

Université 8 mai 1945 – Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Études

Pour l'obtention du diplôme de Master

Option: Maintenance Industrielle

Présenté par : DJAMAA Yacine

=====

Identification des dommages et des caractéristiques mécaniques des structures sous excitation connue

=====

Sous la Direction de :

Pr. DJAMAA Mohamed Cherif

Année universitaire 2015/2016



Table des Matières

Introduction Générale	05
Chapitre I : Etude bibliographique	07
1.1 Présentation générale des défauts dans les structures	08
1.2 Synthèse des références bibliographiques	10
1.3 Position du problème	21
Chapitre II : Formulation mathématique du problème	22
2.1 Introduction	23
2.2 Principe de base	23
2.3 Application de la méthode des différences finies	25
2.3.1 Reconstitution des efforts inconnus	26
2.3.2 Détection des défauts structuraux	28
2.3.3 Détermination expérimentale des caractéristiques mécaniques d'un matériau	29
2.4 Simulation des données bruitées	30
2.5 Conclusion	32
Chapitre III : Simulations numériques	33
3.1 Introduction	34
3.2 Données du problème dans le cas des plaques	34
3.3 Simulations numériques sur la plaque	34
3.4 Données du problème dans le cas des coques cylindriques ..	38
3.5 Simulations numériques sur la coque cylindrique	39
3.6 Conclusion	47
Chapitre IV : Identification des caractéristiques mécaniques avec des données bruitées	48
4.1 Introduction	49
4.2 Simulations numériques sur la coque cylindrique	49
4.3 Conclusion	54
Conclusion générale	55
Références bibliographiques	57

Introduction générale

Introduction générale :

Les pannes des machines est un problème qui préoccupe les utilisateurs et les constructeurs depuis longtemps mais c'est seulement depuis quelques années que l'on essaie vraiment de connaître l'avenir d'une machine, afin de prévenir les pannes intempestives et de réduire les immobilisations nécessaires à l'entretien.

L'appréhension des défauts, qui peuvent surgir à plusieurs niveaux du cycle de vie des structures, constitue un souci permanent tant pour la communauté scientifique que pour les industriels. Donc, il devient souhaitable de détecter les causes de ces pannes mécaniques et pourvoir localiser les efforts indésirables qui sollicite la machine avant que ces sollicitations provoques la dégradation de son état de productivité.

Les recherches sur le diagnostic des défauts ont conduit à une variété de techniques telles que le contrôle non destructif par ultrasons, par radiologie, par thermographie, par détection acoustique, etc. pour détecter et localiser les dommages. Ces techniques sont coûteuses, lentes et nécessitent une connaissance à priori de la position du défaut. Récemment, des méthodes basées sur les mesures vibratoires ont été développées dont l'idée est que les paramètres modaux (fréquences propres, déformées propres, etc.) sont fonctions des propriétés physiques de la structure (rigidité, masse, etc.). En général, les essais dynamiques comprennent deux étapes : les mesures in situ et le traitement ultérieur des données. La première étape est importante car elle doit permettre de collecter de bonnes mesures en faisant un choix convenable des capteurs et de leur positionnement. Dans la deuxième étape, ces mesures brutes sont traitées par des techniques de traitement du signal afin d'accéder à des informations pertinentes qui permettent d'évaluer ensuite les performances de la structure.

L'identification des dommages en présence des erreurs de mesure ou des erreurs de modélisation peut conduire à de faux résultats. L'application des méthodes probabilistes sont parfois nécessaires pour considérer les diverses incertitudes pour l'identification des dommages dans des structures réelles surtout si le niveau de bruit de mesure soit élevé.

Chapitre I : **Etude bibliographique**

1.1 Présentation générale des défauts dans les structures :

L'intégrité d'une structure mécanique est affectée par plusieurs formes de défauts structuraux tels que la fissuration, la corrosion, l'érosion, le vieillissement, le délaminage dans le cas des matériaux composites, etc. Ces défauts peuvent conduire à un dysfonctionnement catastrophique s'ils évoluent continuellement dans le temps. Un exemple de structure complexe est donné par la Fig. 1.



Fig. Poutre avec différentes tailles de fissures

Les dommages sont définis comme des changements introduits dans un système, soit intentionnellement ou non, qui ont un effet défavorable sur la performance actuelle ou future de ce système. Implicite dans cette définition du dommage est que la notion de dommage n'a pas de sens sans une comparaison entre deux états différents du système, dont l'un est supposé souvent en bon état et qui représente l'état initial. L'exemple ci-dessous (Fig. 2) présente une poutre qui présente des défauts.

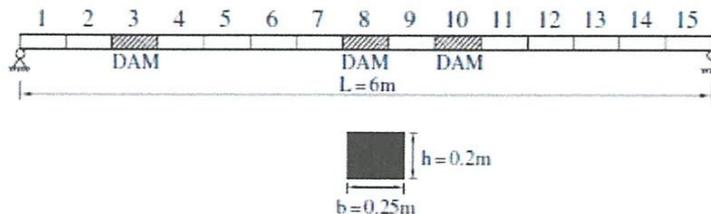


Fig. 2 Poutre avec défauts

Les endommagements des structures conduisent à la variation des propriétés physiques telles que la raideur, la masse et l'amortissement et entraînent une diminution de la rigidité de la structure et par la suite une variation des caractéristiques dynamiques en particulier les fréquences de résonance. Généralement, on peut s'en servir d'un test modal pour déterminer les caractéristiques dynamiques d'une structure intacte ou endommagée (Fig. 3).

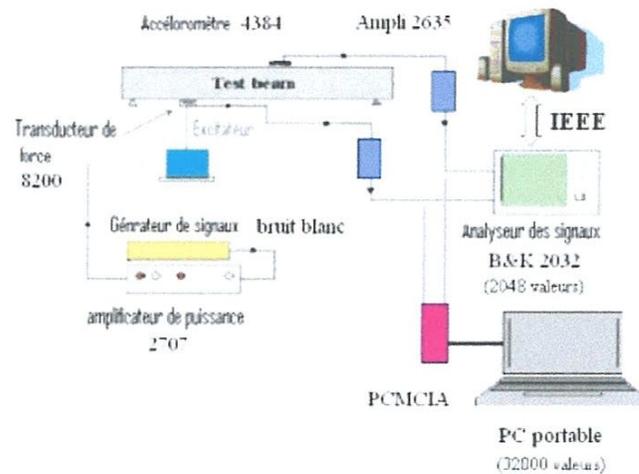


Fig. 3 Chaîne de mesure et montage

Améliorer la capacité de surveillance d'une structure par la détection des dommages au stade le plus précoce possible par des méthodes de détection et d'analyse est un vrai problème industriel. Par l'analyse dynamique des structures qui consiste en une série de taches et d'investigation successives partant de la structure physique réellement existante ou en projet de conception ou d'élaboration, on peut déduire le comportement dynamique par résolution des équations de mouvement à partir des modèles mathématiques obtenus.

Dans cette partie du projet, on donne un aperçu sur les différentes méthodes et techniques utilisées pour détecter, localiser et caractériser des dommages dans les systèmes mécaniques. La plupart des méthodes locales d'identification des dommages utilisées sont les méthodes acoustiques ou à ultrasons, les méthodes de champ magnétique, la radiographie, les méthodes à courants de Foucault ou les méthodes de champ thermique [1]. Toutes ces techniques expérimentales exigent que le voisinage de l'endommagement soit

connu a priori et que la partie de la structure à inspecter soit facilement accessible. Actuellement, le besoin pour des procédés de détection d'endommagement quantitatif global dans des structures complexes a conduit à l'élaboration et à la poursuite de la recherche des procédés qui examinent les changements dans les caractéristiques vibratoires de la structure. Les progrès technologiques, y compris l'augmentation de la mémoire et de la vitesse de calcul, les progrès de la méthode des éléments finis et les progrès dans les capteurs, y compris les capteurs sans contact ont contribué à des améliorations récentes dans la détection des dommages à base de vibrations sans pour autant oublier les progrès réalisés dans le domaine du traitement du signal en particulier l'analyse de Fourier, l'analyse temps-fréquence et l'analyse en ondelettes.

La portée de ce document sera limitée aux méthodes qui utilisent des changements de propriétés modales et l'application de ces méthodes à des problèmes d'ingénierie.

1.2 Synthèse des références bibliographiques :

Lee et Shin [2] présentent une méthode dans le domaine fréquentiel pour l'identification des dommages structuraux. La formulation mathématique est basée sur la forme générale de l'équation de la raideur dynamique de mouvement d'une structure. Seule la matrice de rigidité dynamique pour l'état intact apparaît dans la forme finale de l'algorithme d'identification de dommages comme modèle de la structure. Les caractéristiques intéressantes de la méthode sont d'une part elle ne nécessite que les fonctions de réponse en fréquence mesurées expérimentalement à partir de la structure endommagée comme données d'entrée et d'autre part, elle peut localiser et quantifier de nombreux dommages locaux en même temps. La méthode est testée pour identifier des dommages simulés numériquement puis vérifier expérimentalement sur une poutre en porte à faux avec des dommages causés par l'introduction de trois fentes.

