillages grossiers (coarse) complet et extrait ainsi que pour les deux maillages fins.

Les étapes suivantes que l'on effectue avec HOMER2® permettront in fine, de comparer les résultats de 2 calculs de réponse pour lesquels la charge est identiquement limitée à un nombre fini de modes (6 modes rigides + 10 modes élastiques dans le cas de cette étude) :

- Soit on considère la réponse hydroélastique à une approche modale finie (tronquée à 10 modes élastiques dans notre cas), on parlera de réponse modale.
- Soit les charges sont réappliquées à un modèle éléments finis pour en calculer la réponse dite complète.

L'approche « quasi-statique » d'HOMER2® tient donc compte de l'application des charges dues à une houle donnée sur un modèle structure comportant plusieurs dizaines de milliers de degrés de liberté. L'hypothèse en arrière-plan est que : nonobstant le fait que c'est un comportement structurel tronqué qui est utilisé pour calculer les charges, il est considéré que ça n'influence pas ces charges et donc pas non plus la réponse complète.

Ainsi, les résultats de réponse de l'approche complète sont donnés en considérant tous les degrés de liberté du modèle. L'approche modale en revanche, limite la réponse à un nombre donné (10 pour cette étude) de modes élastiques.

Dans le cadre de l'étude présentée dans ce document, il n'est pas considéré de calcul de réponse impulsif de type whipping. La réponse de la structure à ces phénomènes est alors complètement dynamique ; la non-stationnarité impliquera un calcul dans le domaine temporel et non plus fréquentiel.

Grâce aux calculs effectués avec HOMER2®, on a pu obtenir la réponse structurelle à un ensemble d'excitation défini par un triplet (pulsation de vague, incidence, vitesse du navire). Cet ensemble de réponses permet de construire plusieurs fonctions de transfert linéaires ou LTF (Linear Transfer Functions). Il s'agit de fonctions de transfert qui, pour différentes quantités (mouvement, déplacement,

contraintes globales ou locales) indiquent la réponse du paramètre considéré à une houle monochromatique de hauteur unitaire. Pour une vitesse donnée on a une RAO de mouvement par incidence et par mode.

La réponse modale de la structure est calculée sur une base de N modes élastiques. Pour chaque mode i l'allongement modal de la LBSG (i.e. la différence des vecteurs de déplacements modaux des extrémités de la LBSG projetée sur son axe) est donné par le réel h^i . Pour une incidence β , une pulsation de houle ω et une vitesse navire V données, la valeur de la LTF d'allongement total $\{H\}(\omega, \beta, V)$ est donnée par la combinaison linéaire des allongements modaux h^i et des LTFs de déformée modale $\xi_i(\omega, \beta, V)$ de la structure. De la même façon que dans (89) on a :

$$\{H\}(\omega, \beta, V) = \sum_{i=1}^N \xi_i(\omega, \beta, V) h^i \quad (102)$$

Ainsi pour calculer la RAO d'allongement total il faut calculer :

$$\|\{H\}(\omega, \beta, V)\| \quad (103)$$

Après calculs, les comparaisons de ces RAOs nous permettent donc de comparer les deux approches, modale et directe. De plus on dispose de 4 maillages d'étude : un maillage grossier sur le navire complet et sur la zone extraite de la LBSG6 et deux maillages raffinés de cette même zone.

Avant d'interpréter toute différence il est important de vérifier que les modes HOMER2® et ceux utilisés lors du calcul modal sont strictement identiques.

Après HMFEM on vérifie la cohérence dans la transmission des modes du modèle coarse aux modèles fins. On vérifie également les masses des modèles entre les sorties de calculs HOMER2® et les propriétés du même modèle dans FEMAP®.

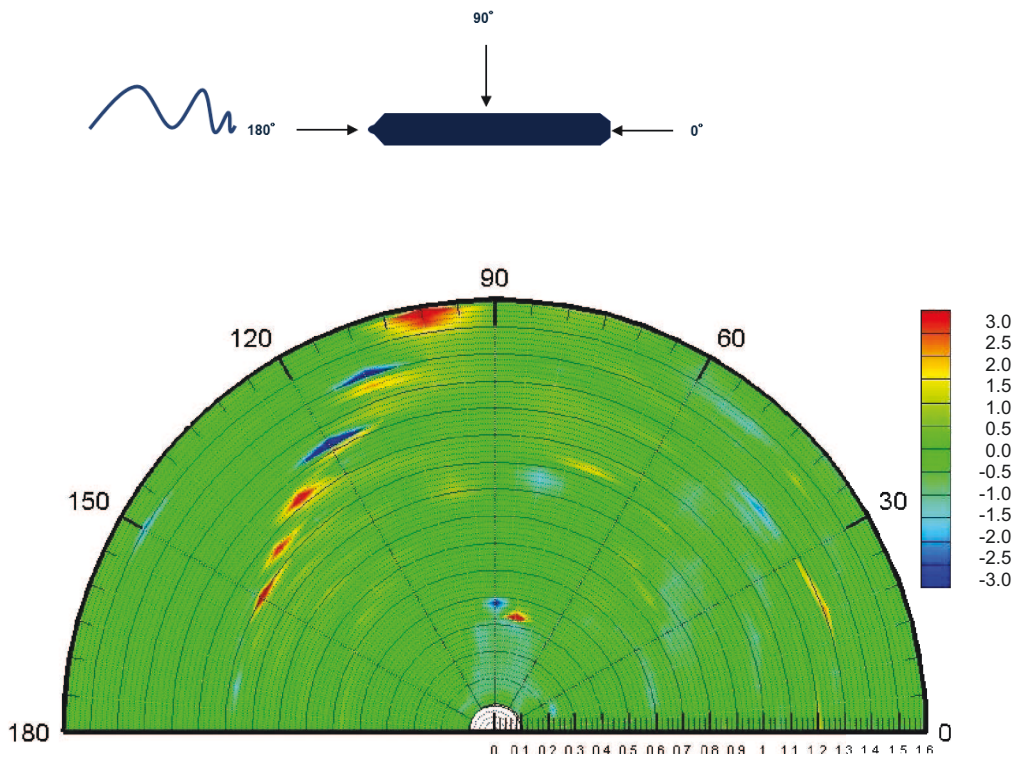


Figure 60. Différence en [%] entre RAOs d'allongements fine WOR et fine R

A l'issue des premières évaluations modales, réalisées avec la procédure top-down et MOE® des différences significatives entre les deux maillages fins (avec et sans éléments rigides) étaient observées. En revanche, après avoir exécuté HOMER2® on obtient une réponse à une série de houles monochromatiques.

On notera que l'approche quasi-statique d'HOMER2® calcule des contraintes élémentaires et non des déplacements nodaux. Il nous faut donc introduire dans le modèle un élément fini qui va permettre de calculer les contraintes axiales. On récupère les allongements axiaux correspondants. On introduit donc un élément fini de type barre ou ROD. Bien entendu cet élément ne doit avoir aucune contribution du point de vue mécanique. Je choisis un élément de section 10^{-6} mm^2 .

Une nouvelle comparaison est donc faite entre le maillage fin « fine R » où des éléments RBE3 sont utilisés au niveau du hatch coaming top et le maillage « fine WOR » où les déplacements sont interpolés entre les 2 nœuds les plus proches. Cette comparaison est synthétisée par les Figure 60 et Figure 61.

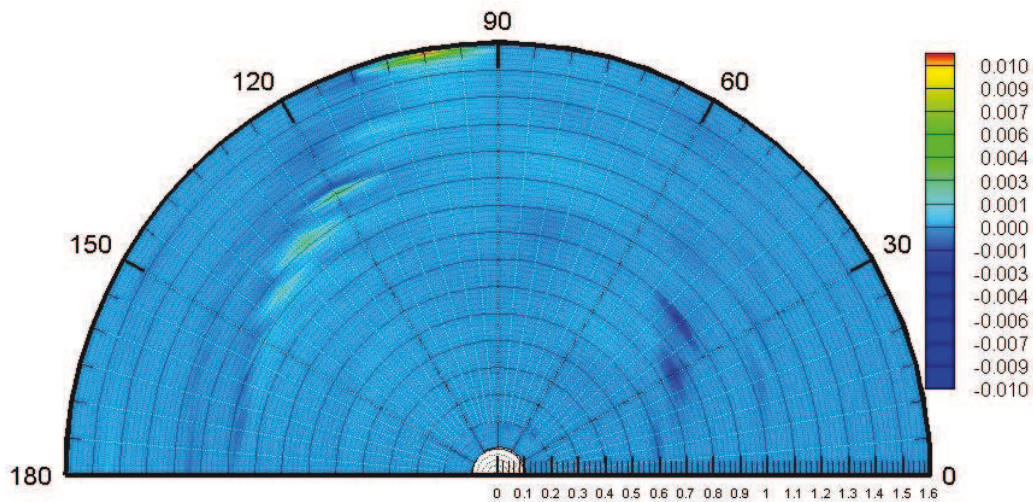


Figure 61. Différence en [mm/m] entre RAO d'allongements fine WOR et fine R.

Les différences maximales qui peuvent être observées sur la Figure 60 sont en fait de l'ordre de 3% avec des cas extrêmes à 6%. Il s'agit donc de différences nettement inférieures à celles observées au niveau du calcul modal du début d'étude. De plus, si l'on se réfère à la Figure 61, l'on voit nettement qu'en valeur absolue les différences entre les allongements calculés sur les réponses à la houle respectives du modèle fin sans élément rigide et avec élément rigide, sont négligeables. On se situe en effet au maximum, dans l'ordre de grandeur du 1/100^{ème} de mm/m de houle. La résolution de mesure des allongements effectuée par les capteurs de type LBSGs étant estimée à environ 10µm, l'étude peut donc raisonnablement être poursuivie en ne retenant qu'une seule des deux modélisations fines.

Etant donné que la configuration « fine R » semble, par rapport à la configuration « fine WOR » révéler des différences avec le maillage grossier légèrement supérieures (voir Figure 62 ci-après), c'est ce maillage qui est retenu pour la suite de l'étude.

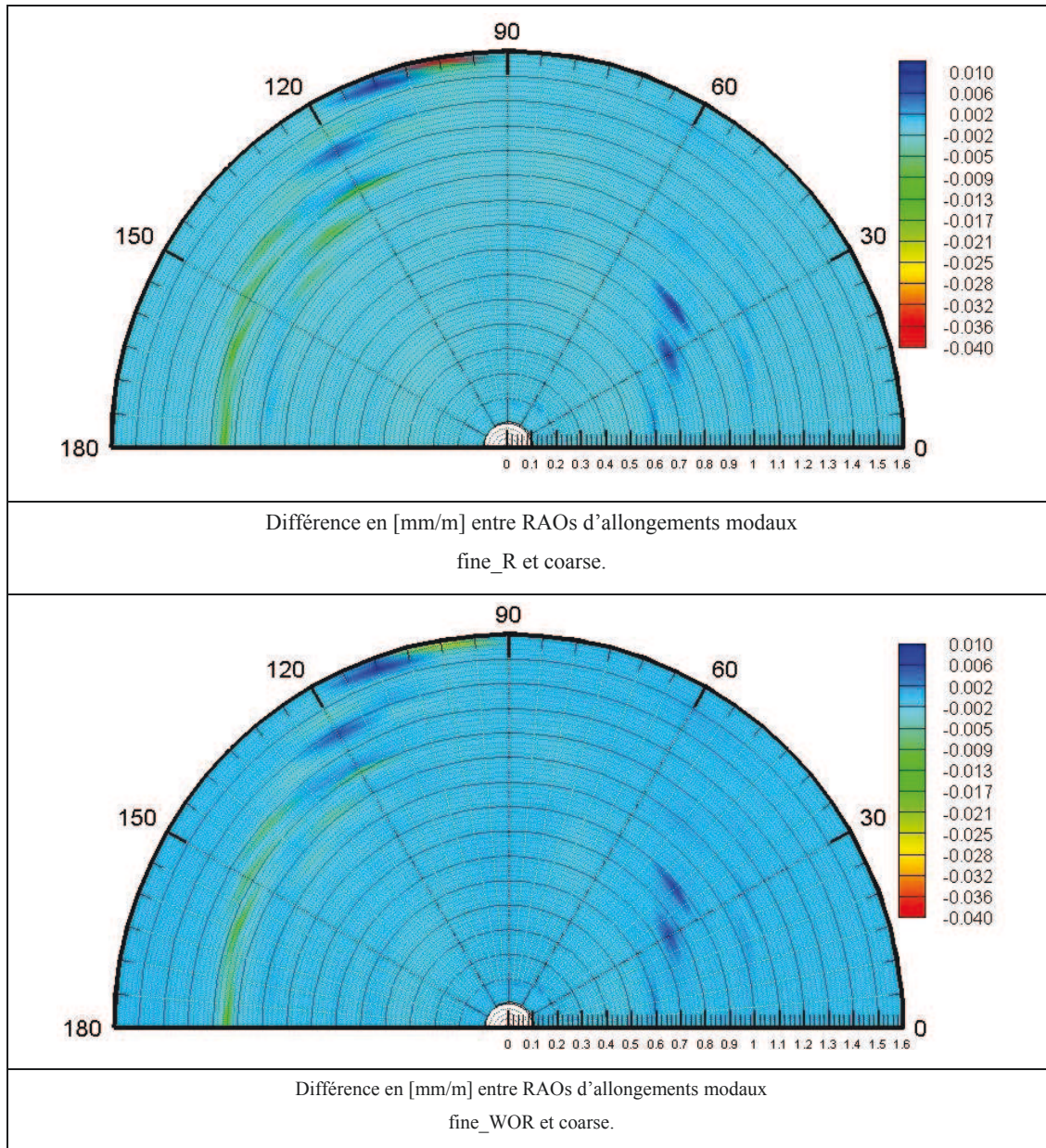


Figure 62. Comparaison des RAOs d'allongements entre maillages fins et grossier.

L'influence de la condition limite (au niveau du hatch coaming top) étant finalisée je poursuis l'étude avec deux axes de comparaison :

- L'influence du raffinement de maillage.
- L'influence de la troncature modale.

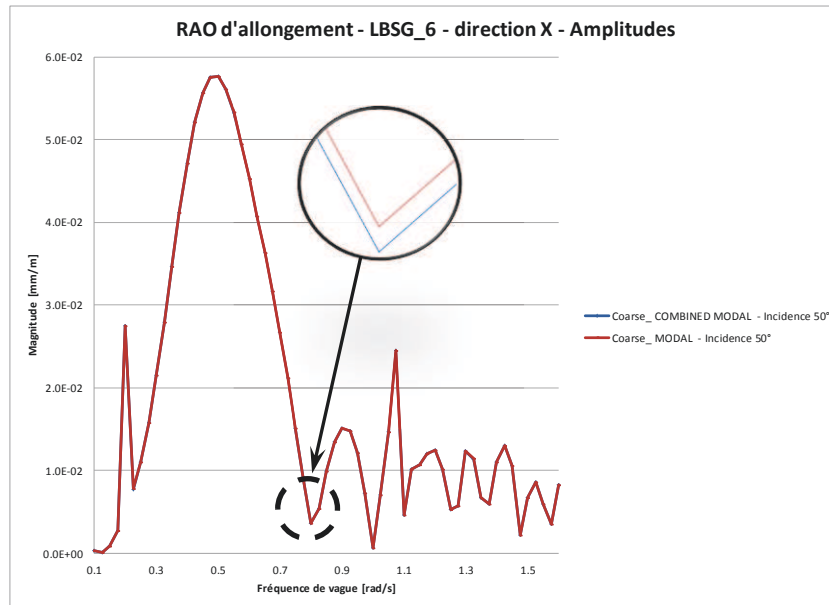


Figure 63. Comparaison des RAOs d’allongement sur le maillage grossier.
 Approches modales HOMER2®(MODAL) et FEMAP-MOE® (COMBINED MODAL).

Le premier axe de comparaison oppose donc le maillage grossier dit coarse avec le maillage raffiné « fine R ». Quant à l’influence de la troncature modale, elle est étudiée au travers des résultats de l’approche modale (objet de la première partie de cette étude) et de l’approche quasi-statique complète d’HOMER2®.

Les macros que j’ai développées sous Microsoft®VBA permettent de générer toutes les comparaisons mises en forme sous Microsoft®Powerpoint. Plusieurs exemples sont utilisés ci-après pour illustrer les analyses. Tous les graphes sont tracés avec une échelle fixe de 0.2mm/m de houle afin de pouvoir facilement, comparer visuellement les différentes incidences.

Concernant l’approche modale, une première comparaison peut être faite entre les valeurs issues d’HOMER2® et celles de la méthode combinée FEMAP®-MOE®. Les résultats issus des calculs sur le maillage coarse sont utilisés.

Les différences entre les deux méthodes sont négligeables : Un maximum de 0.08% est calculé, pour l’incidence 50° et pour la pulsation de vague 0.8 rad/s (Figure 63).

En conséquent, pour la suite des comparaisons l’approche modale HOMER2® est retenue.