Dans une étude présentée par Lee et Shin [3], une nouvelle méthode d'identification de dommages structuraux (SDIM) est développée pour structures de type plaques. Il est dérivé de l'équation dynamique du mouvement pour les plaques endommagées, dans lequel des dommages locaux sont caractérisés par l'utilisation

d'une fonction de distribution de dommages. Contrairement à la plus part des méthodes existantes basées sur des données modales et qui exige seulement des données modales mesurées dans les deux états intacts et endommagés, la présente méthode exige des données modales mesurées dans l'état intact et la fonction de réponse en fréquence au lieu des données modales mesurées dans l'état endommagé. Deux stratégies pour rendre le problème inverse d'identification des dommages bien-posé sont présentées : la première et en vertu d'employer des données FRF, un nombre suffisant d'équations peut être dérivé en choisissant autant d'ensembles de fréquence d'excitation et les FRF des points de mesure comme nécessaire. La seconde se base sur un concept de la méthode de domaine réduit qui peut être appliqué pour découvrir et enlever itérativement les zones non endommagées du domaine original du problème, qui laisse finalement seulement les zones avec des dommages locaux après quelques itérations. La praticabilité du SDIM proposée est validée par quelques essais simulés numériquement l'identification de dommages en tenant compte des bruits aléatoires dans les données FRF.

Dans une étude de Lauwagie et al. [4], l'identification des dommages des matériaux fragiles par une méthode inverse est présentée. Le dommage local peut se traduire par une réduction de la rigidité à la flexion de la structure. Ils se sont intéressés à deux modèles : Le premier est basé sur la méthode des éléments finis actualisée pour identifier le profil de rigidité longitudinale d'une poutre en ciment renforcé par des fibres de verre à partir des déformées modales et des fréquences de résonance d'un seul mode de vibration. La procédure proposée a été évaluée numériquement en utilisant deux poutres aux extrémités libres qui ont une rigidité longitudinale différente et les fréquences de résonance et les modes propres ont été calculés par ANSYS. Afin de valider le modèle expérimentalement, un petit haut-parleur est utilisé pour l'excitation et un Vibromètre Laser pour mesurer la réponse. Après l'extraction des fréquences propres et des paramètres modaux, ils ont créés un défaut contrôlé sur la poutre en se servant d'un test de flexion 3 points pour relever les données modales expérimentales. Un deuxième modèle, basé sur une approche analytique appelée identification d'un seul point, est appliqué. Les paramètres modaux

du modèle d'éléments finis sont ajustés de telle sorte que ces quantités correspondent aux grandeurs mesurées. Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux du modèle éléments finis adapté.

Dans l'article de Görl et Link [5], les auteurs décrivent une approche pour identifier l'emplacement et la gravité des dommages introduits dans un châssis en acier en utilisant une procédure en deux étapes. Dans la première étape, la réponse dynamique mesurée de la structure non endommagée a été utilisée pour générer un modèle éléments finis de référence de la structure. Les paramètres sélectionnés ont été identifiés au moyen d'un algorithme d'optimisation mathématique (procédure de mise à jour) en minimisant une fonction objective contenant les différences des fréquences propres et les formes de mode entre le test et l'analyse EF. Les paramètres incertains du modèle devaient être choisis avec soin afin de conserver la signification physique du modèle mis à jour. Dans la seconde étape, les données modales expérimentales de la structure endommagée ont été utilisées pour déterminer le degré des dommages sur la base de la comparaison entre les changements des paramètres de raideur identifiés à partir de la structure intacte et endommagée. En utilisant les paramètres identifiés, le modèle FE était capable de reproduire les données expérimentales et a permis l'identification du degré des dommages.

Pirner et Urushadze [6] ont proposé une méthode, nommée CAMOSUC (Change of Mode Surface Curvature), basée sur le suivi des changements de la réponse dynamique pour déterminer l'importance et l'endroit des dommages ou d'autres imperfections. Des expériences de laboratoire sur des modèles et des structures réelles ont confirmé que la méthodologie d'inspection fondée sur les vibrations globale pour la surveillance de la santé des structures est une technique prometteuse. Elle est caractérisée par un faible coût et une bonne fiabilité en profitant de la sensibilité élevée des transducteurs modernes et de la technologie informatique. Une étape inconditionnelle dans la méthodologie est l'évaluation de l'état intact de la structure comparé avec d'autres états modifiés. Cette affirmation doit être prouvée pour les structures tridimensionnelles complexes et leurs modèles.

Une technique statistique d'identification de dommages structuraux en utilisant la force d'excitation harmonique est proposée par Furukawa et al. [7] dans laquelle ils examinent les effets des erreurs de mesure et de modélisation dans le modèle éléments finis de base. Les dommages structuraux, qui provoquent généralement une diminution de la rigidité structurelle et une augmentation de l'amortissement structural, peuvent être estimés pour une structure endommagée à partir de la variation entre les réponses vibrations mesurées et celles calculées à partir du modèle analytique de la structure intacte. Dans la pratique, les erreurs de modélisation existent dans le modèle analytique ainsi que les erreurs de mesure rendant l'identification difficile. Pour surmonter ces problèmes, un test en circuit fermé qui permet un jugement statistique sans informations sur ces erreurs, a été introduit. A la différence des méthodes qui utilisent les données modales lors de l'acquisition des données qui diffèrent en changeant seulement la combinaison des points d'excitation, les points de mesure et la fréquence d'excitation, la méthode proposée adopte la force d'excitation harmonique et utilise le changement dans la fonction de réponse en fréquence pour l'identification avec l'avantage que des mesures simultanées à plusieurs points ne sont pas nécessaires et un nombre réduit de capteurs est suffisant. La méthode a été validée par simulation numérique sur une structure de châssis où les emplacements et les grandeurs de dommages sont obtenus avec succès même en présence des erreurs de modélisation et du bruit de mesure.

Une nouvelle méthode est présentée par Liu et al. [8] pour caractériser des dommages structurels. Le présent algorithme fait usage d'un modèle éléments finis d'origine et un sous-ensemble de valeurs et vecteurs propres mesurées. La méthode proposée détecte les dommages d'une manière découplée. Tout d'abord, une théorie est conçue pour déterminer le nombre d'éléments endommagés. Une fois le nombre de dommages est déterminé, les algorithmes de localisation et de quantification sont ensuite développés. Une structure plane en treillis est utilisée comme exemple numérique pour vérifier la méthode proposée. Les résultats montrent que la méthode proposée peut localiser et quantifier les dommages avec précision si le nombre de modes mesurés est supérieur au nombre d'éléments endommagés avec ou sans bruit.

Une nouvelle approche de la détection de dommages structuraux est présentée par Poudel et al. [9] dans laquelle ils utilisent la différence entre les déformées modales de l'état intact et endommagé. Afin de capturer et d'afficher le signal du dommage, la transformée en ondelettes de la fonction de différence entre les déformées modales est utilisée. L'analyse modale peut fournir les fréquences naturelles, les caractéristiques d'amortissement et les modes avec haute résolution spatiale. La différence entre les déformées modales possède un signal clair pour la détection de dommages à la fois présence et emplacement. Ce signal peut être amplifié par la transformée en ondelettes avec différentes échelles ou résolutions. Une méthodologie de détection de dommages est développée et présentée avec les résultats expérimentaux en utilisant l'ondelette gaussienne complexe qui se trouve adaptée à l'application parmi les ondelettes mère testées.

Borges et al. [10] ont traité le problème d'identification des dommages dans des structures de type armature en utilisant les données vibratoires. Le problème d'identification est modélisé comme une tâche d'optimisation où les fréquences propres mesurées ainsi que les déformées propres sont utilisés dans la construction de la fonction objective. Dans une première tentative, un algorithme génétique standard apparaît inefficace pour obtenir la distribution correcte des dommages dans les problèmes de test. En vue de résoudre cette incapacité, des modifications sont introduites dans le processus de codage, dans la génération initiale de la population, dans la fonction de forme physique et dans les opérateurs génétiques, conduisant à un outil prometteur pour résoudre cette classe de problèmes. Les résultats montrent une bonne performance pour le problème de l'identification de dommages en termes de pourcentage de pistes qui permettent d'atteindre la bonne solution. Des problèmes synthétiques, avec l'ajout de bruit dans les données simulées mesurées associés à la structure endommagée, sont analysés afin d'évaluer la capacité de la méthode proposée. Les études considérant la présence du bruit dans les données mesurées montrent qu'avec son augmentation, l'optimum peut être changé et l'algorithme peut trouver une fausse distribution de dommages. Ceci indique que non seulement l'algorithme devrait être efficace mais également que les données mesurées devraient

avoir un certain niveau d'exactitude afin de tenir compte de la fiabilité dans la recherche de la distribution correcte de dommages, indépendamment de l'algorithme de recherche utilisé.

La méthode d'identification de dommages proposée par Teng et Lu [11] utilise à la fois les caractéristiques dynamiques et les mesures de contraintes des sous-structures pour déterminer le degré de l'endommagement en utilisant le réseau neuronal artificiel. Le degré final des dommages des sous-structures est calculé en introduisant la théorie de l'évidence de Dempster-Shafer. Un modèle éléments finis d'une coque de grande envergure est construit et plusieurs cas de dommages sont simulés. Les indices de dommage déterminés à partir des caractéristiques dynamiques de la structure et des mesures de contraintes ainsi que le degré de dommage final ont donné preuve de la fiabilité et l'efficacité de la méthode présentée en comparant les trois types de résultats d'identification de dommages.

L'article de Lu et al. [12] traite l'identification des dommages locaux pour les systèmes de barres fortement et faiblement couplés avec des fréquences naturelles proches et répétés. Les réponses dynamiques de la structure sous charges mobiles externes, calculées par la méthode d'intégration de Newmark, sont utilisées pour la détection des dommages structuraux. Dans l'analyse inverse, la sensibilité de la réponse dynamique basée sur un modèle éléments finis mis à jour est utilisée pour la détection des dommages locaux dans les systèmes de barres couplés. La simulation numérique montre que la méthode proposée est efficace dans l'identification des dommages dans les systèmes de barres couplés avec une bonne précision à partir de plusieurs mesures même en présence de bruit de mesure artificiel.