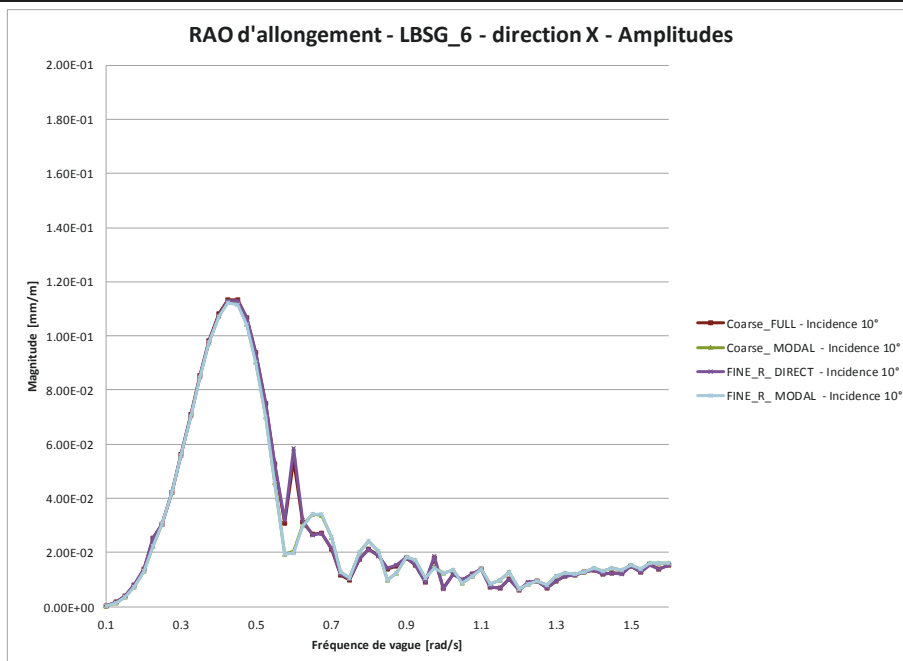
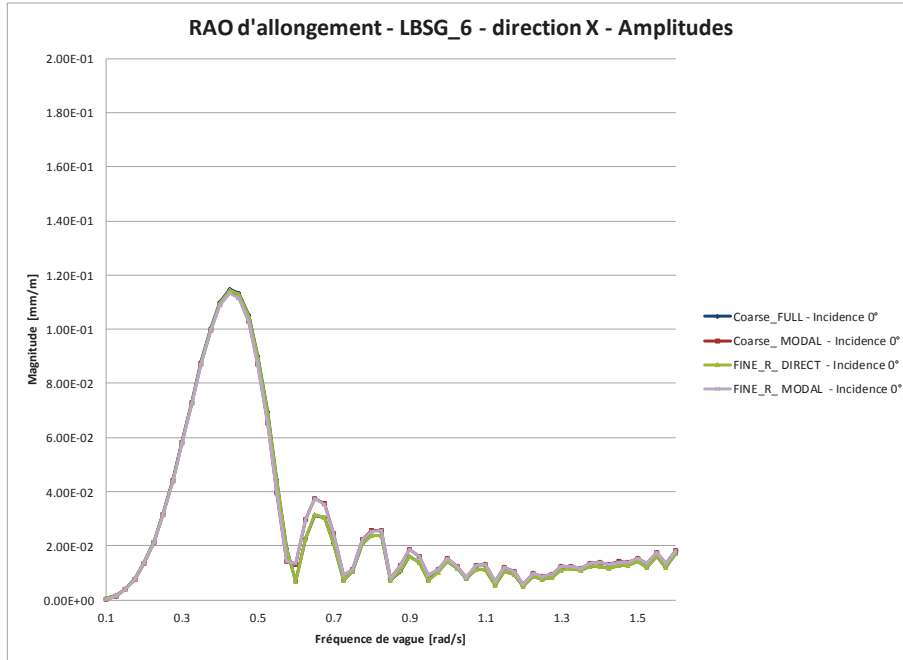
Des 4 configurations testées les graphes suivants sont extraits :

Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 0°(haut) et 10°(bas).

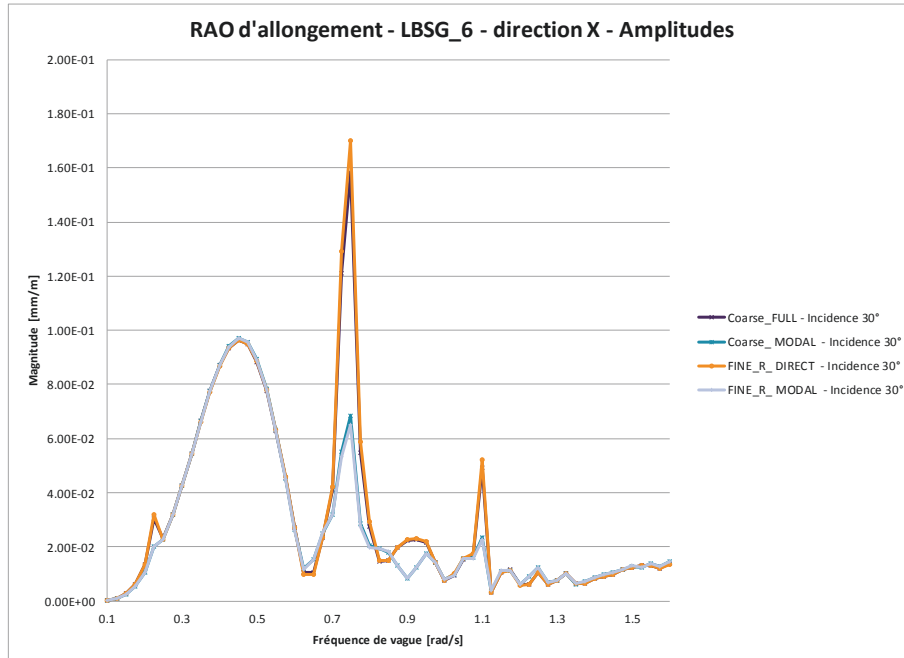
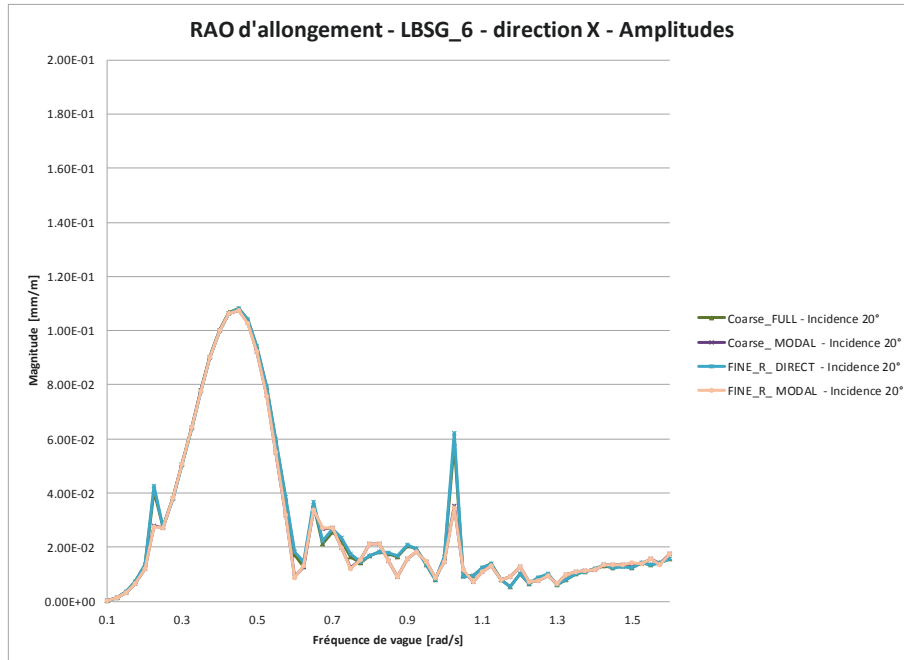


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 20°(haut) et 30°(bas).

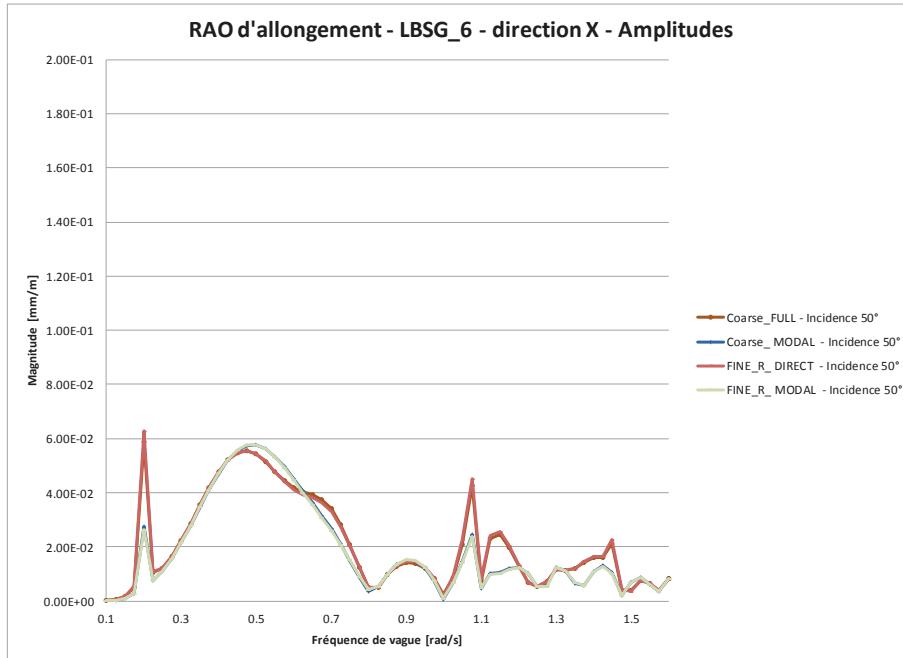
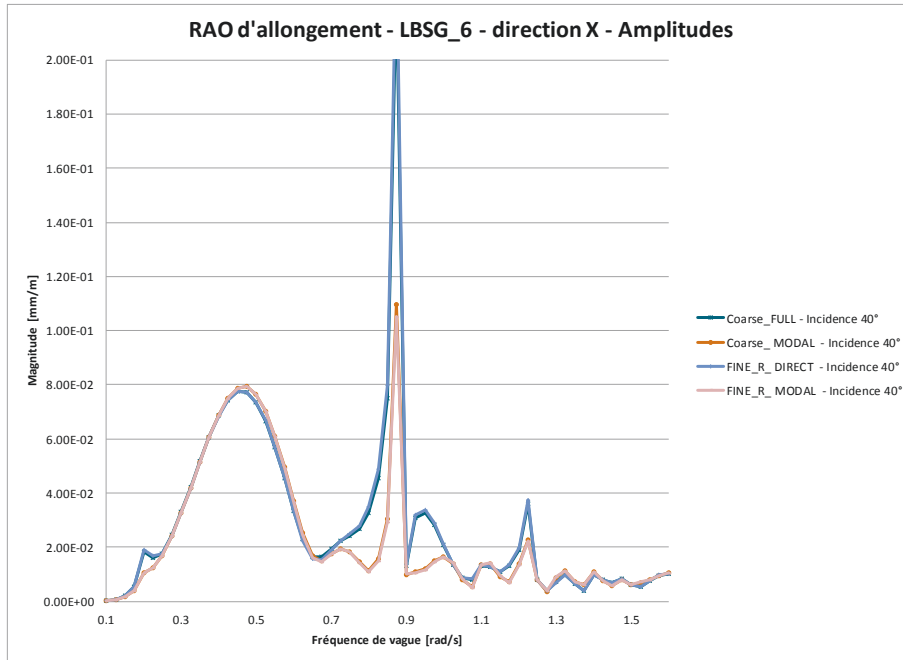


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 40°(haut) et 50°(bas).

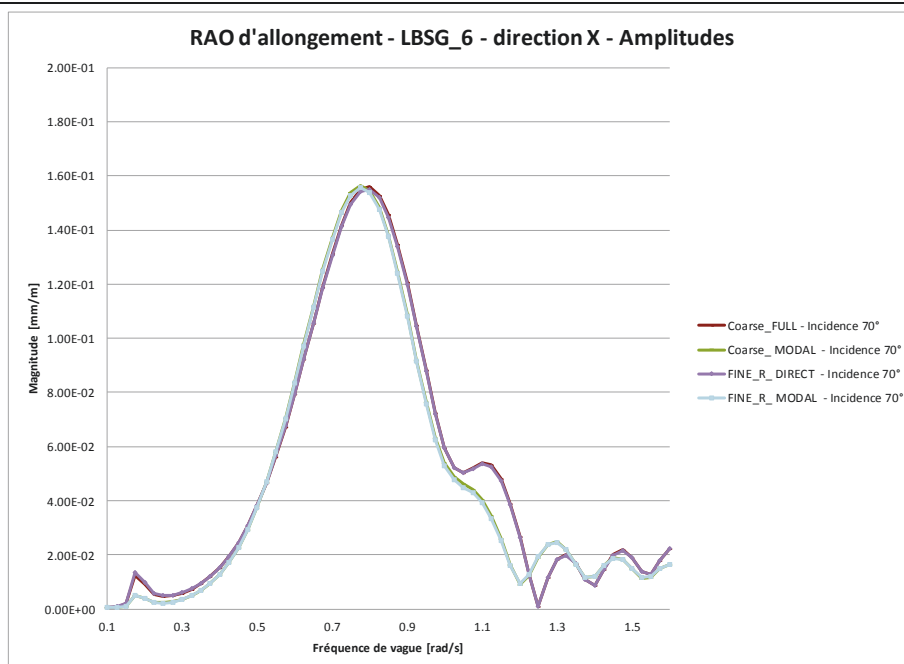
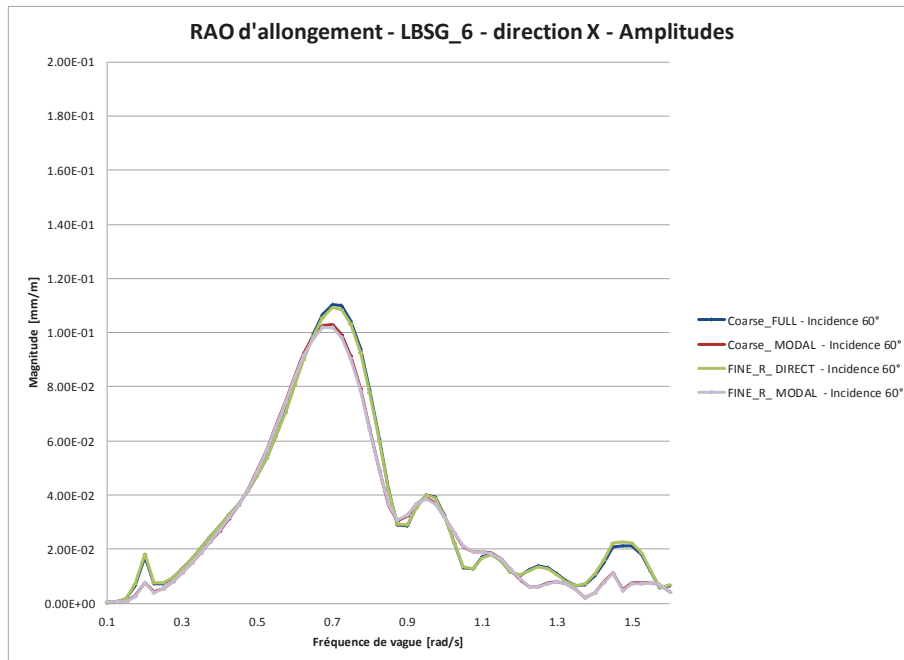


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 60°(haut) et 70°(bas).

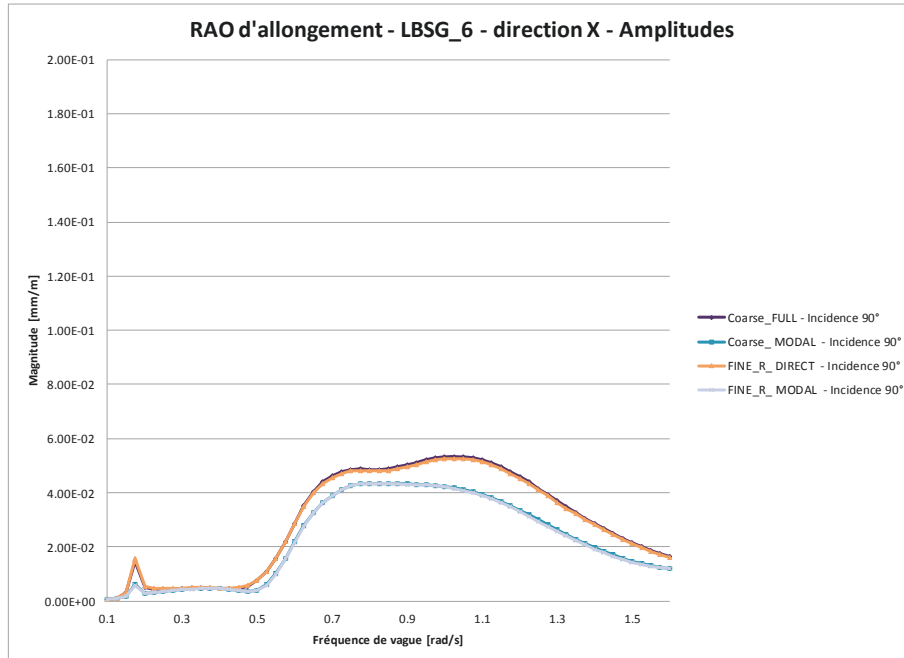
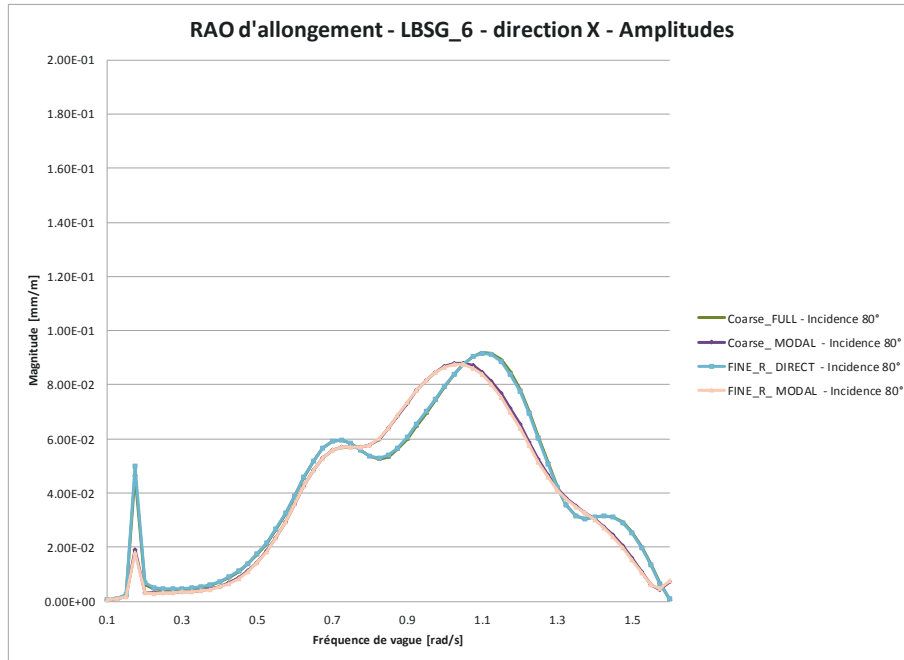


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 80°(haut) et 90°(bas).

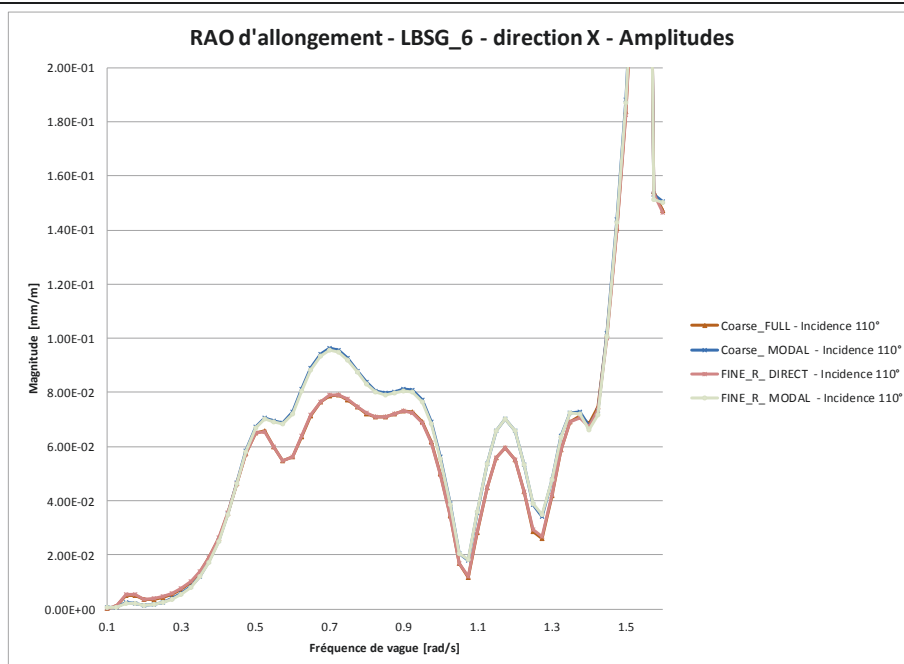
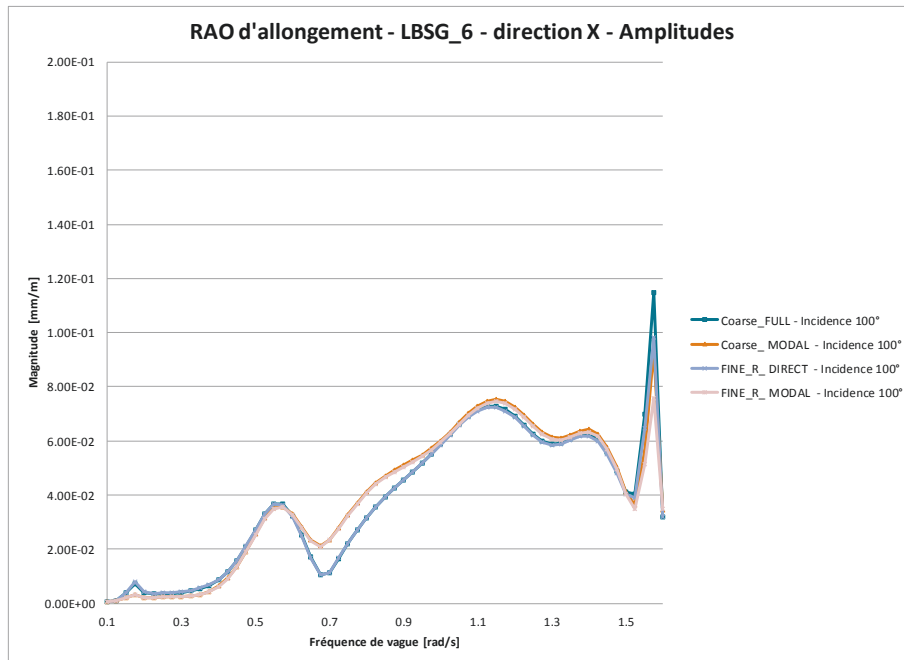


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 100°(haut) et 110°(bas).

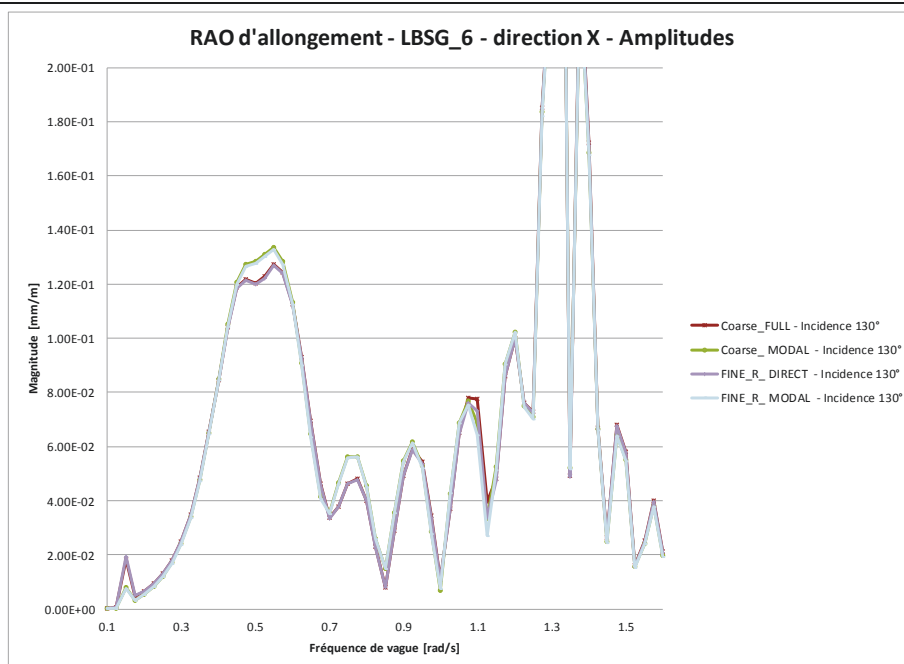
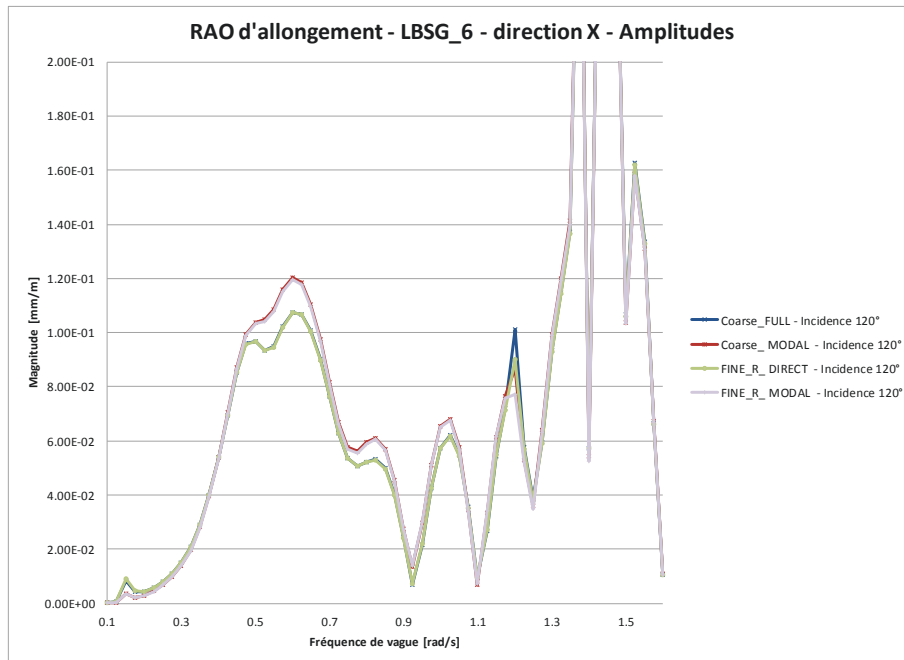


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 120°(haut) et 130°(bas).

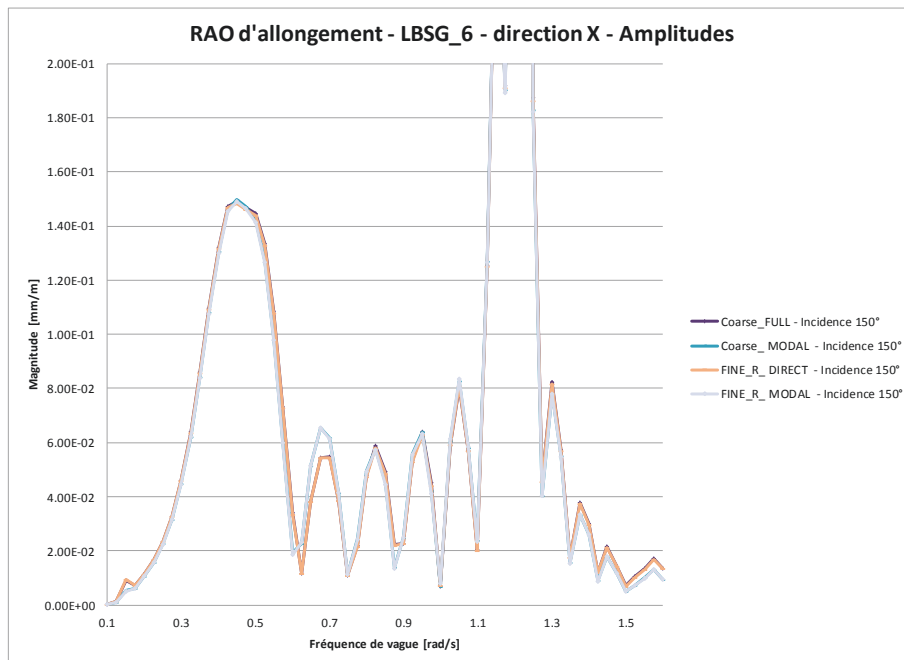
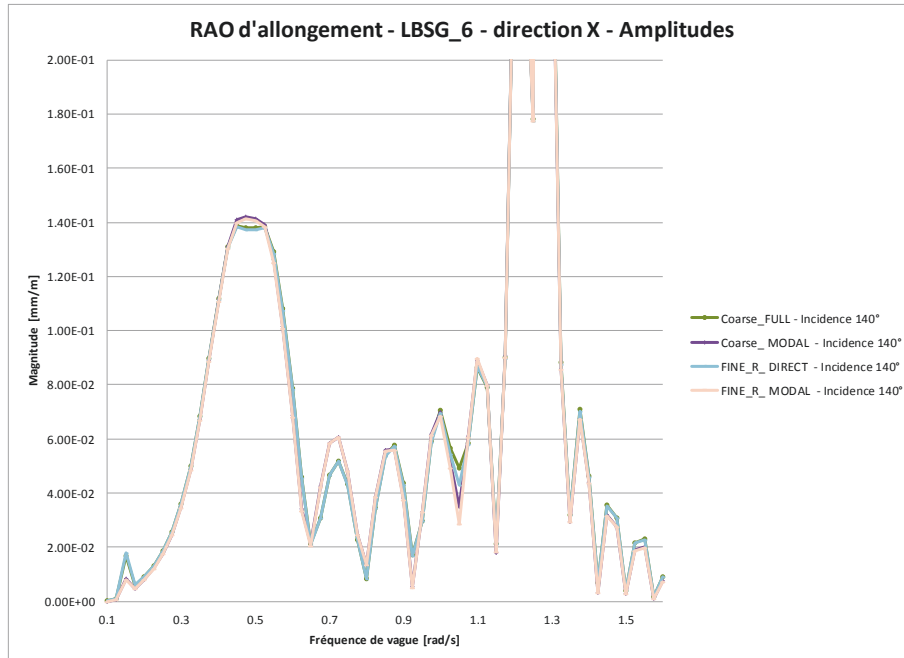


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 140°(haut) et 150°(bas).

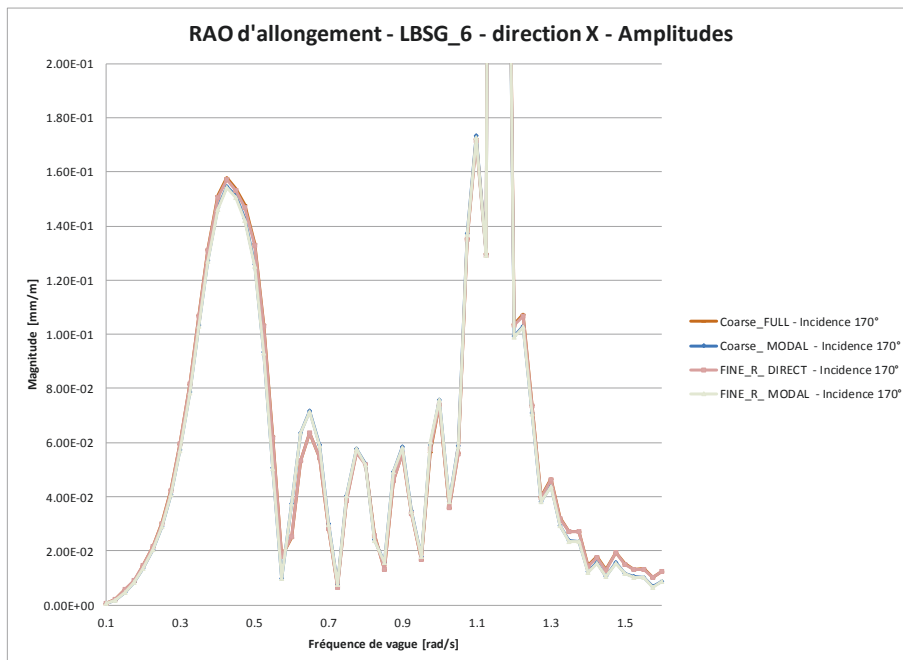
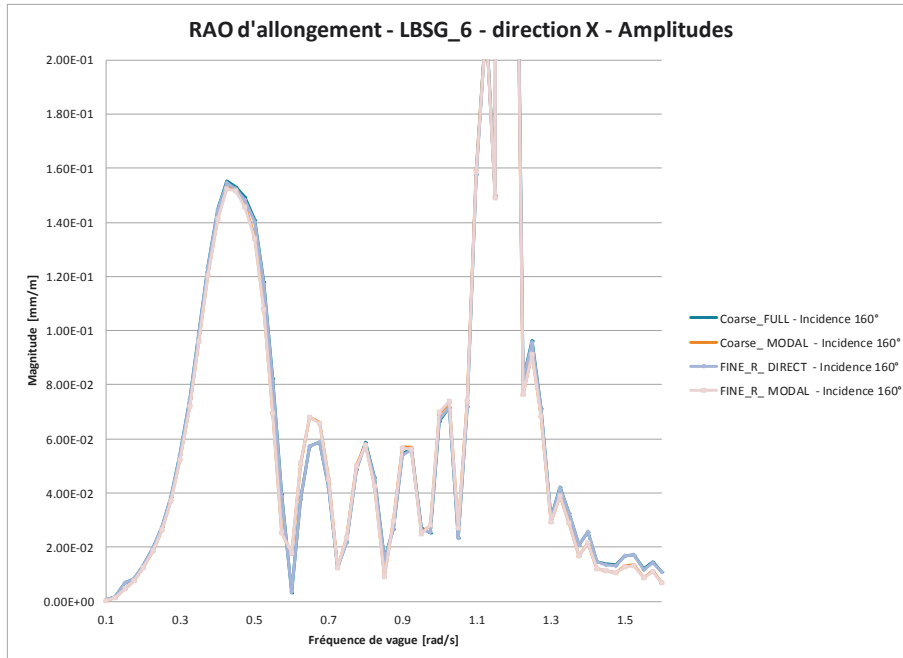


Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidences : 160°(haut) et 170°(bas).



Comparaison des RAO d'allongement.

Vitesse navire : 11.83m/s.

61 pulsations.

Incidence 180°.

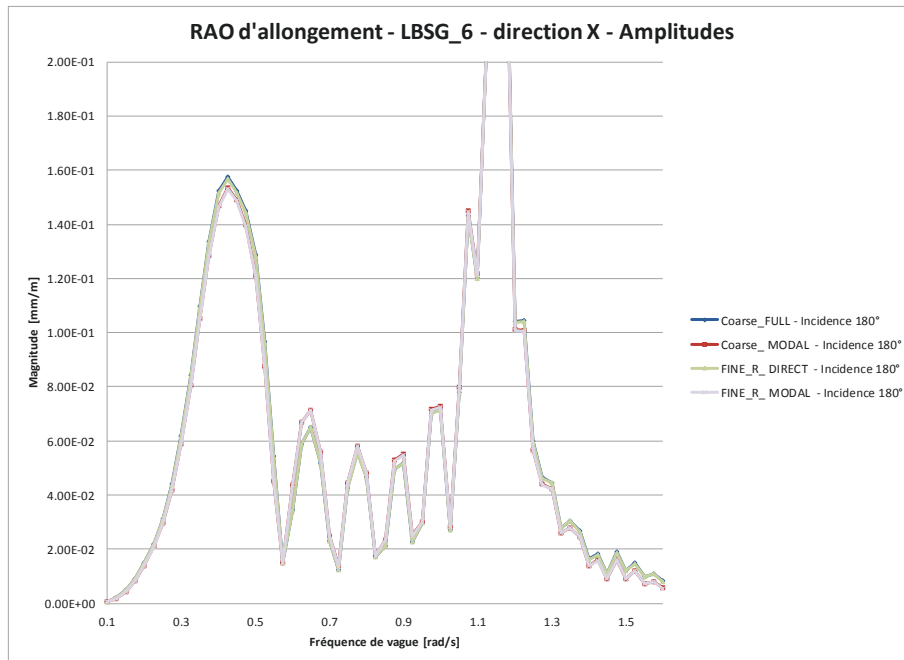


Figure 64. Comparaison des RAO d'allongements.
 Approches directe & modale ; maillages coarse & fine_R.