Xu et al [13] ont présenté une simulation numérique du problème de détection d'un défaut structural sur une poutre puis validée par des expérimentations basées sur la mesure de la réponse par un Vibromètre laser. A la différence des limitations des techniques d'identification basées sur les vibrations global, cette nouvelle approche d'identification inverse peut se contenter des perturbations locales de l'état d'équilibre de la structure du fait que la présence des dérivées spatiales d'ordre élevé est très sensible à la présence d'un dommage structural. L'approche n'exige pas la connaissance

des conditions aux limites de la structure et ne demande pas que celle-ci soit excitée car la mesure de la réponse est prise durant le fonctionnement normal de la structure. Pour minimiser l'influence du bruit de mesure, différentes procédures de traitements ont été proposées en particulier le filtrage dans le domaine des nombres d'ondes.

Dans le travail de Rosilene et al [14], un modèle d'identification des dommages dans des plaques rectangulaires à partir des caractéristiques vibratoires sur la base de la matrice de flexibilité structurelle est présenté. L'idée principale est que les paramètres modaux sont fonction des propriétés physiques de la structure. Elle est évaluée en tenant compte de l'évolution de la matrice de flexibilité réduite de la structure, qui est liée uniquement aux degrés de liberté mesurés et peuvent être évalués avec précision à partir de quelques-uns des modes de fréquences inférieures dans un test modal. La méthode des éléments finis est utilisée pour modéliser une plaque rectangulaire et la zone de dommage. Les réseaux de neurones artificiels et la méthode d'optimisation Luus-Jaakola sont considérés pour résoudre le problème inverse de l'identification des dommages en minimisant la norme de Frobenius de la différence entre le matrice de flexibilité expérimentale et analytique qui sont liées seulement aux degrés de liberté mesurés de la structure. Les résultats numériques présentés montrent que la méthode proposée est en mesure de localiser et quantifier les dommages simulés.

Dans le travail de Kennedy [15], l'évaluation des dommages dans les bars en utilisant une approche de la propagation des ondes par le problème inverse est présentée. Un test d'impact expérimental est réalisé sur une barre mince, excitée à son libre, produisant une onde progressive et une onde régressive le long de la barre. Les signaux correspondants d'impulsion et d'écho sont alors considérés pour l'identification de dommages. Un algorithme algébrique séquentiel est employé pour décrire la propagation de l'onde acoustique le long de la barre et appliqué pour des fins d'identification des dommages. Dans le procédé d'identification, les résultats de la méthode stochastique d'optimisation ont été employé comme supposition initiale pour la méthode d'optimisation déterministe de Levenberg-Marquardt, menant à une technique hybride pour minimiser la différence entre les profils d'impédance. Comme

le montrent les exemples numériques, pour les données sans bruit, la récupération du profil d'impédance est presque parfaite malgré la présence des erreurs de troncature numériques. Deux autres essais ont été réalisés, avec un rapport signal sur bruit de 30 et 20 dB, montrent que l'identification du profil est acceptable mais nécessite davantage de recherches.

Wang et al [16] ont proposé un cadre non probabiliste d'analyse pour quantifier statistiquement l'intervalle des paramètres structurels de rigidité de l'élément par manque d'information probabiliste sur les incertitudes liées au bruit et aux erreurs de mesure. Selon l'intersection intervalle des paramètres de rigidité élément dans les états intact et endommagé, la possibilité d'existence de dommages est définie sur la base de la théorie de la fiabilité. Un indice de mesure de dommage est alors proposé comme le produit de la réduction nominale de la rigidité et la possibilité définie de l'existence de dommages. Ce nouvel indice reflète simultanément la sévérité de dommages et la possibilité d'existence de dommages à chaque composant structural. Des exemples numériques et expérimentaux sont présentés pour illustrer la validité et l'applicabilité de la méthode et qui permet d'améliorer l'exactitude du diagnostic de dommages comparée à la méthode déterministe d'identification de dommages.

Khechana et al [17] ont appliquée l'analyse multi-résolution en ondelettes pour extraire les informations relatives à l'existence de dommages structuraux dans un disque en utilisant les signaux de force de coupe mesurés lors d'une opération de tournage. Les dommages structuraux tels que des fissures et les soufflures cachées dans la matière de la pièce peuvent apparaître sur la surface finie au cours de l'usinage. Etant donné de l'effet périodique produit chaque fois que l'outil de coupe entre en contact avec le dommage structurel, les signaux mesurés subissent un filtrage et un débruitage. Les résultats expérimentaux montrent que cette méthode est très efficace pour la détection de ce type de défauts pendant l'usinage.

Afin d'obtenir avec précision la position et la taille des dommages locaux, le travail de Eraky et al. [18] se concentre sur la méthode d'index de dommages (DIM) qui peut être utilisée comme un outil pour déterminer des dommages locaux qui se produisent dans les éléments structuraux en flexion. La technique DIM dépend de la

comparaison de l'énergie de déformation modale pour différents stades de dégradation. Les auteurs ont développé leur propre code de calcul pour rendre la méthode concurrente en termes de détection des dommages. La méthode a été vérifiée expérimentalement sur une poutre et sur en plaque en acier soumis à différentes configurations de dommages. Les accélérations temporelles recueillies ont été traitées et utilisées afin de vérifier l'adéquation de la méthode avec les modèles physiques utilisés. Une étude paramétrique numérique a également été menée sur une variété de poutres et plaques avec divers degrés de dommages et d'emplacements. Il a été remarqué que les résultats expérimentaux et numériques ont montré une bonne concordance dans l'identification des dommages dans les éléments structuraux en flexion.

Marwala [19] mis en application les réseaux de neurones selon une formulation Bayésienne en utilisant la méthode hybride de Monte-Carlo pour l'identification probabiliste des défauts de structures de 20 coques cylindriques identiques dont chacune est arbitrairement divisée en trois sous-structures. Des trous de 10-15mm de diamètre sont percés dans chacune des sous-structures et des données vibratoires sont mesurées. Les propriétés modales et le critère modal du même rang d'assurance COMAC, avec le vecteur des fréquences propres pris comme mode additionnel, sont utilisées pour former le réseau des propriétés modales et le réseau COMAC. Les énergies modales sont calculées en déterminant les intégrales des vrais et imaginaires composants des largeurs de bande finies de fonctions de réponse en fréquence de 12% des fréquences propres. Les énergies modales et le critère modal du même rang d'assurance d'énergie (COMEAC) sont employés pour former le réseau de l'énergie modale et le réseau COMEAC. Il a pu enfin faire une classification (présence ou absence des défauts) des différents réseaux et de leurs combinaisons où le réseau des propriétés modales a donné les meilleurs résultats. D'où l'avantage principal de la formulation bayésienne est qu'il donne des identités des dommages et de leurs écarts type respectifs.

Basé sur des fréquences naturelles avec incertitudes, Xia et Hao [20] ont développé un algorithme statistique d'identification de dommages pour expliquer les

effets du bruit de mesure des fréquences propres et les variations dans le modèle éléments finis, tout en définissant la probabilité de l'existence de dommages. Les paramètres structuraux de rigidité dans l'état intact et l'état endommagé, respectivement, sont dérivés avec un processus de mise à jour en deux étapes du modèle. Les statistiques des paramètres sont estimées par la méthode de perturbation et vérifiées par technique de Monte Carlo. La probabilité de l'existence de dommages est alors estimée basée sur les fonctions de densité de probabilité des paramètres dans les deux états. Une probabilité plus élevée implique statistiquement plus de probabilité de survenance des dommages. La technique est validée numériquement sur une poutre appliquée pour détecter des dommages dans des structures en et expérimentalement sur une plaque au laboratoire où l'effet du nombre des fréquences, du niveau de bruit et de la gravité des dommages sur des résultats d'identification sont également discutés.

Dans le travail de Proppe [21], un cadre probabiliste pour le calcul de la probabilité de défaillance de certains éléments des avions est développé. Le problème des dommages multi site MSD d'un élément structurel principal PSE est considéré, où les incertitudes dans l'initiation des fissures et de leur croissance ainsi que l'effort fléchissant et la ténacité sont décrits par des variables aléatoires. Pour les calculs de croissance de la fissure, une méthode des éléments finis alternative, pour éviter un remaillage, est utilisée. Après avoir spécifié les critères, l'importance d'échantillonnage est utilisée pour obtenir la probabilité de défaillance de l'SPE en raison de MSD.

Récemment, Lei et al [22] proposent une approche probabiliste pour l'identification de dommages. A la différence de l'algorithme déterministe proposé par les auteurs pour l'identification de dommages qui se trouvent inefficaces dès le niveau de bruit de mesure soit élevé, cette approche considère les incertitudes résultant du bruit de mesure. Basé sur l'ancien algorithme déterministe, les valeurs statistiques des paramètres structuraux identifiés sont estimées en utilisant la théorie statistique et un indice de dommage est défini. La probabilité des dommages structuraux identifiés est encore dérivée en se basant sur la théorie de fiabilité. Les excitations externes inconnues à la structure sont également identifiées par évaluation statistique. Un exemple numérique de l'identification des dommages structuraux d'un bâtiment à

cisaillement à plusieurs étages et de son excitation inconnue prouve que l'approche probabiliste proposée peut identifier exactement des dommages structuraux et les excitations inconnues en utilisant seulement des mesures partielles des réponses d'accélération contaminées par du bruit intensif de mesure.

Wang et al [23] ont étudié le problème de l'identification probabiliste de dommages. Ils ont considéré les incertitudes dans les paramètres du modèle EF, dans les excitations externes et dans les réponses mesurées d'accélération. L'incertitude dans le système est concernée par des variables aléatoires de distribution normale avec une valeur moyenne nulle et une covariance donnée. En se basant sur le modèle théorique et les réponses mesurées d'accélération, les modèles structuraux probabilistes des états intacts et endommagés sont obtenus par le modèle mis à jour en deux étapes, puis les probabilités de l'existence de dommages de chaque élément sont calculées comme critère de dommage. Les influences de l'emplacement des capteurs sur les résultats de l'identification de dommages sont également discutées où une des techniques optimales de placement du capteur dite méthode de l'indépendance effective est utilisée pour choisir les nœuds de mesure. Les résultats de l'identification de dommages par différents nombres des nœuds et de différents critères de dommages sont comparés dans l'exemple numérique.