D'après les graphes de la

Figure 64 deux observations importantes peuvent être généralisées à l'ensemble des RAOs. :

- Quelle que soit l'incidence considérée les RAOs se scindent en deux groupes. Le premier regroupe les résultats de l'approche directe (nommée « full » sur les graphes) et le deuxième, ceux de l'approche modale (nommée « modal » sur les graphes).
- De plus, on peut donc observer pour chacun de ces groupes, que le raffinement ne conduit pas à des différences significatives.

Au regard des 19 RAOs présentées ci-dessus, l'approche modale présente visiblement des différences notables avec l'approche complète.

Certes pour les mers arrière (0°) et du dernier quart de face (140° à 180°) les différences de RAO d'allongement entre les résultats « full » et « modal » sont faibles.

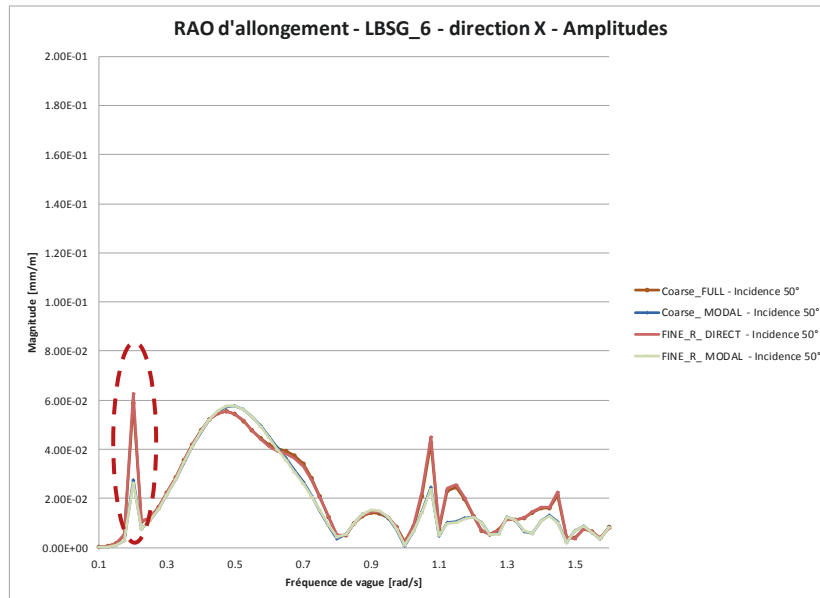


Figure 65. Comparaison des RAO d'allongements
 Approches direct & modale maillages coarse & fine_R
 Incidence 50°.

On note pour ces cas que les différences les plus importantes surviennent respectivement à une pulsation de vague de 1.05 rad/s pour l'incidence 140° et 1.0rad/s pour l'incidence 150°, avec des variations respectives de 17.9% et 17.5%. Ces valeurs sont à pondérer avec 2 arguments importants :

- En valeur absolue, l'ordre de grandeur des écarts est de 10^{-2} mm/m de houle soit $10\mu\text{m/m}$ de houle. Si l'on considère 1m de houle, nous sommes alors dans le même ordre de grandeur que la résolution de la mesure d'allongement, réalisées à bord avec les capteurs de déformation.
- Ces calculs ne considèrent pas d'amortissement visqueux (à fortiori de roulis). Or, par exemple pour ces cas précis, on se situe exactement aux pulsations de résonance respectives des modes de torsion (mode 7 et 8) pour lesquelles le roulis est très influent.

Pour les autres incidences on note des écarts bien plus significatifs entre les approches modales et directes pour plusieurs incidences et pulsations. On observe deux types d'écarts :

- des pics étroits aux variations d'amplitude maximum marquées, très localisés en pulsation,
- des variations moins marquées mais sur une large plage de pulsation.

Dans le premier cas, ces pics correspondent en fait aux résonnances qui dans cette étude ne sont pas amorties ; en revanche, dans la réalité, il existe un amortissement visqueux. On relève en particulier (ellipse de tirets rouges sur la Figure 65) sur plusieurs incidences, un pic aux environs de 0.125rad/s, où les écarts semblent marqués. En valeur relative la différence est de 477.2%. Notons cependant, qu'en valeur absolue, cela représente $35.2\mu\text{m/m}$ de houle.

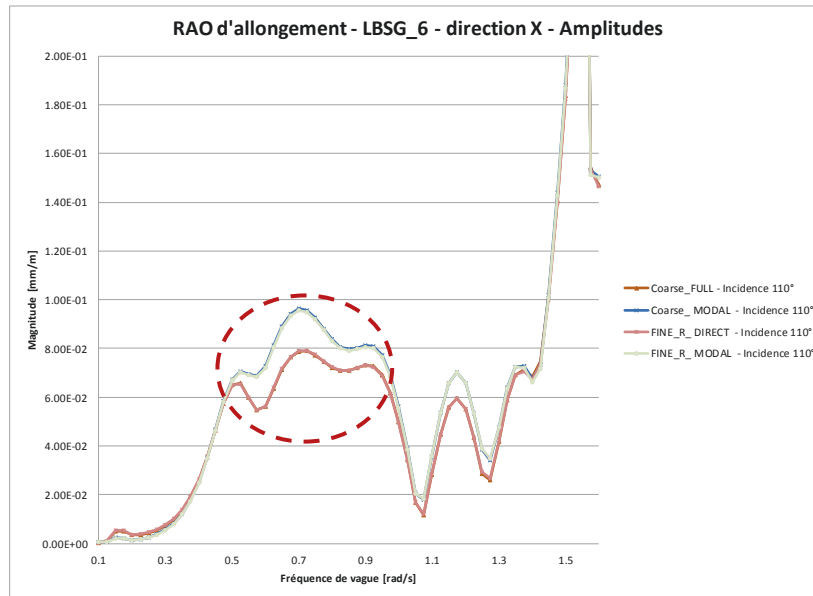


Figure 66. Comparaison des RAO d'allongements.
 Approches directe & modale avec maillages coarse & fine_R.
 Incidence 110°.

De plus, l'analyse des RAOs modales de mouvements nous permet de confirmer que cette pulsation correspond à la résonance du mode 4, de roulis, pour lequel aucun amortissement n'est considéré dans cette étude.

Pour illustrer le deuxième cas de différences on peut observer la Figure 66 (ellipse de tirets rouges), illustrant la comparaison des réponses en allongement pour une incidence de 110°. Au maximum, un écart de 17.8% est calculé, représentant une variation de 17.1µm/m de houle. Il est ici important de noter que l'approche modale surestime la réponse par rapport à l'approche complète.

Ces derniers écarts sont plus problématiques et nécessiteraient des investigations supplémentaires.

6.5.1 Conclusions intermédiaires

Au stade de cette présente étude il peut être conclu à partir des calculs des RAOs d'allongement effectués au niveau de la LBSG6 que le raffinement de la zone investiguée ne présente pas de différences notables avec le maillage grossier.

En revanche, l'approche modale où la réponse totale est tronquée à une base modale finie présente pour la plupart des incidences, des différences sur des plages larges de pulsation de vague. On aura également noté des variations très marquées au niveau des résonnances mais la non-prise en compte d'amortissement visqueux nous incite à relativiser les résultats à ce niveau. Ne pas prendre en compte d'amortissement revient à être conservatif. De nouveau calculs paramétriques conduits par une variation

d'amortissement visqueux seraient intéressants et permettrait une approche pragmatique partielle de calibration du modèle avec les mesures.

Au final, on peut conclure que la base modale utilisée dans l'approche modale cette étude soit 10 modes élastiques dont 3 modes de cloison transverses n'est pas suffisante. Il faudrait en effet considérer plus de modes pour inclure d'autres modes globaux. Le problème est que pour ce faire on va devoir inclure les modes de cloisons (de plus en plus nombreux) que l'on rencontre, ce qui augmenterait considérablement le nombre total de modes à retenir. Il y aurait un intérêt considérable à une autre façon de construire une base modale pour l'analyse des mesures.

En revanche, pour le calcul hydrostructure on peut s'affranchir de la troncature modale.

Avant de conclure cette étude j'ai tenu à reporter plusieurs idées qui ont émergé au fil des calculs et des analyses, et qui m'ont conduit à des calculs complémentaires mais néanmoins primordiaux dans la démarche globale de validation et de corrélation calculs-mesures.

7 Partie IV. Au sortir de l'étude : vers les comparaisons directes avec les mesures

7.1 Plus proche des conditions d'opérations : modèle « allégé »

Le rapprochement des hypothèses et autres configurations de calculs avec la réalité de l'exploitation du navire et des mesures a notamment conduit à évaluer l'influence d'un chargement différent. En effet, la situation globale du commerce international et les affrètements de container qui en découle est bien différente du cas pleine charge considéré dans cette étude. En effet, depuis sa livraison, le CMA-CGM Magellan n'a en fait pas dépassé les 60% de chargement cargo. La partie d'étude ci-après présentée reprend la même méthodologie que pour le modèle d'origine mais dans une configuration de chargement dite allégée. Je profite ici notamment de cette nouvelle configuration pour agir sur les conteneurs accrochés en partie haute de cale ; ceux-là même qui influençaient les résultats dans la procédure top-down modale (Cf. §6.4.2). Pour rapprocher la configuration du modèle global et des zones extraites je supprime les éléments masses et RBE3 attachés sur la partie haute. La conséquence directe attendue est une modification des fréquences propres. Pour étudier plus en profondeur l'influence des masses et éléments RBE3 symbolisant les conteneurs je supprime ceux qui sont liés à la partie haute des cales.

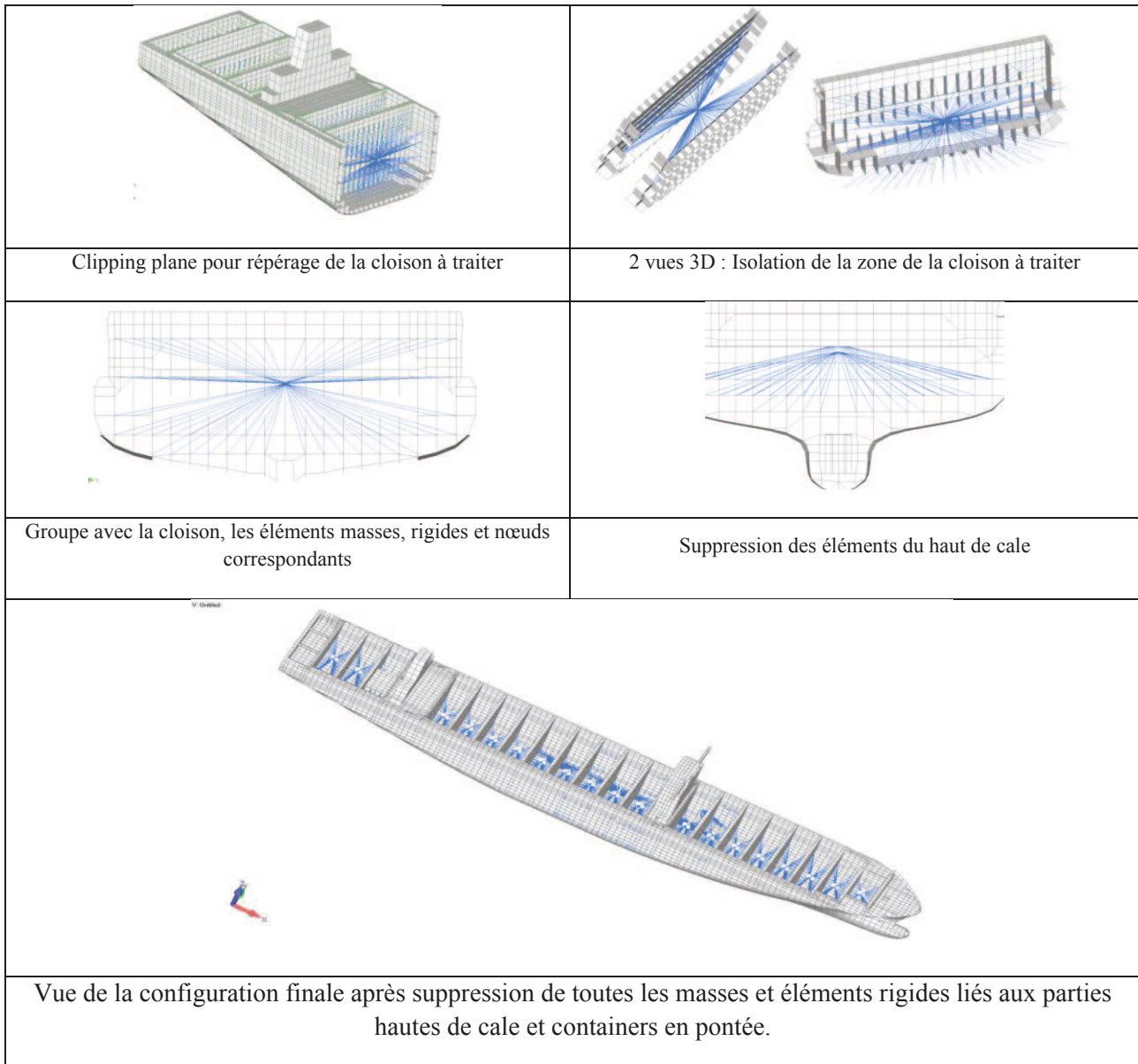


Figure 67. Principales étapes pour la configuration allégée.

De plus, dans ce nouveau modèle, les containers sont reliés aux cloisons transverses seulement en fond de cale. Enfin, les containers en pontée sont également supprimés. Une nouvelle configuration dite allégée est donc créée et étudiée.

Outre l'augmentation attendue des fréquences propres, liée au fait que l'on a supprimé de la masse sans modifier la raideur, il est également probable que les modes de cloisons apparaissent entre d'autres modes de comportement plus globaux. Les comparaisons entre ces deux modélisations, mode à mode, n'auront alors plus de sens.

Les différentes étapes de la méthode utilisée sont reportées sur la Figure 67.

Similairement à la partie §6.4.2 les calculs modaux selon la procédure top-down/MOE® sont exécutés. Les différences entre les maillages fins et grossiers sont de nouveau évaluées. Les fichiers d'interpolation pour MOE® sont identiques ; la suppression des liaisons RBE3 ne modifie en effet pas la numérotation des nœuds.

Ces modifications conduisent principalement à une modification de la masse totale comme détaillé dans les caractéristiques de masse et d'inertie ci-après :

- **Configuration originale**

Mass Center of Gravity in CSys 0
 Total Mass = 193348.2 X= 168803.5 Y= 2.847862 Z= 23470.56

Inertias about CSys 0 Inertias about C.G. in CSys 0
 Ixx = 1.9073E+14 Ixy= -2.524E+12 Ixx = 8.4217E+13 Ixy= -2.617E+12
 Iyy = 7.1409E+15 Iyz= -5.826E+9 Iyy = 1.525E+15 Iyz= -1.875E+10
 Izz = 7.0371E+15 Izx= 7.6458E+14 Izz = 1.5277E+15 Izx= -1.451E+12

Total Length (Line Elements only) = 121499653.
 Total Area (Area Elements only) = 1.9987E+11
 Total Volume (All Elements) = 3.9436E+12

- **Configuration « allégée »**

Mass Center of Gravity in CSys 0
 Total Mass = 132226.2 X= 169775.2 Y= 23.11475 Z= 15580.03

Inertias about CSys 0 Inertias about C.G. in CSys 0
 Ixx = 7.5873E+13 Ixy= -2.106E+12 Ixx = 4.3777E+13 Ixy= -2.625E+12
 Iyy = 4.777E+15 Iyz= 9.5758E+10 Iyy = 9.3367E+14 Iyz= 4.8139E+10
 Izz = 4.7627E+15 Izx= 3.5059E+14 Izz = 9.5145E+14 Izx= 8.3661E+11

Total Length (Line Elements only) = 121499653.
 Total Area (Area Elements only) = 1.9987E+11
 Total Volume (All Elements) = 3.9436E+12

On calcule donc, entre les deux configurations, une diminution de 31.6% de la masse totale et des variations d'inertie en référence au centre de gravité sont :

- Ixx : -48.02%
- Iyy : -38.78%
- Izz : -37.72%

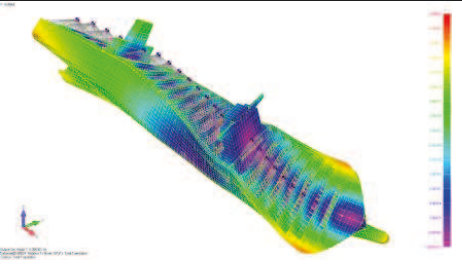
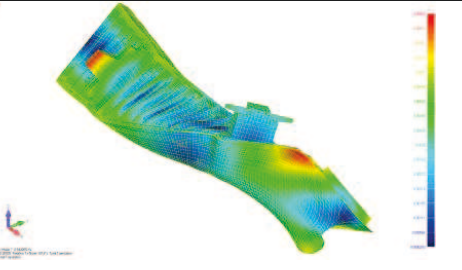
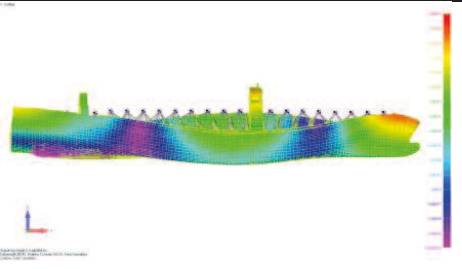
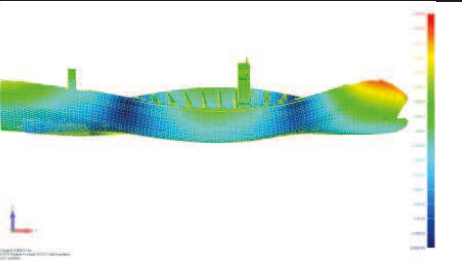
On notera également le changement des coordonnées du centre de gravité notamment verticalement, passant de 23.47m à 15.58m.