Dans un récent article de Xu et al [24], une procédure de détection de dommages basée sur la probabilité est présentée. La méthode du facteur aléatoire est développée pour évaluer analytiquement les matrices de covariance à chaque étape d'itération du modèle stochastique mis à jour. Le caractère aléatoire des caractéristiques dynamiques est explicitement exprimé par les facteurs aléatoires des paramètres de mise à jour. Un algorithme d'optimisation amélioré est introduit pour garantir la convergence et de réduire l'effort de calcul, dans lequel les variables de conception sont limités dans la région recherche par troncature de région à chaque étape d'itération. L'algorithme développé est illustrée par une structure plane en treillis de 25 barres simulée et les résultats ont été comparés et vérifiés avec ceux obtenus à partir de la simulation de Monte Carlo. Afin d'évaluer les influences de sources d'incertitude sur les résultats du modèle mis à jour et la détection de dommages des structures, une étude comparative

est également donnée en vertu de différents cas d'incertitudes : incertitude structurelle seulement, incertitude de mesure seulement et la combinaison des deux. Les résultats de la simulation montrent que la méthode proposée peut augmenter la performance de la mise à jour du modèle stochastique et la détection des dommages des structures basée sur les probabilités avec moins d'effort de calcul.

1.3 Position du problème :

En raison du bruit de mesure et des erreurs de modélisation se produisant dans l'ingénierie réelle, il est nécessaire de considérer diverses incertitudes lors de l'identification des efforts, des dommages et des caractéristiques mécaniques des structures. Le bruit induit par les erreurs de mesure conduit automatiquement à de faux résultats d'identification. D'où la nécessité d'utiliser des techniques de régularisation du problème inverse pour filtrer les résultats du bruit indésirable afin que l'identification ait un sens. Autre méthodes, dites probabilistes, existent et sont utilisables lorsque les données sont incertaines mais elles nécessitent en général beaucoup d'expérimentation pour que les échantillons soient représentatifs.

2.1 Introduction :

Les structures mécaniques que se soient simples ou complexes sont souvent exposées à des dommages dans leurs structures. Ces défauts structuraux soient-ils existent dès la mise en forme de la structure (fissures, présence des inclusions, contraintes résiduelles, etc.) et qui se développent au cours du cycle de vie mais aussi à l'exposition de la structure à des efforts externes. Dans ce cas, la surveillance de l'intégrité structurale peut être réalisée par multiples techniques non destructives telles que la thermographie, l'ultra son et le suivi des vibrations. Dans le cas où ces dommages sont non localisés, la dernière technique semble être la meilleure pour détecter tout changement dans le comportement mécanique et toute variation des caractéristiques mécaniques qui caractérisent la présence des défauts structuraux. La facilité de mise en application de cette technique provient du fait que des mesures vibratoires peuvent être réalisées et les signaux recueillis pour faire l'objet d'un traitement pour la localisation et l'identification des défauts existants.

2.2 Principe de base :

Les structures mécaniques de type poutres, plaques ou coques cylindriques sont gouvernées par des équations de comportement issues des formulations mathématiques basées sur la mécanique des milieux continus. Ces formulations sont, en général, complexes mais peuvent être simplifiées en introduisant certaines hypothèses. Les équations de mouvement résultantes sont, donc, représentatives du comportement dynamique de la structure sachant ses dimensions, ses caractéristiques mécaniques et la nature de l'excitation à laquelle elle a été soumise. Par contre, la complexité provient essentiellement de l'absence des informations sur les caractéristiques mécaniques et sur la nature des efforts excitateurs et en particulier sur leurs emplacements. A ce stade, on est confronté à exploiter les informations accessibles par la mesure surtout les déplacements, vitesses et accélérations.

Les équations de base souvent utilisées dans les études dynamiques des structures sont les suivantes :

Cas des poutres :

$$E(1 + j\eta) \frac{bh^3}{12} \frac{\partial^4 w(x, \omega)}{\partial x^4} - \rho b h \omega^2 w(x, \omega) = F(x, \omega) \dots\dots\dots(1)$$

Cas des plaques :

$$\frac{E(1+j\eta)h^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega^2 w(x, y, \omega) = F(x, y, \omega) \dots(2)$$

Cas des coques cylindriques :

$$\frac{E(1+j\eta)h}{1-\nu^2} \left(\nu \frac{\partial u}{r \partial z} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r^2} - \left(\frac{\partial^4 w}{\partial z^4} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) \right) - \rho h \omega^2 w = F(\omega) \dots\dots(3)$$

Les différents paramètres sont définis comme suit :

- E Le module de Young ;
- η Le coefficient de perte ;
- ν Le coefficient de Poisson ;
- ρ La densité ;
- h L'épaisseur de la structure ;
- r Le rayon de la coque ;
- b La largeur de la poutre ;
- $\omega = 2\pi f$ La pulsation d'excitation et f la fréquence correspondante ;
- w Le déplacement transversal de la structure ;
- F La force excitatrice ;
- $\frac{\partial u}{\partial z}$ et $\frac{\partial v}{\partial \theta}$ Les déformations de la coque : longitudinale et circonférentielle ;

Connaissant la forme de la réponse et la force excitatrice, on peut calculer la réponse de la structure en termes de déplacements selon la direction transversale dans le cas des poutres et des plaques et les déplacements dans les trois directions dans le cas des coques cylindriques.

Maintenant, si on possède les déplacements par la mesure, on aura la possibilité de calculer la distribution des efforts appliqués [25, 26, 27], la possibilité de chercher la présence ou non des défauts structuraux dans la zone où un effort est appliquée ou en dehors de cette zone [28] ainsi que la détermination des caractéristiques mécaniques

de la structures en particulier le module de Young et l'amortissement structurel en dehors de la zone concernée par l'excitation [29].

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché (discret), la méthode des différences finis et celle des éléments finis peuvent être appliquées. Chacune de ces deux méthodes correspond à une formulation différente des équations de la physique. L'équilibre des forces en chaque point pour les différences finis et la minimisation de l'énergie ou principe des travaux virtuels pour les éléments finis.

2.3 Application de la méthode de différences finies :

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées qui apparaissent dans les équations de mouvement du problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage [30]. Elle présente l'avantage de sa grande simplicité d'écriture et du faible cout de calcul. Mais elle est limitée à certaines géométries et avec la difficulté de prise en compte des conditions aux limites.

Dans le cas des différences finies en dimension un (Fig. 2.1), on discrétise l'intervalle continu $[a, b]$ en un nombre fini de points (x_i) .

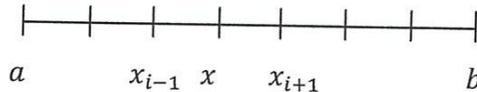


Fig. 2.1. Discrétisation en différences finies d'un segment

$$\left\{ \begin{array}{l} -w''(x) = f(x) \quad a < x < b \\ w(a) = \alpha \quad \quad \quad w(b) = \beta \end{array} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

On remplace ainsi le problème continu par des valeurs approchées w_i de la solution exacte $w(x_i)$ aux points x_i .

Le schéma aux différences finies centrée d'ordre 1 est donné par :

$$w'(x_i) = \frac{\partial w}{\partial x}(x_i) \cong \frac{w_{i+1} - w_{i-1}}{2h} \dots\dots\dots(5)$$

Avec h le pas de discrétisation.

La discrétisation centrée classique de la dérivée seconde peut avoir la forme suivante :

$$w''(x_i) = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x_i) \cong \frac{w_{i+1} + 2w_i - w_{i-1}}{h^2} \dots\dots\dots(6)$$

Pour la dérivée troisième, la forme est la suivante :

$$w'''(x_i) = \frac{\partial^3 w}{\partial x^3}(x_i) \cong \frac{w_{i+2} - 3w_{i+1} + 3w_{i-1} - w_{i-2}}{h^3} \dots\dots\dots(7)$$

La discrétisation centrée classique d'ordre deux de la dérivée quatrième est :

$$w''''(x_i) = \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x_i) \cong \frac{w_{i+2} - 4w_{i+1} + 6w_i - 4w_{i-1} + w_{i-2}}{h^4} \dots\dots\dots(8)$$

On peut observer que les approximations sont toutes en fonction des déplacements. Si nous sommes dans le cas unidimensionnel, le schéma nécessite la connaissance des déplacements en cinq points répartis deux à deux autour du point central. Dans le cas bidimensionnel, le schéma exige la connaissance de douze points autour du point central (Fig. 2.2).