Cette deuxième modélisation est destinée à se rapprocher de conditions de chargement plus fréquemment rencontrées dans l'exploitation du navire. Dans la future exploitation des données de mesure et de comparaison avec les calculs, il restera cependant à vérifier les données réelles de chargement rencontrées.

Avec les résultats de cette nouvelle modélisation, l'on pourra analyser de manière identique, les différentes configurations de modèle et maillage.

Avant toute analyse détaillée il faut dans un premier temps, évaluer si les modes de déformation des deux calculs sont les mêmes. En effet, la nouvelle modélisation peut avoir comme conséquence que des modes globaux soient calculés entre les modes de cloison de la première modélisation et réciproquement.

Dans la Table 3 on retrouve pour les 10 modes élastiques de l'étude, les déformées de la modélisation originale et de la version allégée. C'est un moyen visuel assez rapide pour identifier les types de mode rencontrés (torsion, flexion, cloison...).

Modèle original	Modèle « allégé »
	
<p>1^{er} MODE ELASTIQUE 0.36Hz Premier mode de torsion</p>	<p>1^{er} MODE ELASTIQUE 0.54Hz Premier mode de torsion</p>
	
<p>2^{ème} MODE ELASTIQUE 0.44Hz Deuxième mode de torsion</p>	<p>2^{ème} MODE ELASTIQUE 0.66Hz Deuxième mode de torsion</p>

<p>3^{ème} MODE ELASTIQUE 0.58Hz Premier mode de flexion verticale</p>	<p>3^{ème} MODE ELASTIQUE 0.76Hz Premier mode de flexion verticale</p>
<p>4^{ème} MODE ELASTIQUE 0.83Hz Troisième mode de torsion</p>	<p>4^{ème} MODE ELASTIQUE 1.29Hz Troisième mode de torsion</p>
<p>5^{ème} MODE ELASTIQUE 1.13Hz Deuxième mode de flexion verticale</p>	<p>5^{ème} MODE ELASTIQUE 1.55Hz Deuxième mode de flexion verticale</p>
<p>6^{ème} MODE ELASTIQUE 1.19Hz Quatrième mode de torsion</p>	<p>6^{ème} MODE ELASTIQUE 1.94Hz Quatrième mode de torsion</p>

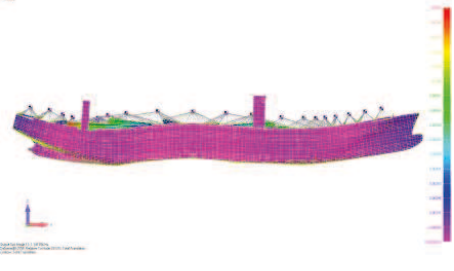
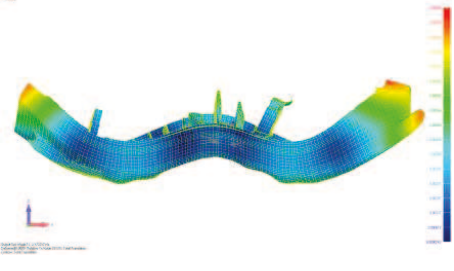
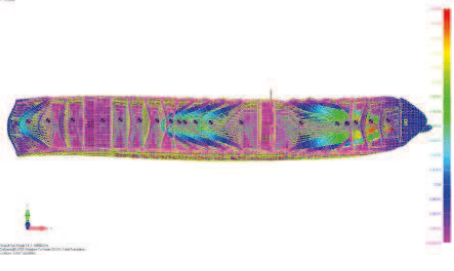
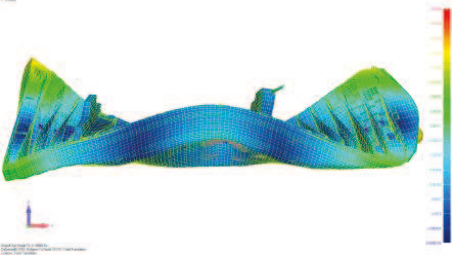
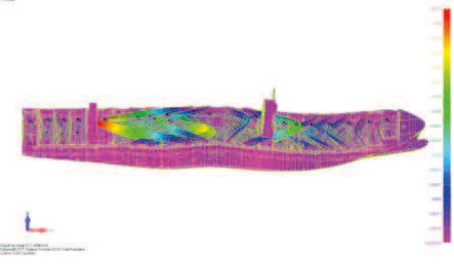
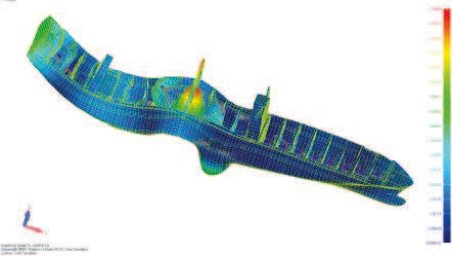

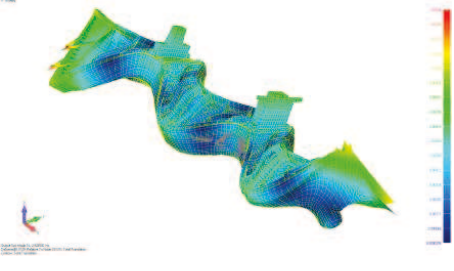
	
<p>7^{ème} MODE ELASTIQUE 1.34Hz Troisième mode de flexion verticale</p>	<p>7^{ème} MODE ELASTIQUE 2.17Hz Troisième mode de flexion verticale</p>
	
<p>8^{ème} MODE ELASTIQUE 1.39Hz Mode de traction-compression ? de cloison ?</p>	<p>8^{ème} MODE ELASTIQUE 2.19Hz Cinquième mode de torsion</p>
	
<p>9^{ème} MODE ELASTIQUE 1.42Hz Mode de cloison ?</p>	<p>9^{ème} MODE ELASTIQUE 2.43Hz Mode de cloison ?</p>
	
<p>10^{ème} MODE ELASTIQUE 1.49Hz Mode de cloison ?</p>	<p>10^{ème} MODE ELASTIQUE 2.53Hz Sixième mode de torsion</p>

Table 3. Comparaison des déformées entre le modèle original et le modèle allégé.

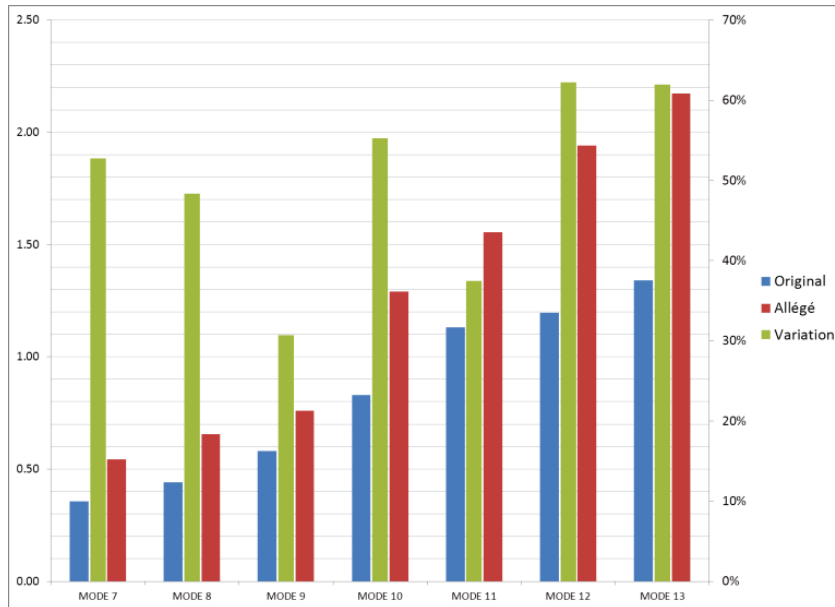


Figure 68. Evolution des fréquences propres de modes comparables (7 à 13) entre le modèle original et le modèle allégé.

	MODE 7	MODE 8	MODE 9	MODE 10	MODE 11	MODE 12	MODE 13	MODE 14	MODE 15	MODE 16
Modèle Original	0.356	0.442	0.581	0.831	1.131	1.196	1.342	1.387	1.425	1.487
Modèle Allégé	0.544	0.656	0.760	1.290	1.555	1.941	2.173	2.181	2.430	2.529
Variation	52.75%	48.34%	30.70%	55.25%	37.43%	62.24%	61.96%	57.29%	70.48%	70.10%

Table 4. Fréquences propres et variations pour les modes comparables (7 à 13) entre le modèle original et le modèle allégé.

Il apparaît donc que les 3 derniers modes de déformation ne sont pas les mêmes qui entrent en jeu selon la modélisation. Il faudra garder cette conclusion à l'esprit lors de l'analyse comparative entre les deux modélisations.

Après cette nouvelle analyse modale les fréquences propres sont donc sensiblement modifiées. Le graphe de la Figure 68 et la Table 4 correspondante rendent compte des changements.

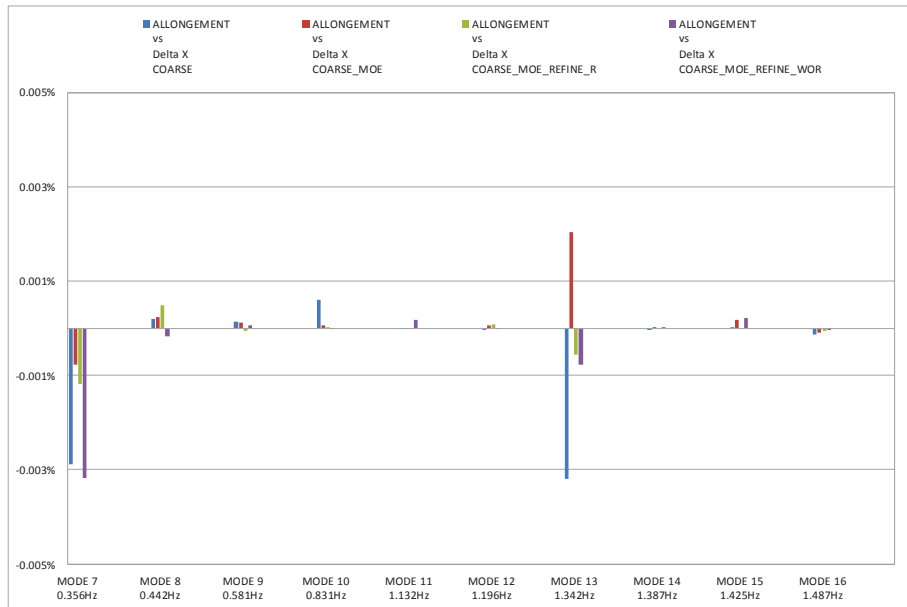


Figure 69. Comparaison des allongements 3D et longitudinaux pour le modèle allégé.
 Comparaison globale pour tous les modes élastiques et toutes les configurations exploitées.

Il est intéressant de noter que les ratios de fréquences propres des modes de torsion (modes 7, 8, 10 et

12) sont de l'ordre de grandeur du ratio : $\sqrt{\frac{I_{xx}^{original}}{I_{xx}^{allégé}}}$.

On notera que pour les modes de flexion, les ratios des fréquences propres sont légèrement supérieurs aux ratios des racines de moments d'inertie (ou de masses).

▪ **Evaluation du caractère unidirectionnel de l'allongement**

Cette évaluation est présentée pour la nouvelle modélisation allégée sur les graphes ci-après.

Le premier graphe (Figure 69) regroupe toutes les configurations calculées avec cette modélisation. Les graphes suivants détaillent les différentes comparaisons et sont directement suivies des comparaisons par configurations respectives entre les deux modélisations dites « originale » et « allégée ». Il faut garder à l'esprit que ces comparaisons ne peuvent être absolues en raison des différentes normalisations qui entrent en jeu dans les calculs modaux. On ne peut comparer que des ratios.

Les conclusions principales de ce deuxième calcul sont analogues à celles du calcul avec le modèle original : quelle que soit la configuration et le mode élastique considéré, la différence entre les allongements 3D et les allongements longitudinaux est négligeable. On constate cette fois, une valeur maximale de -0.0032% constatée pour le 7^{ème} mode élastique calculé sur le modèle complet, maillage grossier.

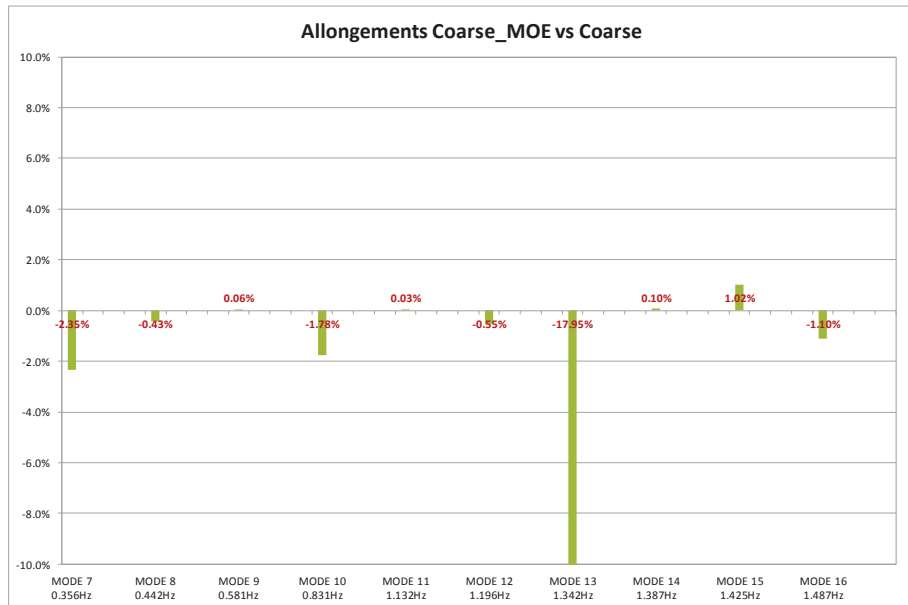


Figure 70. Comparaison des allongements 3D pour le modèle allégé.
 Comparaison pour tous les modes élastiques entre le modèle extrait et le modèle complet.

Cela confirme de nouveau, que l'on peut raisonnablement considérer uniquement les déplacements longitudinaux pour les comparaisons de résultats numériques et/ou avec les données de mesure.

▪ **Influence du top-down**

Comme précédemment, les différentes configurations de ce calcul sont évaluées en prenant l'allongement comme paramètre. Cependant, dans ce deuxième calcul, l'influence du passage du modèle global au modèle extrait (impliquant en première approche, de supprimer les éléments masse et RBE3 modélisant les conteneurs présents dans la cale) est différente puisque tous les conteneurs de la partie haute sont déjà supprimés dans le modèle complet. Rappelons que, lorsque je compare (Figure 70) les valeurs modales des deux calculs, seuls les 7 premiers sont comparables, car de même type. Même si les 4 derniers modes sont différents du calcul original on peut néanmoins noter les relatives faibles différences concernant ces modes pour ce nouveau calcul.

Pour compléter l'étude, il peut être envisagé de relancer le calcul allégé avec plus de modes élastiques, pour faire une comparaison des modes correspondants aux 8^{èmes}, 9^{èmes} et 10^{èmes} modes du modèle original.

La comparaison des allongements, entre le modèle extrait et le modèle complet, est présentée sur la Figure 70. Le graphe suivant (Figure 71) permet de voir l'évolution par rapport au calcul « original ». On notera que la variation maximale pour le 13^{ème} mode s'élevant à -17.95%. Par rapport au calcul original il y a une nette diminution sur le 5^{ème} mode (flexion verticale).

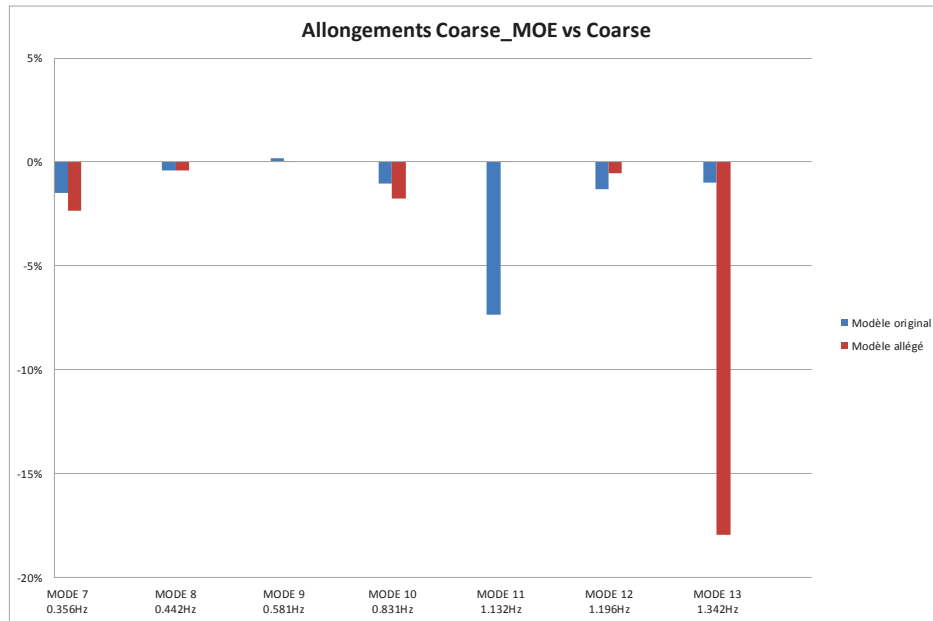


Figure 71. Comparaison des allongements 3D pour les 2 modèles : original et allégé.
 Comparaison pour tous les modes élastiques entre le modèle extrait et le modèle complet.

Tous les autres modes sont en-deçà de 2.5% avec des différences négligeables pour les 3^{ème} et 5^{ème} modes qui sont les deux premiers (deuxième flexion verticale). On note également que le sens (positif ou négatif) de variation entre les deux allongements calculés est identique.

Le dernier graphe de la Figure 71, permet principalement d’observer les variations d’écarts pour les 7 premiers modes comparables avec le calcul original :

- le 5^{ème} mode, diminution de -7.35% à +0.03%
- le 6^{ème} mode, diminution de -1.3% à -0.6%
- le 1^{er} mode, augmentation de -1.5% à -2.4%
- le 4^{ème} mode, augmentation de -1.1% à -1.8%
- le 7^{ème} mode, augmentation -1% à -18%

On constate donc que le mode qui présente l’écart le plus important n’est plus le même entre les deux modélisations. De plus, d’après les graphes précédents de la Figure 69 et de la Figure 70, on constate que l’écart maximal se présente pour un mode où les déformations de cloisons transversales sont très marquées (Cf Table 3). Cela donc même s’il n’y a pas de masse liée par RBE3 aux cloisons. Cependant, dans cette configuration, la méthodologie HOMER2® aurait dû améliorer les résultats.

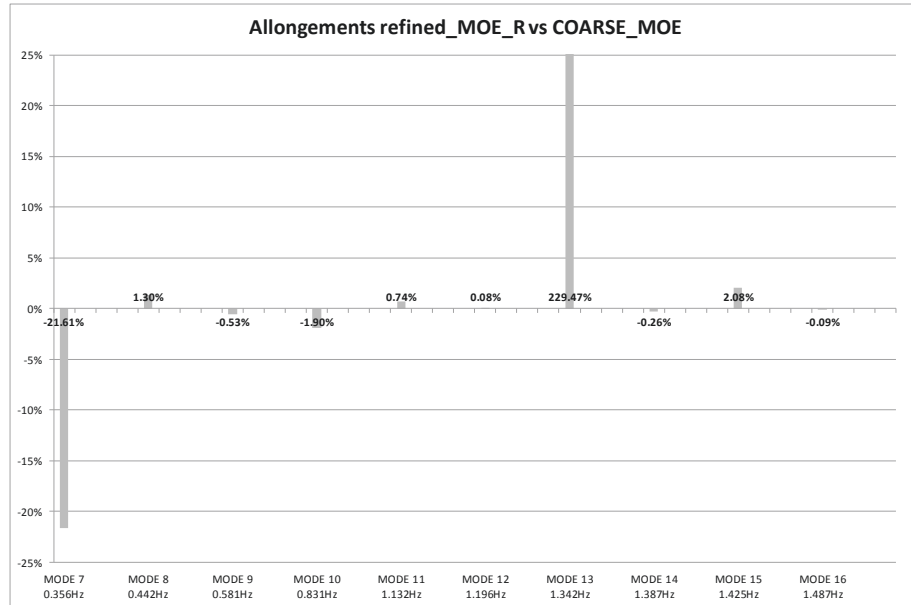


Figure 72. Comparaison modèle original – modèle allégé.
 Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier extrait.

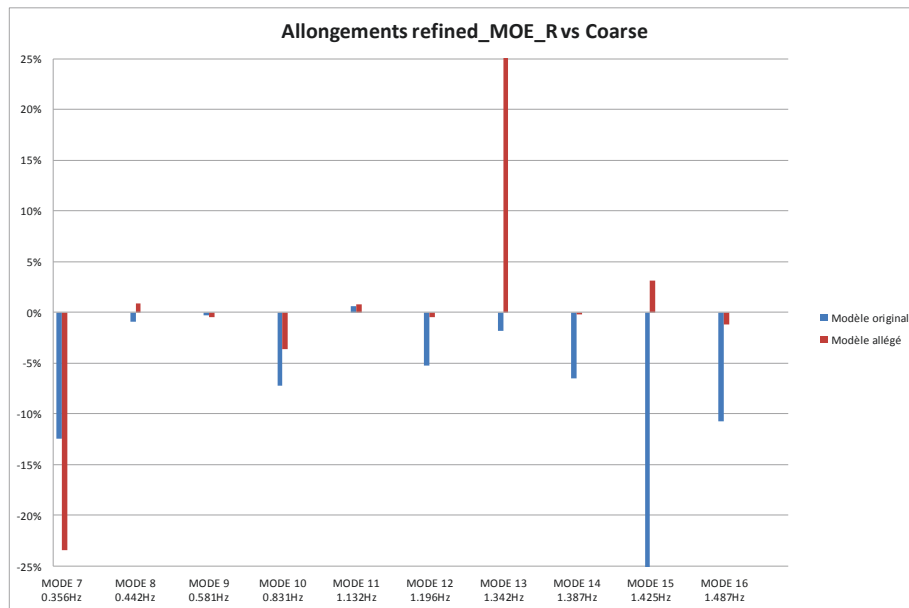


Figure 73. Comparaison modèle original – modèle allégé.
 Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier du modèle global.

▪ **Evaluation des raffinements**

Dans ce nouveau calcul, on évalue également l'influence de la modélisation de la zone locale du hatch coaming top et, plus précisément, de la manière dont on a imposé les conditions limites sur les raidisseurs qui y sont soudés.

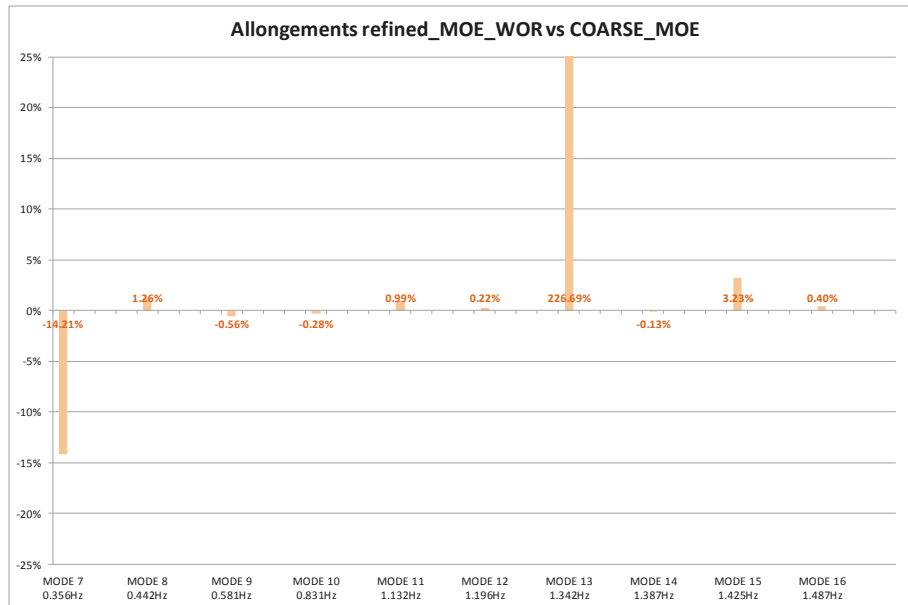


Figure 74. Comparaison modèle original – modèle allégé.
 Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.

▪ **Evaluation du maillage fin avec éléments rigides**

Pour le 1^{er} mode les variations d’allongement entre le maillage fin et le maillage grossier extrait du modèle global est de 21.7%. Pour le 7^{ème} mode, la variation est de 229.5%. Pour les autres modes élastiques les variations sont au plus de 2.1%. La Figure 72 présente ces résultats pour les modes 7 à 16. La Figure 73 permet d’observer ces résultats en fonction de ceux de la configuration originale.

Outre la très importante variation constatée pour le 7^{ème} mode, on retient que le premier mode élastique présente -21.7%, ce qui double quasiment, la valeur obtenue avec le calcul précédent.

Evaluation du maillage fin sans éléments rigides

La comparaison entre les deux maillages extraits, fin et grossiers, permet de juger, pour ce modèle sans élément rigide, l’influence du raffinement. La Figure 74 rend compte des résultats.

Ici, les variations d’allongement entre le maillage fin et le maillage grossier extrait du modèle global, sont au maximum de 3.2% (pour le 9^{ème} mode élastique), si on exclut les 1^{er} et 7^{ème} modes. En effet pour ces derniers, on relève des ratios très importants : -14.2% et 226.7% respectivement.

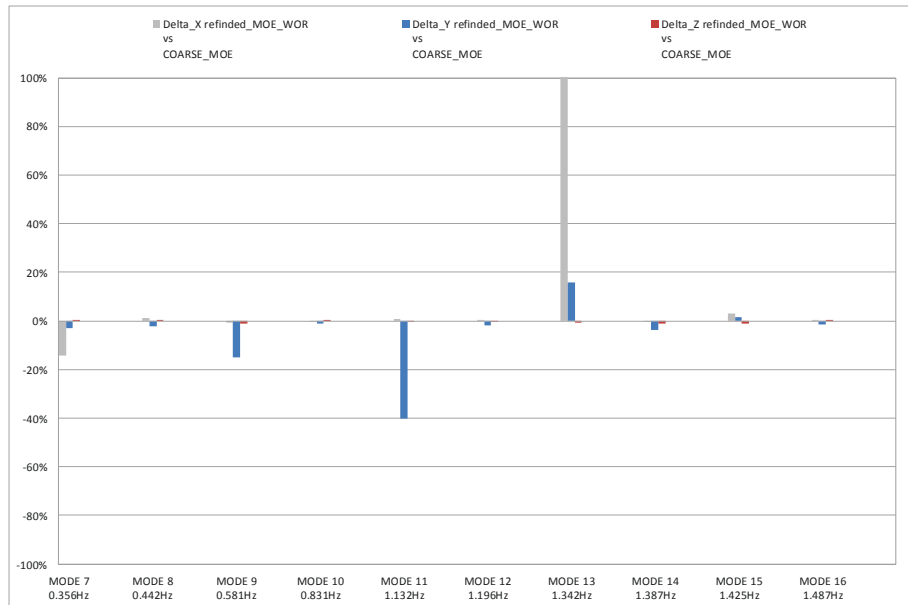


Figure 75 Comparaison des allongements par direction – modèle allégé.
 Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.

La comparaison par direction d’allongement, illustrée par la Figure 75 permet d’évaluer les contributions unidirectionnelles.

La même observation que pour la modélisation avec éléments rigide est faite : la contribution en X est nettement dominante pour les ratios les plus importants alors que les autres modes présentent une contribution en Y majoritaire.

Le cas particulier du 7^{ème} mode est intéressant dans la mesure où visiblement, il s’agit d’un mode qui vient affecter principalement la zone de la cale 6, où l’on réalise l’étude. On pourrait penser que les déformations calculées sont donc mal prises en compte dans un maillage grossier et que s’arrêter à ce niveau peut conduire à négliger une contribution significative.

Sur ce premier mode élastique, l’observation de la déformée, au niveau de la LBSG6 (Figure 76, Figure 77 et Figure 78), permet de mieux comprendre le besoin d’un raffinement et donc, les différences d’allongement calculées avec un maillage plus fin. En effet, la déformation de la cloison transverse engendre des déformations du bordé. Si la taille des éléments est plus importante, on pressent bien que le calcul éléments finis, sur cet élément, va moyenniser les déformations de manière trop importante.

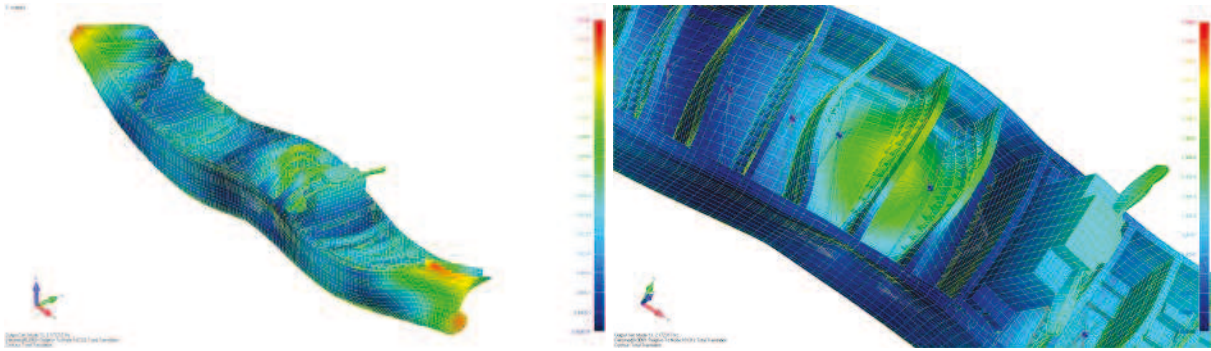


Figure 76 Vues globales de la déformée du 7^{ème} mode (1^{er} mode élastique)

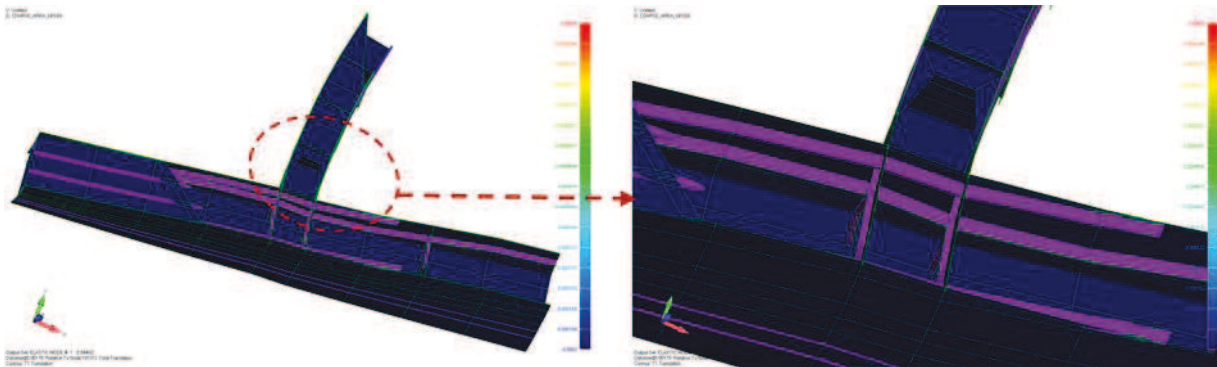


Figure 77. Vues coupées des zones extraites du modèle allégé
 Déformées du 1^{er} mode élastique du maillage grossier.

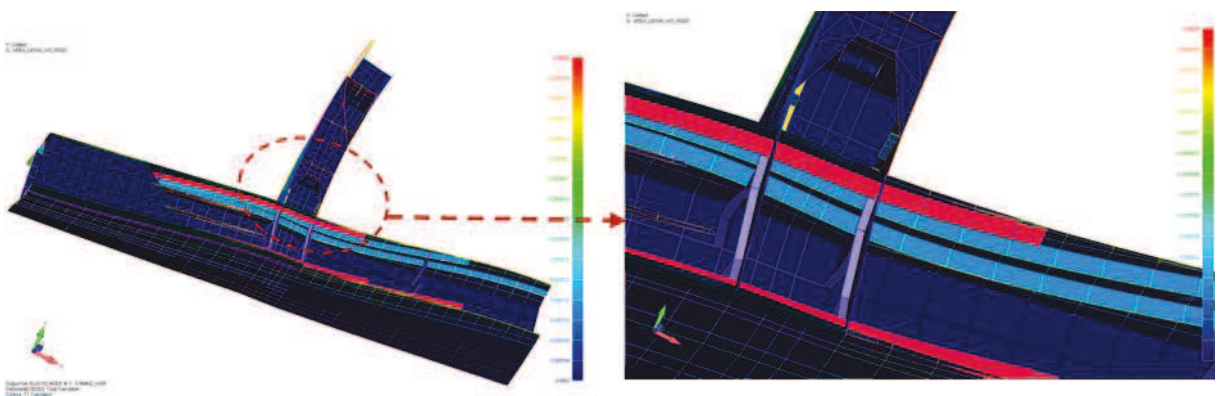


Figure 78. Vues coupées des zones extraites du modèle allégé.
 Déformées du 1^{er} mode élastique du maillage fin.

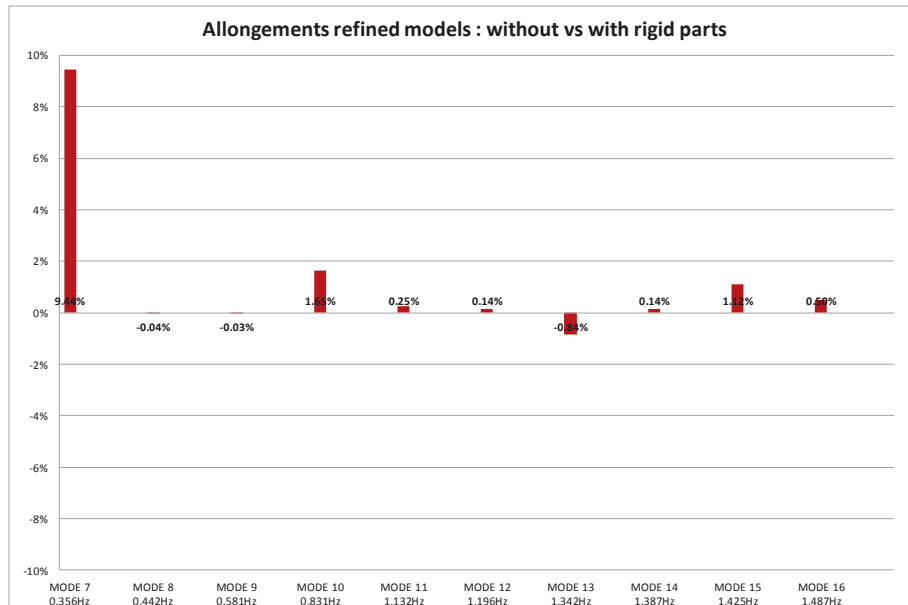


Figure 79. Comparaison des allongements, modèle allégé.
 Maillage fin avec versus sans éléments rigides.