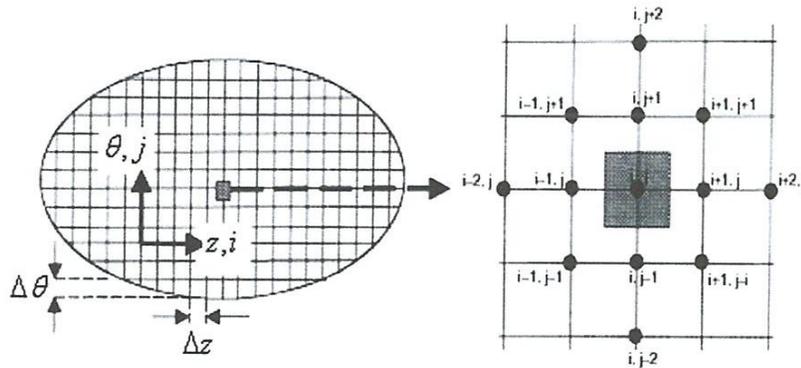


Fig. 2.2. Schéma aux différences finies centré dans le cas bidimensionnel

2.3.1 Reconstitution des efforts inconnus :

Dans le cas de la recherche des efforts inconnus, appliqués sur des structures bidimensionnelles, les dérivées spatiales d'ordre 4 peuvent être exprimées en termes de déplacements par le schéma aux différences finies (8) comme suit :

Cas des plaques :

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \cong \frac{1}{\Delta_x^4} (w_{i+2,j} - 4w_{i+1,j} + 6w_{i,j} - 4w_{i-1,j} + w_{i-2,j})$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \cong \frac{1}{\Delta_y^4} (w_{i,j+2} - 4w_{i,j+1} + 6w_{i,j} - 4w_{i,j-1} + w_{i,j-2}) \dots \dots \dots (9)$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \cong \frac{1}{\Delta_x^2 \Delta_y^2} (w_{i+1,j+1} - 2w_{i+1,j-1} + w_{i+1,j-1} - 2w_{i-1,j} + 4w_{i,j} - 2w_{i,j-1} + w_{i-1,j+1} - 2w_{i-1,j+1} + w_{i-1,j-1})$$

Δ_x et Δ_y représentent la distance entre deux points consécutifs, respectivement le long de la direction X et Y.

Après remplacements des dérivées discrétisées (9) dans (2), l'équation résultante sera, donc, représenté uniquement en fonction des déplacements transverses qui sont des quantités facilement mesurables.

Cas des coques cylindriques :

Dans le cas des coques cylindriques, en plus des dérivées d'ordre 4 qui seront discrétisées de la même manière que dans (9) mais en coordonnées polaires, une complexité supplémentaire vient s'ajouter, c'est bien l'effet de courbure représenté par la présence des déformations $\frac{\partial u}{\partial z}$ et $\frac{\partial v}{\partial \theta}$ dans l'équation du mouvement (3). Cela pose un sérieux problème car ces quantités doivent être mesurées dans tous les points de maillage. Ce qui est pratiquement impossible à réaliser expérimentalement surtout su.

$$\frac{\partial^4 w}{\partial z^4} \cong \frac{1}{\Delta_z^4} (w_{i+2,j} - 4w_{i+1,j} + 6w_{i,j} - 4w_{i-1,j} + w_{i-2,j})$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \cong \frac{1}{\Delta_\theta^4} (w_{i,j+2} - 4w_{i,j+1} + 6w_{i,j} - 4w_{i,j-1} + w_{i,j-2}) \dots \dots \dots (10)$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} \cong \frac{1}{\Delta_z^2 \Delta_\theta^2} (w_{i+1,j+1} - 2w_{i+1,j-1} + w_{i+1,j-1} - 2w_{i-1,j} + 4w_{i,j} - 2w_{i,j-1} + w_{i-1,j+1} - 2w_{i-1,j+1} + w_{i-1,j-1})$$

Reste à exprimer les déformations par un schéma aux différences finies (6) en termes de déplacements selon z et θ . Ces déplacements peuvent être mesurés par un accéléromètre triaxial ou avec un Laser multidirectionnel.

$$\frac{\partial v}{\partial \theta} \cong \frac{1}{2\Delta_\theta} (v_{i,j+1} - v_{i,j-1}) \text{ et } \frac{\partial u}{\partial z} \cong \frac{1}{2\Delta_z} (u_{i+1,j} - u_{i-1,j}) \dots\dots\dots (11)$$

En remplaçant les expressions (9) et (10) dans (3), on aboutit à une équation avec toutes les quantités sont connes pour reconstituer la distribution de la force.

2.3.2 Détection des défauts structuraux :

Dans ce cas, on excite la structure avec un effort connu et on inspecte une zone quelconque de la structure pour voir si un défaut structural existe ou pas. En général, un défaut structurel est caractérisé par un changement d'au moins une caractéristique mécanique à cet endroit (Module de Young, densité, coefficient d'amortissement, etc.). La procédure d'identification est similaire à celle employée dans le cas de reconstitution des efforts sauf que dans ce cas l'effort est nul puisqu'on l'applique en dehors de la zone inspectée (Fig. 2.3).

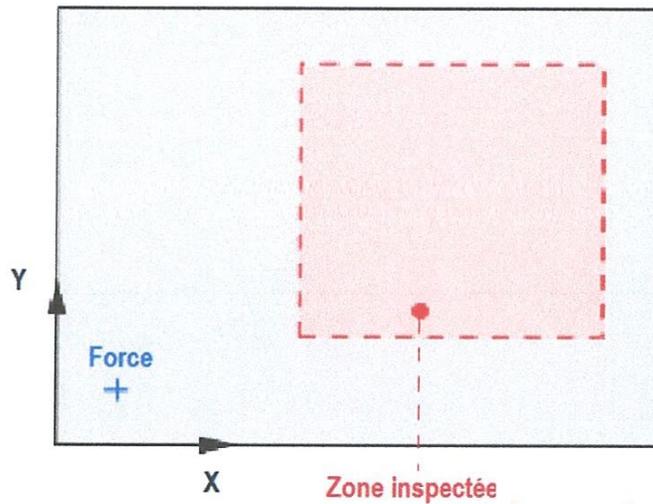


Fig. 2.3. Identification d'un défaut sur une plaque rectangulaire

Alors, on cherche un indice appelé indice de dommage par la formule (12) dans le cas des plaques et par (13) dans le cas des coques. En principe, cet indice est nul sauf si le défaut existe et là des valeurs significatives seront affichées.

Cas des plaques :

$$ID(x, y, \omega) \cong \frac{E(1+j\eta)h^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega^2 w(x, y, \omega) \dots (12)$$

Cas des coques cylindriques :

$$ID(z, \theta, \omega) \cong \frac{E(1+j\eta)h}{1-\nu^2} \left(\frac{\nu}{r} \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r^2} - \left(\frac{\partial^4 w}{\partial z^4} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) \right) - \rho h \omega^2 w \dots (13)$$

2.3.3 Détermination expérimentale des caractéristiques mécaniques d'un matériau :

Dans ce cas, on excite la structure avec un effort connu et on inspecte une zone quelconque de la structure identique à la procédure précédente. En général, les caractéristiques mécaniques (Module de Young, densité, coefficient d'amortissement, etc.) n'ont pas exactement les mêmes valeurs sur la structure. Ce qui nous amène à chercher une distribution de la caractéristique en question.

En supposant bien sur que la structure est saine, donc l'indice de dommage est nul, les formules (12) et (13) donnent ce qui suit :

Cas des plaques :

$$\frac{E(1+j\eta)h^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega^2 w(x, y, \omega) = 0 \dots\dots\dots (14)$$

En séparant les deux membres de l'équation, on peut avoir l'écriture suivante :

$$\frac{E(1+j\eta)h^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega^2 w(x, y, \omega) \dots\dots\dots (15)$$

$$\frac{E(1+j\eta)h^3}{12(1-\nu^2)\rho h \omega^2} \left(\frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial y^4} \right) = w(x, y, \omega) \dots\dots\dots (16)$$

On constate que la dépendance est linéaire. Donc, on peut déterminer la pente D après approximation des dérivées d'ordre 4 par les déplacements transversaux et en divisant le module de la partie droite sur le module de la partie gauche.

$$D = \frac{E(1+j\eta)h^2}{12(1-\nu^2)\rho \omega^2} = \frac{w(x,y,\omega)}{\left(\frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x,y,\omega)}{\partial y^4} \right)} \dots\dots\dots (17)$$

A partir de l'équation (17), on arrive à déterminer les caractéristiques mécaniques telles que le module de Young et l'amortissement structural.

$$D = \frac{E(1+j\eta)h^2}{12(1-\nu^2)\rho \omega^2} = \frac{Eh^2}{12(1-\nu^2)\rho \omega^2} + \frac{Eh^2 j\eta}{12(1-\nu^2)\rho \omega^2} = D_{réel} + D_{imag} \dots\dots\dots(18)$$

Alors :
$$E = \frac{12(1-\nu^2)\rho\omega^2 D_{réel}}{h^2} \text{ et } \eta = \frac{D_{imag}}{D_{réel}} \dots\dots\dots (19)$$

Cas des coques cylindriques :

En suivant les mêmes démarches que celles dans le cas des plaques, après approximation des dérivées d'ordre 4 par les déplacements transversaux et les dérivées d'ordre 1 par les déplacements correspondants, on aboutit à l'équation suivante :

$$\frac{E(1+j\eta)h}{1-\nu^2} \left(\frac{\nu}{r} \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r^2} - \left(\frac{\partial^4 w}{\partial z^4} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) \right) = \rho h \omega^2 w \dots\dots\dots (20)$$

D'où :
$$D = \frac{E(1+j\eta)}{(1-\nu^2)\rho\omega^2} = \frac{w}{\left(\frac{\nu}{r} \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r^2} - \left(\frac{\partial^4 w}{\partial z^4} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right) \right)} \dots\dots\dots (21)$$

Alors :
$$E = (1 - \nu^2)\rho\omega^2 D_{réel} \text{ et } \eta = \frac{D_{imaginaire}}{D_{réel}} \dots\dots\dots (22)$$

2.4 Simulations des données bruitées :

Afin de simuler le cas réel, où les déplacements mesurés sont en général entachés d'incertitudes, on va introduite du bruit de mesure aux déplacements exacts. Vu le caractère aléatoire du bruit, on suppose qu'il suit une distribution Gaussienne caractérisée par deux paramètres.

$$w_{ij}^{bruités} = w_{ij}^{exactes} (\Delta_w + e^{j\Delta_\varphi}) \dots\dots\dots (22)$$

Δ_w est un nombre réel arbitraire, de moyenne égale à 1 et d'un écart-type et $\sigma_w = 1\%$ et Δ_φ est un autre nombre réel arbitraire, de moyenne égale à 0 et d'un écart-type $\sigma_\varphi = 0.573^\circ$. Les valeurs des deux écarts-type déterminent le niveau des incertitudes en pourcentage.