▪ **Comparaison des deux maillages fins**

La comparaison entre ces deux modélisations (avec et sans éléments rigides) pour le modèle allégé, révèle (Figure 79) une différence significative de 9.4% pour le 1^{er} mode. Pour les autres modes, les différences sont inférieures à 1.7%.

La dernière comparaison est celle qui peut être faite entre la modélisation originale et celle du modèle allégé. Les résultats sont présentés Figure 80 Pour tous les modes, à l'exception du mode 7(1^{er} mode élastique), les différences des allongements de la LBSG6, entre le modèle avec éléments rigides au niveau du hatch coaming top et celui sans, sont moindres pour le modèle allégé. Pour le mode 7 cette différence est d'environ 10% alors que pour tous les autres modes elle ne dépasse pas 2%.

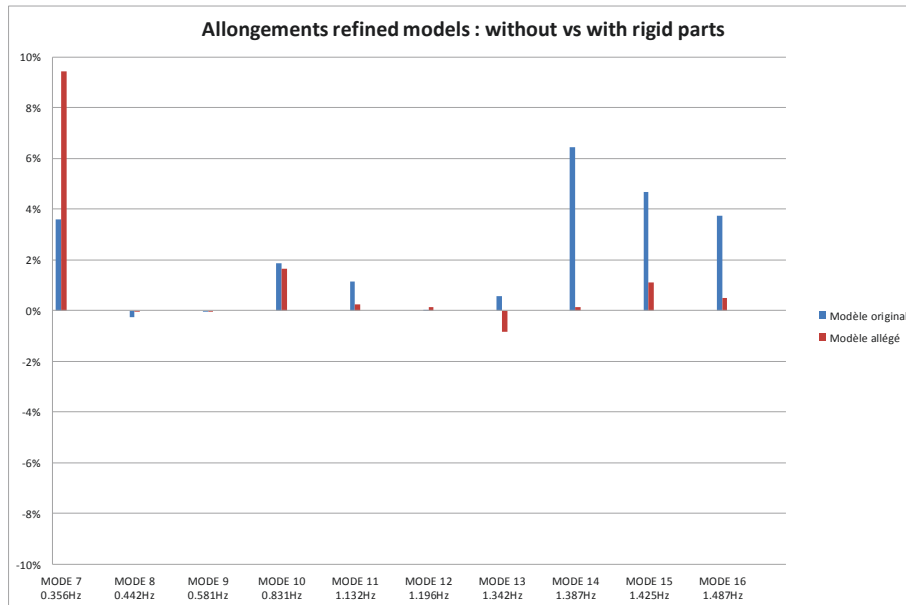


Figure 80. Comparaison modèle original – modèle allégé.
 Maillages fins avec versus sans éléments rigides.

7.1.1 Conclusions intermédiaires

Cette partie d'étude menée sur un modèle allégé du navire CMA-CGM Magellan a permis de conclure que :

- L'allongement 1D dans la direction longitudinale (X) peut être considéré à la place de l'allongement 3D. Ceci confirme les conclusions obtenues à partir du modèle original.
- Seuls certains modes révèlent, en valeur relative, d'importantes variations entre modèle global et modèle extrait.
- A ce niveau d'analyse modale, il ne peut être accepté de se contenter d'une modélisation grossière.

Cette partie de l'étude a été menée après celle conduite sur le modèle original mais avant le calcul de la réponse à la houle. Etant donné que les résultats montrent les mêmes tendances (et même avec de moindres écarts dans la plupart des modes) on ne peut que s'attendre qu'à confirmer les conclusions de la réponse à la houle du modèle original.

Rappelons enfin que, jusqu'ici, seule la LBSG6 a été étudiée ; pour confirmer et finaliser les conclusions précédentes il est donc indispensable de poursuivre cette étude avec les autres LBSGs.

7.2 Autres LBSGs

Après l'étude des RAOs d'allongement de la LBSG6, il a été conclu que le raffinement local de la zone ne présente pas de différences significatives.

A la suite de l'étude concentrée sur la LBSG6 et présentée dans ce mémoire, il est prévu d'étendre ce travail aux autres LBSGs installées à bord du navire. Pour permettre une comparaison directe entre les calculs et les mesures, il faut donc prévoir, comme cela a été fait pour la LBSG6, d'implémenter dans le modèle éléments finis, les LBSGs numériques aux positions de leurs homologues capteurs. Nous allons donc considérer toutes ces LBSGs par rapport au maillage grossier de base. Par la suite, une comparaison capteur par capteur entre les mesures et les calculs, pour un état de mer donné, pourra être initiée.

En premier lieu, les positions réelles des 18 capteurs sont relevées d'après le rapport d'instrumentation : [2]. La Table 5 présente les positions de tous les capteurs et les coordonnées des éléments et nœuds les plus proches correspondants.

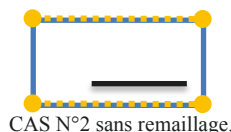
Tous les capteurs ne sont pas positionnés de la même manière par rapport aux raidisseurs et autres cloisons. Par conséquent, sur le modèle élément fini, on retrouve plusieurs configurations, qui sont traitées comme suivent :

- Cas N°1 : capteur exactement sur le bord longitudinal d'un élément et à l'intérieur de celui-ci par rapport aux faces « avant » et « arrière » (10 capteurs concernés).



CAS N°1.

- Cas N°2 : capteur à l'intérieur de l'élément mais pas sur un bord (4 capteurs concernés).

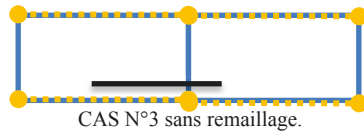


CAS N°2 sans remaillage.

N° LBSG	Position	FRAME	BORD	X (Frame)	POSITION (mm)																				X (Pad)	Partie Active			
					ELEMENT LE PLUS PROCHE																					X1	X2	Y (off CL)	Z
					MODELE COARSE																								
					ELEMENT N°	NCEUD 1				NCEUD 2				NCEUD 3				NCEUD 4											
N°	X	Y	Z	N°	X	Y	Z	N°	X	Y	Z	N°	X	Y	Z														
LB16	Passage Way	56	SB	76150	55694	18989	76150	-22945	29976	18991	79200	-22945	29976	26602	79200	-22945	28120	26601	76150	-22945	28120	76535	76935	78635	-22945	28120			
LB15	Passage Way	56	PS	76150	10714	3241	76150	22945	29976	11633	76150	22945	28120	11634	79200	22945	28120	3243	79200	22945	29976	77405	77805	79105	22945	28120			
LB17	Cargo Hold 8	56	PS	76150	1434	3253	76150	22945	12568	3229	76150	22945	9976	3231	79200	22945	9976	3254	79200	22945	12568	77585	77985	79685	22945	10766			
LB18	Cargo Hold 8	56	SB	76150	46818	19001	76150	-22945	12568	19002	79200	-22945	12568	18979	79200	-22945	9976	18977	76150	-22945	9976	77585	77985	79685	-22945	10766			
LB3	Cargo Hold 6	76	PS	133950	1748	3676	133950	22945	6088	3347	133950	22945	4792	3349	137000	22945	4792	3677	137000	22945	6088	134080	134480	136180	22945	5622			
LB4	Cargo Hold 6	76	SB	133950	47132	19404	133950	-22945	6088	19405	137000	-22945	6088	19091	137000	-22945	4792	19089	133950	-22945	4792	134315	134715	136415	-22945	5622			
LB2	Passage Way	76	SB	133950	55712	19095	133950	-22945	29976	19097	137000	-22945	29976	26608	137000	-22945	28120	26607	133950	-22945	28120	134335	134735	136035	-22945	28120			
LB1	Passage Way	76	PS	133950	10732	3353	133950	22945	29976	11639	133950	22945	28120	11640	137000	22945	28120	3355	137000	22945	29976	134380	134780	136480	22945	28120			
LB6	Passage Way	85	SB	161000	55672	18603	161000	-22945	29976	18601	157750	-22945	29976	26583	157750	-22945	28120	26584	161000	-22945	28120	160730	160330	158630	-22945	28120			
LB7	Cargo Hold 6	85	PS	161000	1874	3741	157750	22945	6088	2740	157750	22945	4792	2713	161000	22945	4792	3742	161000	22945	6088	160636	160556	158856	22945	5625			
LB8	Cargo Hold 6	85	SB	161000	47258	19469	157750	-22945	6088	19470	161000	-22945	6088	18487	161000	-22945	4792	18514	157750	-22945	4792	160735	160655	158955	-22945	5617			
LB5	Passage Way	85	PS	161000	10692	2827	157750	22945	29976	11615	157750	22945	28120	11616	161000	22945	28120	2829	161000	22945	29976	160750	160350	158650	22945	28120			
LB10	Passage Way	117	SB	219000	56299	23517	219000	-22945	29976	23538	222250	-22945	29976	26949	222250	-22945	28120	26883	219000	-22945	28120	219260	219660	221360	-22945	28120			
LB9	Passage Way	117	PS	219000	11347	81112	219000	22945	29976	8134	222250	22945	29976	12006	222250	22945	28120	11933	219000	22945	28120	219275	219675	221375	22945	28120			
LB11	Cargo Hold 4	121	PS	231600	6426	7946	233450	22945	7384	7950	233450	22945	9976	8214	231600	22945	9976	8197	231600	22945	7384	231755	232155	233855	22945	8174			
LB12	Cargo Hold 4	121	SB	231600	51639	23372	233450	-22945	7384	23598	231600	-22945	7384	23613	231600	-22945	9976	23376	233450	-22945	9976	231935	232335	234035	-22945	8189			
LB13	Passage Way	137	PS	276800	11383	12021	280050	22945	28120	8090	280050	22945	29976	8464	276800	22945	29976	12023	276800	22945	28120	276960	277360	279060	22945	28120			
LB14	Passage Way	137	SB	276800	56335	26964	280050	-22945	28120	26966	276800	-22945	28120	23850	276800	-22945	29976	23495	280050	-22945	29976	276960	277360	279060	-22945	28120			

Table 5. Position des 18 LBSGs, éléments et nœuds correspondants du modèle éléments finis.

- Cas N°3 : capteur à cheval sur deux éléments (2 capteurs concernés).



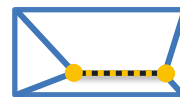
La position réelle du capteur est représentée en trait plein noir et les éléments ROD en tirets orange.

On comprend alors que, dans le cas N°1 (qui est entre autres la configuration de la LBSG6) une simple interpolation linéaire sera nécessaire. En revanche, dans les cas N°2 et 3 plusieurs solutions sont à envisager :

- Soit on utilise sans remailler, les rods sur les bords longitudinaux ; on fait ensuite une interpolation entre les allongements des 2, respectivement 4, bords longitudinaux adjacents pour le cas N°2, respectivement N°3.
- Soit on remaille localement les éléments et on y ajoute une rod aux dimensions de la LBSG comme illustré ci-dessous :



CAS N°2 sans remaillage.



CAS N°2 avec remaillage.

Le problème sous-jacent à (ii.), est que l'on risque entre autres, de faire apparaître des modes locaux et d'introduire d'autres complications liées à la modélisation grossière avec des raidisseurs déportées.

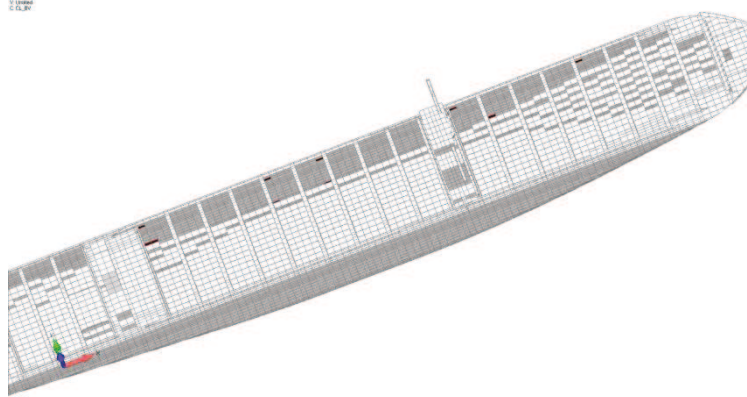


Figure 81. Aperçu des éléments voisins des LBSGs.

Des illustrations des 3 différents cas sont présentées sur la Figure 82.

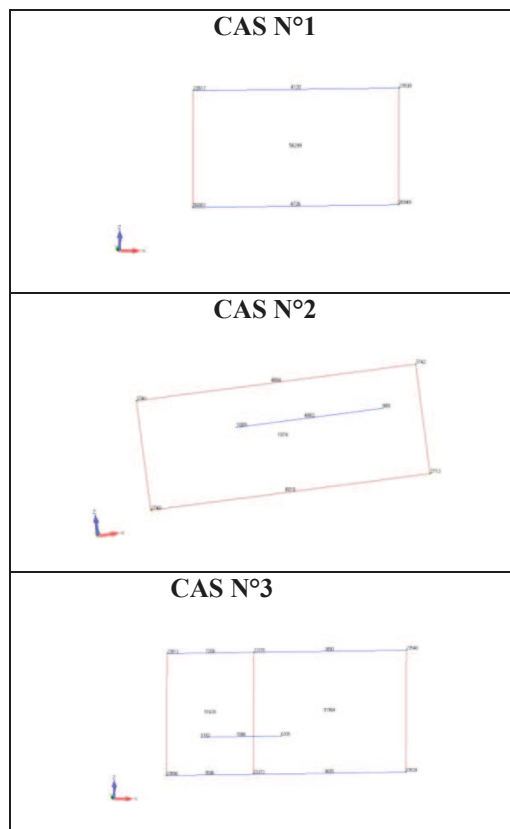


Figure 82. Exemple d'implantation des RODs pour les 3 cas de position.

Dans un premier temps, est choisie une combinaison des méthodes (i.) et (ii.). Je compare ci-après, sur le cas N°2, les différences. Le traitement des 4 cas N°3 seront faits en fonctions de ces résultats. Les 17

zones restant à traitées (repérées en violet sur la Figure 81) conduisent à l'implémentation des rods associées.

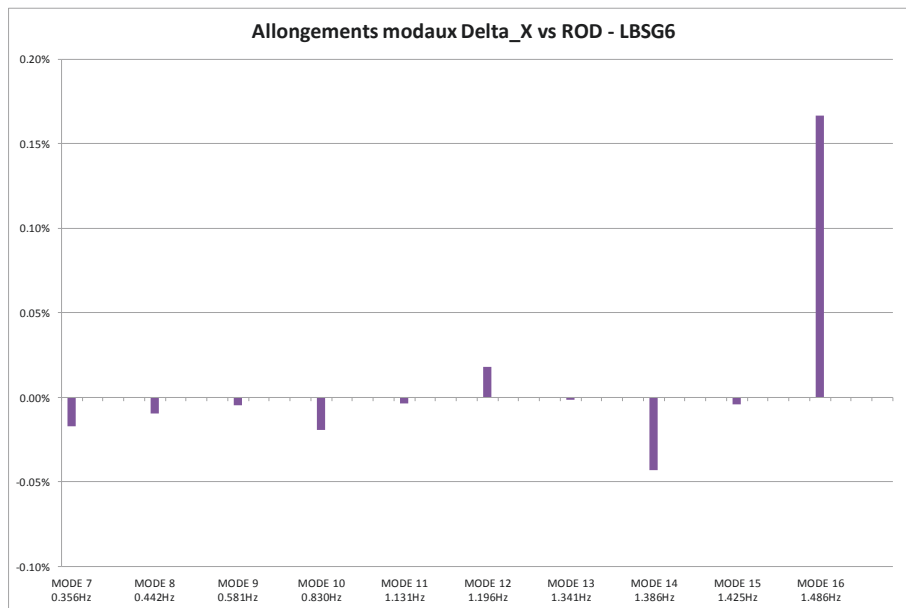


Figure 83. Comparaisons des allongements longitudinaux nodaux et issus de l'élément ROD.

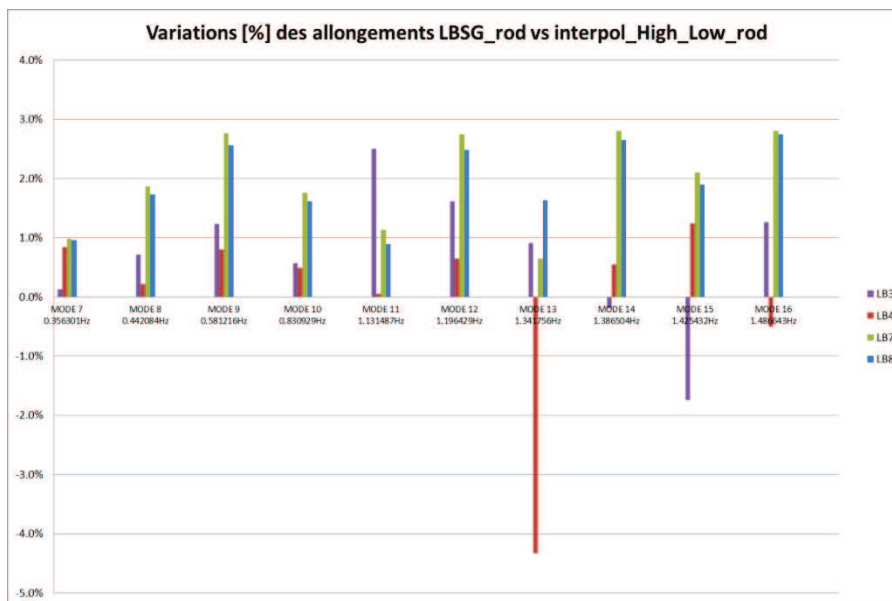


Figure 84. Variation des allongements ROD versus interpolation high-low pour les LBSGs de type casN°2.

Les contraintes modales dans les éléments RODs et les translations longitudinales des nœuds correspondants sont ensuite extraits. Les écarts entre les allongements issus des déplacements nodaux et ceux calculés à partir des déformations longitudinales extraites des RODs sont évalués. Les résultats pour la LBSG6, i.e. le cas N°1 sont présentés Figure 83.

Les différences sont au maximum de 0.4% pour le mode 16, qui est un mode de cloison. Pour les modes de déformation d'ensemble (mode 7 à 12), les différences sont inférieures à 0.1%.

A partir de ces résultats, je cherche ensuite à évaluer ensuite l'influence, pour le cas N°2, du redécoupage des éléments. Une synthèse est faite, mode par mode, pour les variations d'allongement calculées :

- i. à partir de la déformation de la LBSG à sa position effective, qui implique un remaillage comme illustré précédemment,
- ii. à partir d'une interpolation linéaire entre les déformations des rods en haut (dites « high ») et en bas (dites « low ») de l'élément correspondant.

En fonction des résultats, on pourra extrapoler la simplification au cas N°3.

Les résultats sont présentés sur le graphe de la Figure 84.

Pour le moment on considère que, l'écart restant inférieur à 3% pour les 6 premiers modes élastiques (en fait seul le 7ème mode présente une différence de 4.33%), on va appliquer cette méthode et retenir les valeurs de ce calcul pour les LBSG de type cas N°3. Il est à noter cependant que pour pouvoir évaluer plus précisément l'influence du seul redécoupage il faudrait se référer à un calcul effectué avec les éléments d'origine non redécoupés mais incluant les rods up et down. On évaluerait alors les différences entre les deux mesures des rods up et down, avec la mesure de la rod LBSG directe.

Au final, toutes les LBSGs sont modélisées par des ROD implantées aux positions correspondantes à celles en place sur le navire.

8 Conclusions et perspectives

Le travail présenté dans ce mémoire s'inscrit dans une démarche globale et ambitieuse de validation des méthodes de calculs hydrostructure de Bureau Veritas par comparaison avec les mesures au réel sur des porte-conteneurs. Dans ce cadre les étapes importantes suivantes ont été traitées :

- définir les bonnes pratiques pour déterminer numériquement les déformations dans les jauges longues (LBSG),
- sélectionner, modifier et utiliser les modèles numériques adéquats pour l'exploitation future des mesures.

La détermination des bonnes pratiques repose sur deux paramètres que sont le type de modélisation de la structure d'une part, et le type d'analyse hydrostructure, d'autre part.

L'étude de sensibilité au type de modélisation a été conduite au voisinage de la LBSG6, située dans le passage-way du navire. Plusieurs méthodes de détermination de l'élongation d'une LBSG à partir d'un calcul FEM ont été étudiées à partir du maillage initial grossier et global du navire. Il en résulte que :

- les allongements unidirectionnels longitudinaux (et non 3D) des LBSGs numériques peuvent être considérés pour la future comparaison directe avec les mesures,
- l'approche top-down modale implique que les allongements modaux sont fortement influencés par la modélisation des conteneurs et de leur liaison à la structure du navire,
- les différences notables entre maillages fins et grossiers au niveau de l'étude modale deviennent négligeables dans la réponse à une houle donnée.

En sus, il est à retenir que cette étude a été menée de manière identique sur un modèle allégé du navire, correspondant plus fidèlement aux conditions réelles de chargement du navire dans son exploitation quotidienne. Les mêmes conclusions en ont été extraites.

L'étude de sensibilité au type d'analyse hydrostructure menée dans un deuxième temps a été réalisée à partir des fonctions de transfert d'allongement de la LBSG6 pour une discrétisation de houle unitaire donnée. Cette étude a permis de valider les points suivants :

- les résultats sans équilibrage élastique préalable sont acceptables,
- des différences notables sont observées entre l'approche modale, où la réponse totale du navire est tronquée à une base modale finie et l'approche dite complète. Il s'en suit que cette

troncature à 10 modes élastiques dont 3 modes de cloisons transverses n'est pas satisfaisante et mérite d'être étendue.

- Néanmoins il faut pondérer ces différences et noter le caractère conservatif de ces résultats du fait que : d'une part les calculs ont été réalisés sans amortissement visqueux et d'autre part il reste à convoluer les RAOs d'allongement avec les spectres de houles des zones d'opération usuelles du navire ce qui vraisemblablement atténuera les différences entre les deux types d'analyses.

En sus, la préparation du modèle à la comparaison directe avec les mesures, suivant les conclusions ci-dessus a permis de faire un pas important vers la validation par les mesures, des méthodes de calcul hydrostructure du Bureau Veritas.

Les conclusions ci-dessus appellent donc à approfondir encore l'étude menée sur les aspects mis en avant comme :

- étendre la base modale pour réduire l'écart entre les résultats de l'approche modale et de l'approche quasi-statique,
- poursuivre l'étude sur les autres LBSGs et vérifier que la LBSG6 n'est pas un cas particulier,
- utiliser le post-traitement des mesures in-situ avec une projection sur une base modale adaptée,
- utiliser une autre base que la base modale.

Enfin, je tiens à souligner que sur le plan personnel, cette étude m'a enfin permis de consolider une liaison, que je crois profondément essentielle, entre mon métier d'origine d'expert en mesures de vibrations et déformations de structures et le métier d'ingénieur en calcul de structures.

Références

- [1] Boisson P., Politiques et droit de la sécurité maritime, Bureau Veritas (1998).
 [2] Baudin E., Quinton E. Project_Report_Part_I_Instrumentation_Rev4, Bureau Veritas (2011).
 [3] Hydrodynamique des structures offshore – Bernard MOLIN – Editions TECHNIP (2002).
 [4] Ship knowledge – Klaas van Dokkum (2005).
 [5] Hydrodynamique navale : théorie et modèles – Alain BOVIS (2009).
 [6] Fluid structure interaction, H.J.-P. Morand & R. Ohayon – Wiley (1995).
 [7] Hydrostructure interactions in seakeeping, Sime Malenica, International Workshop on coupled methods in numerical dynamics (2007).
 [8] Hydrodynamique navale appliquée au projet navire – Tenue à la mer, Q. Derbanne, ENSTA, (2008).
 [9] “Consistent hydrostructure interface for evaluation of global structural responses in linear seakeeping”, S. Malenica & al., Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE – 2008).
 [10] “Hydrodynamics in Offshore and Naval Applications”, X.B. Chen, International conference on Hydrodynamics, (2004).
 [11] “Hydroelastic response of a ship structural detail to seakeeping loads using a top-down scheme”, F.X. Sireta & al., Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE – 2012).
 [12] “Méthodes multi-échelles pour le calcul des structures en linéaire et non-linéaire“, E. Baudin, CNAM - CYC37p-1UE MEC130, (2011).
 [13] Mécanique numérique des structures – Eléments finis pour le calcul des structures, A. Legay. (2010-2011).
 [14] Bureau Veritas. Rules for Steel Ship (2011).
 [15] Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. “NX Nastran 8 Element Library Reference” (2011).

Table des illustrations

Figure 1. Sortie d'écran du logiciel de calcul d'ancrage ARIANE®.....	9
Figure 2. Sortie d'écran du logiciel de calcul de tenue à la mer HYDROSTAR®.....	9
Figure 3. Vue du navire instrumenté : CMA-CGM MAGELLAN.....	11
Figure 4. Vues des capteurs de déformations.....	12
Figure 5. Vues d'ensemble (profil, dessus et coupe à mi navire) de la répartition des capteurs.....	16
Figure 6. Les 6 mouvements de corps rigide du navire.....	17
Figure 7. Accéléromètres PCB 3741D4HB2G – Montage pour une mesure 3D.....	17
Figure 8. LBSG montée sur une paroi de cale (à gauche) et sur un raidisseur (à droite).....	18
Figure 9. Exemple de relevé de la position précise d'une LBSG.....	19
Figure 10. Architecture générale de l'instrumentation.....	20
Figure 11. Exemple de sortie graphique de suivi des mesures d'une LBSG.....	22
Figure 12. Exemple de sortie graphique de suivi des états de mer.....	23
Figure 13. Zones d'intérêt quasi-statique (wave energy) et dynamique (modal dynamic response) des signaux de déformation.....	23
Figure 14. Exemple de filtrage non invasif – décomposition et recombinaison du signal.....	24
Figure 15. Conditions générales vérifiées par un écoulement potentiel autour d'un navire.....	32
Figure 16. Illustration des efforts provenant des raideurs en pilonnement (à gauche) et en roulis et tangage (à droite).....	35
Figure 17. Repères avec vitesse d'avance du navire.....	36
Figure 18. Pulsations de rencontre en fonction de la pulsation incidente – Vitesse de 23kts.....	37
Figure 19. Vue d'ensemble du modèle éléments finis du CMA-CGM Magellan.....	46
Figure 20. Conditions aux limites en déplacement du modèle d'ensemble du CMA-CGM Magellan.....	47
Figure 21. Zone de la LBSG6.....	47
Figure 22 : Premier niveau de calcul : déformées d'ensemble du navire.....	48
Figure 23 : Schématisation de la méthode « top-down » appliquée par Bureau Veritas.....	49
Figure 24 : Workflow du calcul couplé HOMER2®.....	53
Figure 25. Vues de la zone de la LBSG6 à isoler (volume violet).....	54
Figure 26. Vues de la zone LBSG6 isolée (cercles en tirets blancs sur les 2 vues de gauche).....	54
Figure 27. Groupement des nœuds frontière de la zone LBSG6 sans raffinement.....	55
Figure 28. Groupement des nœuds frontière de la zone LBSG6 ; raffinement arbitraire12.....	55

Figure 29. Première évaluation des déformées modales, maillage grossier du navire complet.	56
Figure 30. Zone finale de travail de la LBSG6.	58
Figure 31. Premières étapes du raffinement de maillage.	59
Figure 32. Changement d'éléments sur le hatch coaming top. <i>Vue 3D d'une portion de hatch coaming top (en haut). Modèle d'origine avec éléments rods (en bas à gauche). Modèle avec éléments plaques (en bas au milieu) et final (en bas à droite).</i>	59
Figure 33. Aperçu des 3 éléments rigides mis en place à la frontière du hatch coaming top.....	62
Figure 34. Zone extraite de la LBSG6 et nœuds frontière correspondants. <i>Maillage d'origine (en haut) et maillage fin (en bas).</i>	63
Figure 35. Extrait de la première évaluation suite au calcul modal.	65
Figure 36. Comparaison des allongements 3D et longitudinaux. <i>Comparaison pour tous les modes élastiques et toutes les configurations exploitées.</i>	67
Figure 37. Comparaison des allongements 3D. Maillage grossier global versus maillage e extrait et le modèle complet.	68
Figure 38. Rails de guidage d'une cale (en haut) et pied de pile avec un twist-lock (en bas).....	70
Figure 39. Comparaison des allongements modaux longitudinaux <i>Maillage fin avec éléments rigide vs maillage grossier du modèle global.</i>	72
Figure 40. Comparaison des allongements modaux longitudinaux. <i>Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	72
Figure 41. Comparaison modale dans les 3 directions des allongements. <i>Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	73
Figure 42. Artefacts (tirets rouges) dus aux liaisons plaques-poutres.....	74
Figure 43. Comparaison des allongements modaux longitudinaux. <i>Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	75
Figure 44. Comparaison modale dans les 3 directions des déplacements nodaux. <i>Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	75
Figure 45. Comparaison des allongements modaux longitudinaux. <i>Maillage fin avec éléments rigides versus maillage fin sans éléments rigides.</i>	76
Figure 46. Zoom sur les éléments rigides en bout de raidisseur du hatch coaming top.....	77
Figure 47. Equilibrage du navire, approche de corps rigide.....	79
Figure 48. Equilibrage du navire, approche hydroélastique :	80
Figure 49. Comparaison des RAOs de mouvement modaux-corps rigide avec et sans équilibrage.	81
Figure 50. Exemples de comparaison des RAOs de mouvement modaux de avec et sans équilibrage. <i>Modes élastiques.</i>	83
Figure 51. Masse ajoutée associée au mode 4 (roulis) en fonction de la pulsation de rencontre.	85
Figure 52. Exemples de damping en fonction de la pulsation de rencontre.....	86
Figure 53. Coefficients d'excitation du mode de roulis (mode 4) en fonction de la pulsation de rencontre, toutes incidences calculées. Houle incidente.....	87
Figure 54. Coefficients d'excitation du mode de roulis (mode 4) en fonction de la pulsation de rencontre, toutes incidences calculées. Houle diffractée.....	87
Figure 55. Système linéaire masse-ressort amorti à 1 degré de liberté.....	88
Figure 56. Exemples de fonctions de transfert de mouvements modaux.....	90
Figure 57. Fonction de transfert de mouvement des modes de corps rigide.....	91
Figure 58. Fonction de transfert de mouvement du mode 7. 1 ^{er} mode élastique – torsion. <i>Incidence 30°, vitesse 11.83m/s.</i>	91
Figure 59. Fonction de transfert de mouvement du mode 7. 1 ^{er} mode élastique – torsion. <i>Contributions totale (rouge) élastique (bleu) et quasi-statique(vert) pour une houle d'incidence de 30°.</i>	92
Figure 60. Différence en [%] entre RAOs d'allongements fine WOR et fine R.....	95
Figure 61. Différence en [mm/m] entre RAO d'allongements fine WOR et fine R.....	96
Figure 62. Comparaison des RAOs d'allongements entre maillages fins et grossier.....	97
Figure 63. Comparaison des RAOs d'allongement sur le maillage grossier. <i>Approches modales HOMER2®(MODAL) et FEMAP-MOE® (COMBINED MODAL).</i>	98
Figure 64. Comparaison des RAO d'allongements. <i>Approches directe & modale ; maillages coarse & fine_R.</i>	108
Figure 65. Comparaison des RAO d'allongements <i>Approches direct & modale maillages coarse & fine_R Incidence 50°</i>	109
Figure 66. Comparaison des RAO d'allongements. <i>Approches directe & modale avec maillages coarse & fine_R. Incidence 110°.</i>	110
Figure 67. Principales étapes pour la configuration allégée.....	112

Figure 68. Evolution des fréquences propres de modes comparables (7 à 13) entre le modèle original et le modèle allégé.....	117
Figure 69. Comparaison des allongements 3D et longitudinaux pour le modèle allégé. <i>Comparaison globale pour tous les modes élastiques et toutes les configurations exploitées.</i>	118
Figure 70. Comparaison des allongements 3D pour le modèle allégé. <i>Comparaison pour tous les modes élastiques entre le modèle extrait et le modèle complet.</i>	119
Figure 71. Comparaison des allongements 3D pour les 2 modèles : original et allégé. <i>Comparaison pour tous les modes élastiques entre le modèle extrait et le modèle complet.</i>	120
Figure 72. Comparaison modèle original – modèle allégé. <i>Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	121
Figure 73. Comparaison modèle original – modèle allégé. <i>Maillage fin avec éléments rigides versus maillage grossier du modèle global.</i>	121
Figure 74. Comparaison modèle original – modèle allégé. <i>Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	122
Figure 75. Comparaison des allongements par direction entre modèle original – modèle allégé. <i>Maillage fin sans éléments rigides versus maillage grossier extrait.</i>	123
Figure 76. Vues globales de la déformée du 7 ^{ème} mode (1 ^{er} mode élastique).....	124
Figure 77. Vues coupées des zones extraites du modèle allégé Déformées du 1 ^{er} mode élastique du maillage grossier.	124
Figure 78. Vues coupées des zones extraites du modèle allégé. <i>Déformées du 1^{er} mode élastique du maillage fin.</i>	124
Figure 79. Comparaison des allongements, modèle allégé. <i>Maillage fin avec versus sans éléments rigides.</i>	125
Figure 80. Comparaison modèle original – modèle allégé. <i>Maillages fins avec versus sans éléments rigides.</i>	126
Figure 81. Aperçu des éléments voisins des LBSGs.....	129
Figure 82. Exemple d'implantation des RODs pour les 3 cas de position.	129
Figure 83. Comparaisons des allongements longitudinaux nodaux et issus de l'élément ROD.	130
Figure 84. Variation des allongements ROD versus interpolation high-low pour les LBSGs de type casN°2.	130

Résumé.

Ce mémoire rend compte du travail effectué dans le cadre de la démarche de validation des méthodes de calcul hydrostructure du Bureau Veritas. Ce document de fin d'étude d'ingénieur CNAM s'inscrit au sein du projet de calcul et de mesures au réel mené sur le porte container géant CMA-CGM Magellan.

L'objectif ambitieux de valider les méthodes de calcul du Bureau Veritas par comparaison avec les mesures au réel n'est que partiellement atteint au travers de l'étude ici présentée et peut être résumé par les étapes suivantes :

- définir les bonnes pratiques pour déterminer numériquement les déformations dans les jauges longues (LBSG),
- sélectionner, modifier et utiliser les modèles numériques adéquats pour l'exploitation future des mesures.

Dans un premier temps, l'instrumentation réalisée à bord de ce navire est abordée. Les mesures collectées constitueront en effet la source de données empiriques pour la validation future des calculs. Dans un deuxième temps, le support théorique des calculs, effectués dans le cadre de ce stage, est détaillé. Enfin, dans une dernière partie sont abordés : les outils mis en œuvre, les différentes étapes de la modélisation et du calcul. Les conclusions s'appuient sur les résultats extraits, les compléments d'étude investigués et les prochaines étapes à franchir.

Abstract.

This thesis sums-up the work carried out within the comprehensive approach for the validation of Bureau Veritas' hydroelasticity calculation methodology. This document is written in the framework of the CNAM engineer graduation process and is fully part of the calculation and full scale measurements project launched on the ultra-large container vessel CMA-CGM Magellan.

The challenging goal of validating the Bureau Veritas' calculation methodology, by mean of measurements comparisons is partly completed throughout this study which could be summed-up by the following steps:

- Establish the state-of-the-art to extract from the FEA the deformations at the sensors position (Long Based Strain Gages)
- Use the finite element models and calculation models to enable the future measurement data utilization

Firstly, the instrumentation set on board is presented. Collected measurement data will indeed be used as the future validation of calculations. Secondly, the theory supporting the calculations carried out within this study is detailed. Thirdly, the tools used as well as the different steps of the model building and the calculations themselves are exposed. The final results obtained, the additional studies performed and the next ones that should be planned are given as a conclusion.