En introduisant les déplacements bruités calculés par (22) dans (21), on peut déterminer la valeur de D pour une fréquence donnée.

$$D^{bruité} = \frac{w^{br}}{\left(\frac{\nu}{r} \left| \frac{\partial u}{\partial z} \right|^{br} + \frac{1}{r^2} \left| \frac{\partial v}{\partial \theta} \right|^{br} + \frac{w^{br}}{r^2} - \left(\left| \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} \right|^{br} + \frac{2}{r^2} \left| \frac{\partial^4 w}{\partial z^2 \partial \theta^2} \right|^{br} + \frac{1}{r^4} \left| \frac{\partial^4 w}{\partial \theta^4} \right|^{br} \right) \right)} \dots\dots\dots (23)$$

L'influence du bruit va certainement perturber les valeurs obtenues de D et par conséquent, la détermination des caractéristiques mécaniques sera impossible.

Afin de rendre le problème stable, l'approche de filtrage est réalisée par un filtre passe-bas idéal pour supprimer les composantes des nombres d'ondes affectées par le bruit. Sa fonction de transfert $\hat{h}(k)$ correspond à une fonction porte, centrée à l'origine et limitée par son nombre d'onde de coupure. La fonction de transfert du filtre est présentée sur la figure 2.4.

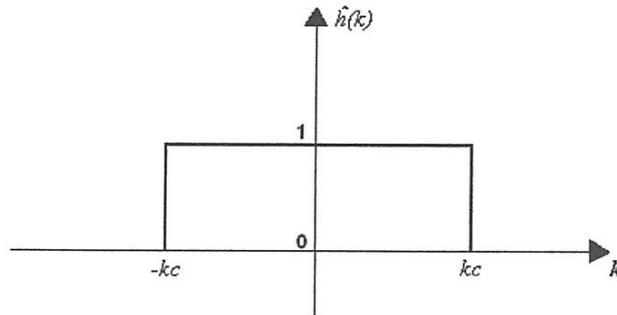


Fig. 2.4 Fonction de transfert d'un filtre passe-bas idéal

Le nombre d'onde de coupure $k_c = 2\pi/\lambda_c$ est défini de sorte qu'il ne garde que les informations utiles en écartant les nombres d'ondes problématiques.

La réponse spatiale bidimensionnelle des deux filtres est définie comme le produit de deux sinus cardinaux résultant du produit de la transformée de Fourier inverse le long de la direction longitudinale par celle de la direction circonférentielle.

$$h(z, \theta) = \frac{1}{4\pi^2} \int_{-k_{cz}}^{+k_{cz}} \int_{-k_{c\theta}}^{+k_{c\theta}} \hat{h}(k_z) \hat{h}(k_\theta) e^{jk_z z} e^{jk_\theta r\theta} dk_z dk_\theta = \frac{\sin(k_{cz}z) \sin(k_{c\theta}r\theta)}{\pi^2 z r \theta} \dots (24)$$

Ici, k_{cz} et $k_{c\theta}$ sont deux nombres d'onde de coupure, le long de la direction longitudinale et circonférentielle, respectivement.

Le filtrage consiste, donc, à faire un produit de convolution de la distribution de D calculée à partir des déplacements bruités donnés par l'expression (23) avec la réponse spatiale du filtre (24).

$$D_{ij}^{Filtré} = r \Delta_z \Delta_\theta \sum_{k=0}^{N_z-2} \sum_{l=0}^{N_z-2} D_{kl}^{Bruité} h((i-k)\Delta_z, (i-k)r\Delta_\theta) \dots (25)$$

2.5 Conclusion :

Ce chapitre a été consacré principalement à la formulation par différences finies du problème d'identification des dommages et des caractéristiques mécaniques dans le cas des structures mécaniques de type plaques et coques cylindriques. Dans le cas où les dommages sont non localisés, les données vibratoires issues d'une excitation mécanique sont utilisées. L'approche, basée sur le filtrage des distributions résultantes des données mesurées, est nécessaire pour l'identification des défauts existants et la détermination des caractéristiques mécaniques de la structure saine.

Chapitre III : **Simulations numériques**

3.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats des différentes simulations numériques en se servant des déplacements calculés dans le problème direct soit par la méthode modale ou par un logiciel Eléments Finis. Au départ, des simulations vont être présentées sur la plaque pour vérifier l'approche puis sur une coque cylindrique. Le comportement de ce type de structure est un peu complexe par rapport à la plaque suite à l'existence de l'effet de courbure qui apporte plus de rigidité à la coque. Cet effet est représenté par la présence des déformations longitudinales et circonférentielles dans l'équation de mouvement.

3.2 Données du problème dans le cas des plaques :

Nous avons utilisé une plaque carrée en acier, de dimensions et de caractéristiques mécaniques suivantes :

$$L_x = L_y = 1000 \text{ mm}$$

$$h = 3 \text{ mm}$$

$$E = 2.058 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

$$\nu = 0.29$$

$$\rho = 7.85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\eta = 0.001$$

La plaque est maillée selon les deux directions par un maillage qui satisfait le critère d'un minimum de 6 éléments par longueur d'onde ($\Delta x = \Delta y = 0.02 \text{ m}$). Elle est excitée par une force ponctuelle à 160 Hz.

3.3 Simulations numériques sur la plaque :

Maintenant, on essaiera de reconstruire un effort appliqué sur la plaque à $X_f = Y_f = 0.2 \text{ m}$, de détecter la présence d'un défaut situé entre $X_d = [0.6 - 0.7 \text{ m}]$ et $Y_f = [0.4 - 0.5 \text{ m}]$ et le calcul du rapport entre le déplacement transverse et les différences finies.

On constate que l'effort est parfaitement localisé à l'endroit prévu, alors que la distribution des déplacements transverses n'a donné aucune information sur la position de la force.

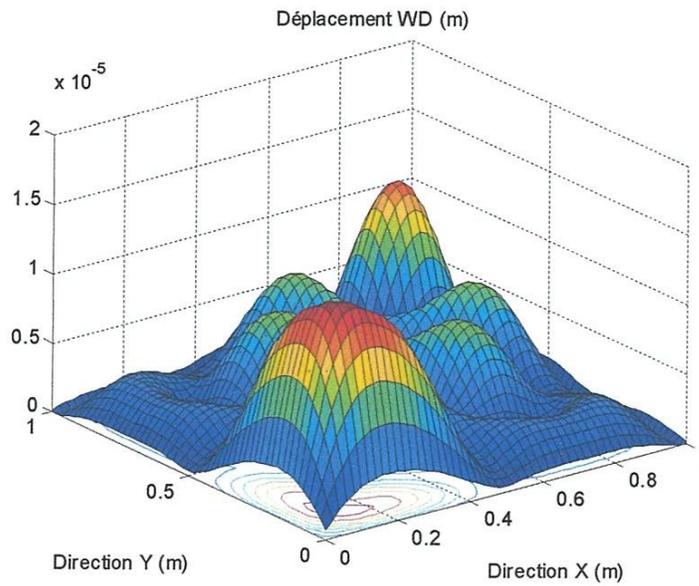


Fig. 3.1. Distribution du déplacement transverse de la plaque excitée à 160Hz

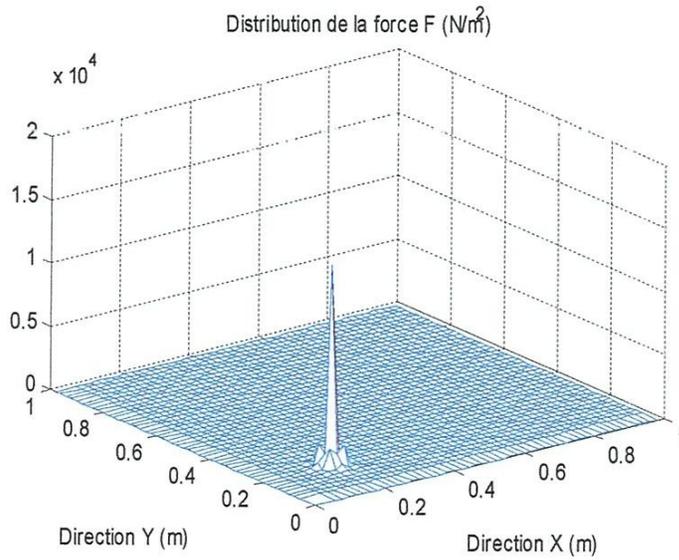


Fig. 3.2. Distribution de la force reconstruite appliquée sur la plaque excitée à 160Hz

Pour l'identification d'un défaut, on n'examinera que la surface où l'effort n'est pas appliqué. Comme le défaut peut être représenté par un amortissement différent dans la zone endommagée, nous avons introduit dans cette zone un coefficient de perte

de 0.1 au lieu de celui du reste de la structure. La figure 3.3 montre que l'indice de dommage est nul partout sauf à la section endommagée localisée à l'endroit exacte.

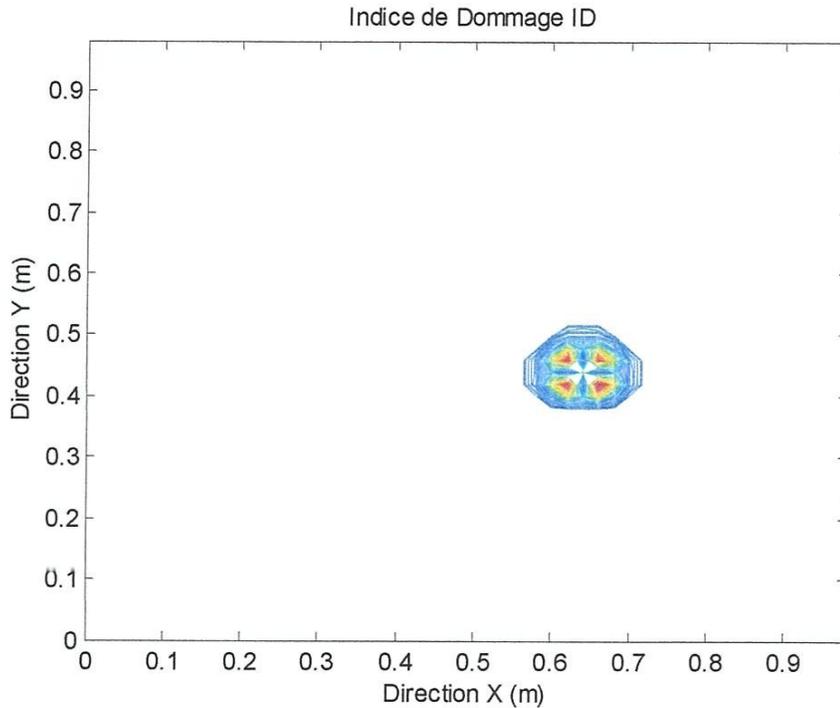


Fig. 3.3. Distribution de l'Indice de dommage sur la plaque excitée à 160Hz

Maintenant, pour identifier certaines caractéristiques mécaniques de la plaque, on va procéder de la même manière que dans le cas d'identification de défaut mais la plaque est supposée saine en choisissant une section inspectée là où l'effort d'excitation est en dehors de cette zone. La figure 3.4 montre la tendance linéaire entre la distribution des déplacements transverses et la distribution en différences finies telle qu'elle est définie par l'équation (17). Dans la figure 3.5, on présente la partie réelle et imaginaire du rapport D où on constate, malgré une tendance linéaire, des fluctuations dans certains points de maillage. Comme conséquence de ces fluctuations, le module de Young et le coefficient de perte ont les mêmes tendances.

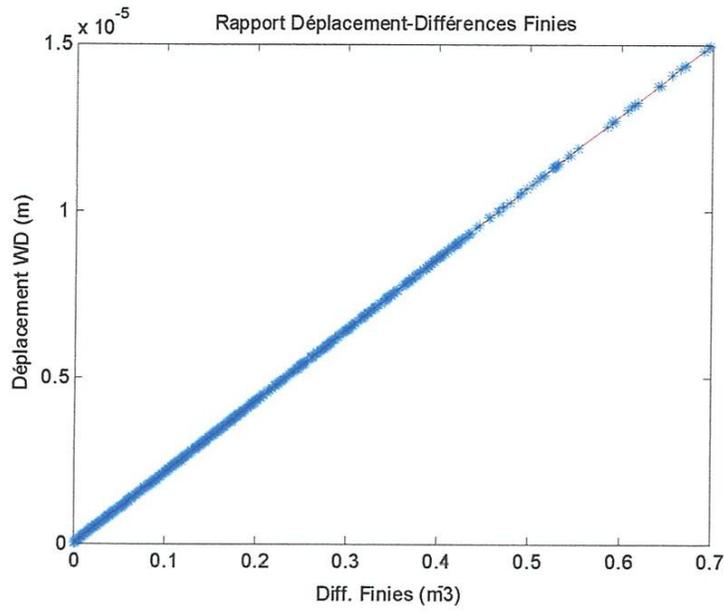


Fig. 3.4. Rapport entre déplacement transverses-différences finies à 160Hz

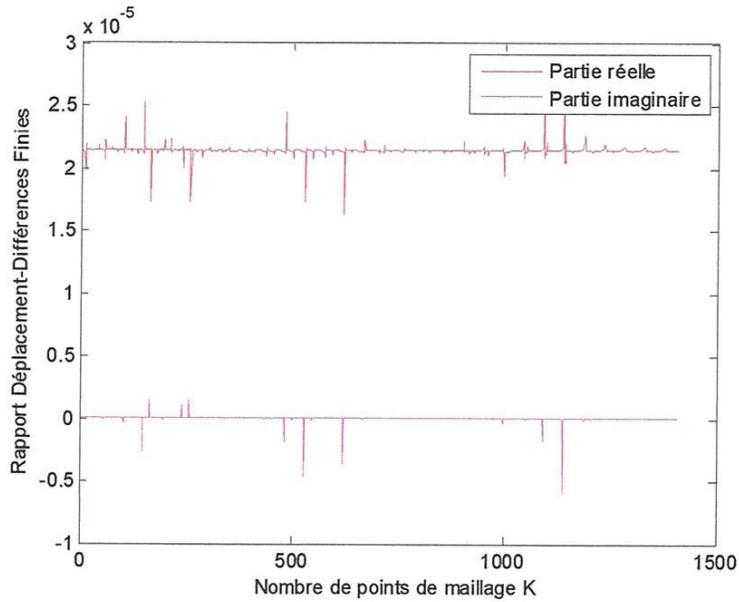


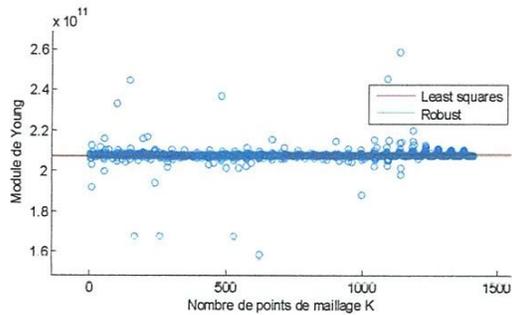
Fig. 3.5. Résultats à 160 Hz

Pour minimiser l'effet de certaines fluctuations observées, nous avons procédé au calcul de la moyenne de chaque caractéristique. Nous avons trouvé les valeurs suivantes : $E_{moy} = 2.0766 \cdot 10^{11} Pa$ et $\eta_{moy} = 3.7177 \cdot 10^{-4}$

Malgré que le calcul par la moyenne a donné un bon résultat pour le module de Young, cette procédure de calcul à échouée pour le coefficient de perte où sa valeur diverge trop par rapport à la valeur exacte. Donc, on a procédé à la linéarisation de ces deux caractéristiques par deux méthodes. On constate sur les figures 3.6 et 3.7 que l'approximation par la méthode robuste est plus précise que la méthode des moindres carrés et on voit clairement la dispersion de certains points de part et d'autres des droites de régression.

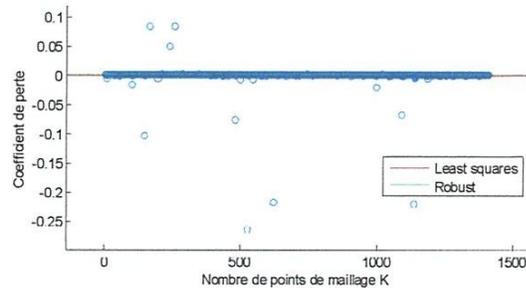
Les valeurs données par la droite de régression pour le module de Young et le coefficient de perte sont les suivantes : $E_{Rob} = 2.0750 \cdot 10^{11} Pa$ et $\eta_{Rob} = 0.00099$.

Ces valeurs sont presque identiques à celles des caractéristiques mécaniques injectées dans le calcul direct des déplacements.



Least squares: $Y = 2.07199e+011 + 649689 \cdot X$ RMS error = 3.50017e+9
 Robust: $Y = 2.07599e+011 + -35344.2 \cdot X$ RMS error = 3.17699e+8

Fig. 3.6. Module de Young



Least squares: $Y = 0.0006701 + -4.22863e-007 \cdot X$ RMS error = 0.0120636
 Robust: $Y = 0.000998351 + -1.91369e-010 \cdot X$ RMS error = 0.000641636

Fig. 3.7. Coefficient de perte

3.4 Données du problème dans le cas des coques cylindriques :

Nous avons utilisé une coque cylindrique en acier, de dimensions et de caractéristiques mécaniques suivantes :

$$L = 1.2 \text{ m}$$

$$r = 0.4 \text{ m}$$

$$h = 3 \text{ mm}$$

$$E = 2.058 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$$

$$\nu = 0.29$$

$$\rho = 7.85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\eta = 0.01$$

3.5 Simulations numériques sur la coque cylindrique :

Maintenant, on essaiera de reconstruire une force répartie appliquée sur la coque à $Z_f = 0.21 - 0.27 \text{ m}$ et $\theta_f = 26^\circ - 34^\circ$. La coque est maillée selon les deux directions : longitudinale et circonférentielle en respectant le critère de 6 éléments par longueur d'onde au moins ($\Delta z = 0.015 \text{ m}$, $\Delta\theta = 2^\circ$).

Nous avons calculé les déplacements dans la zone limitée par la longueur de la coque et un angle de 90° .

Au départ, nous avons calculé la distribution de la force avec seulement les déplacements radiaux sans tenir compte des déformations. La distribution de la force reconstruite (Fig. 3.8) présente des lobes trop importants qui dominent presque la force reconstruite. Ce qui est normal puisqu'on a négligé les déformations. Par contre, la tendance du rapport entre les déplacements radiaux et les différences finies en dehors de la zone d'excitation est linéaire (Fig. 3.9) quoi qu'elle ne donne pas de bonnes valeurs ni pour le module de Young E ni pour le coefficient de perte η . Nous avons trouvé les valeurs suivantes : $E_{moy} = 1.159 \cdot 10^9$ et $\eta_{moy} = 6.746 \cdot 10^{-4}$

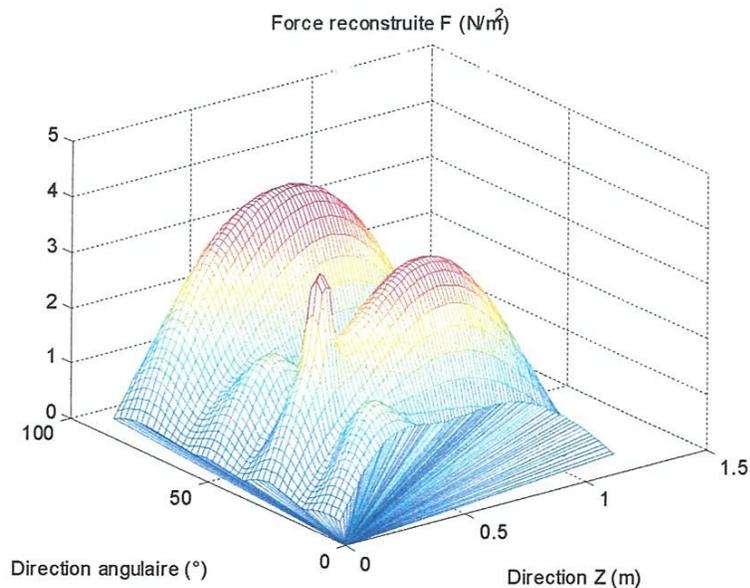


Fig. 3.8. Distribution de la force reconstruite appliquée sur la coque excitée à 160Hz
Avec les déplacements radiaux seulement

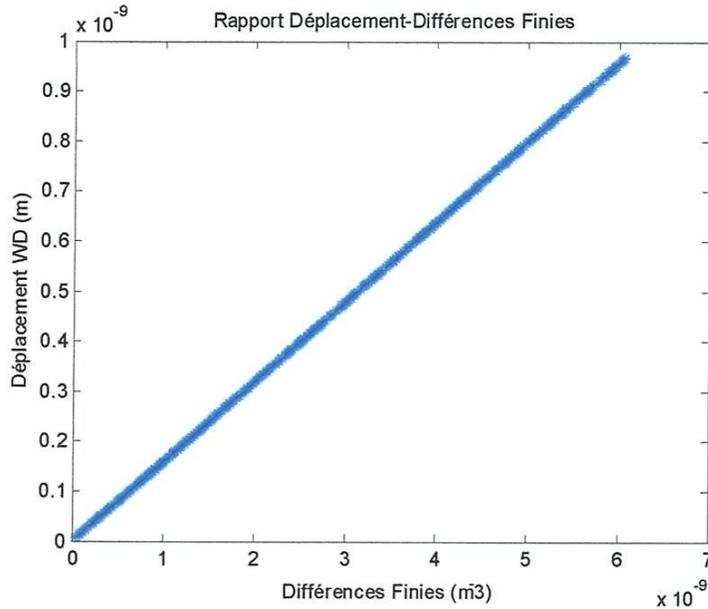


Fig. 3.9. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 160Hz
Avec les déplacements radiaux seulement

Par ailleurs, la reconstruction de la force à partir de tous les composants y compris les déformations, a donné une bonne distribution de l'effort qui est bien localisé (Fig. 3.10). Alors, la tendance du rapport entre les déplacements radiaux et les différences finies en dehors de la zone d'excitation a une tendance générale linéaire mais avec une distribution large de points autour d'une ligne de régression (Fig. 3.11). En se servant de cette droite, les valeurs du module de Young E et le coefficient de perte η se sont améliorées par rapport au cas précédent ($E_{moy} = 1.1064 \cdot 10^{11}$ et $\eta_{moy} = 2.9 \cdot 10^{-3}$).

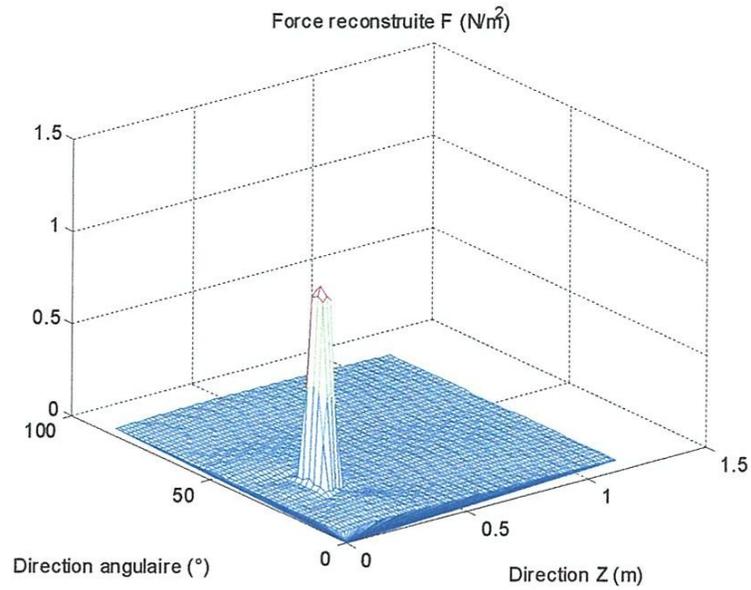


Fig. 3.10. Distribution de la force reconstruite appliquée sur la coque excitée à 160Hz
Avec1 tous les déplacements

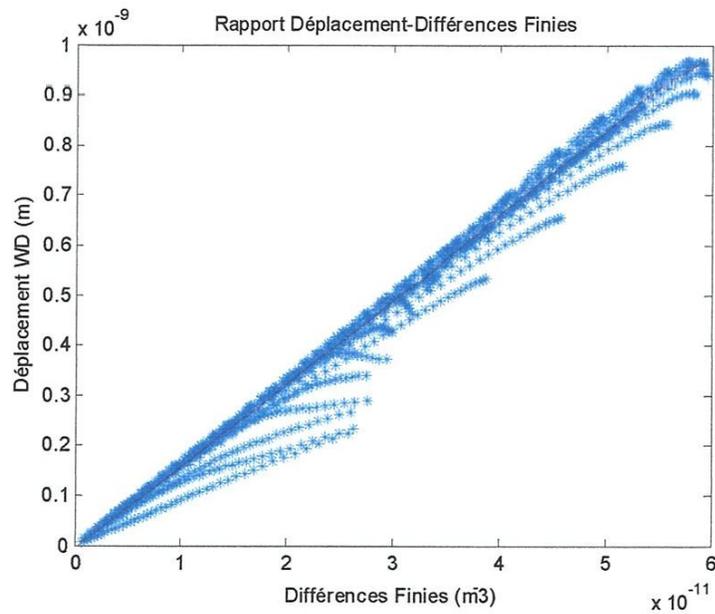
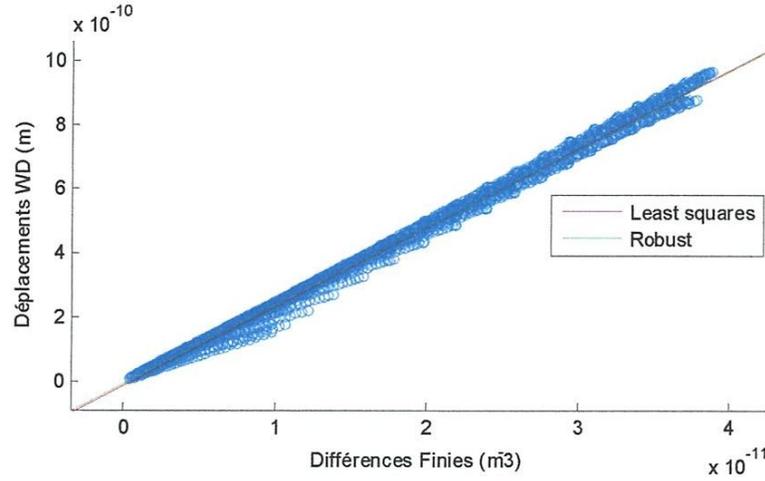


Fig. 3.11. Rapport entre déplacements radiaux-différences fines à 160Hz
Avec les trois déplacements pour ($\Delta z = 0.015 \text{ m}$, $\Delta \theta = 2^\circ$)

Nous avons pensé à affiner encore le maillage dans les deux directions où une amélioration de la tendance est observée (Fig. 3.12) mais les valeurs des deux paramètres restent différentes de celles injectées en particulier le coefficient de perte qui devient parfois négatif.



Least squares: $Y = -1.1072e-011 + 24.5316 \cdot X$ RMS error = $1.80293e-11$
 Robust: $Y = -7.08038e-012 + 24.4069 \cdot X$ RMS error = $1.69817e-11$

Fig. 3.12. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 160Hz

Pour ($\Delta z = 0.015 \text{ m}$, $\Delta \theta = 1^\circ$)

Pour ($\Delta z = 0.015 \text{ m}$, $\Delta \theta = 1^\circ$) $E_{moy} = 1.4823 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ et $\eta_{moy} = 0.1857$

Pour ($\Delta z = 0.015 \text{ m}$, $\Delta \theta = 0.5^\circ$) $E_{moy} = 1.4005 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ et $\eta_{moy} = 0.0889$

Pour ($\Delta z = 0.0075 \text{ m}$, $\Delta \theta = 0.5^\circ$) $E_{moy} = 2.0197 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ et $\eta_{moy} = -0.0814$

En raison des contraintes de mémoire, nous avons réduit la zone inspectée $Z = 0.5 - 1.2 \text{ m}$ et $\theta = 30^\circ - 90^\circ$. En réalisant un maillage encore fin, les résultats semblent être nettement améliorés (Fig. 3.13). Malgré que les allures des deux caractéristiques mécaniques présentent de fortes amplitudes (Fig. 3.14 et 3.15), les valeurs moyennes se sont rapprochées aux valeurs exactes :

$$E_{moy} = 2.0542 \cdot 10^{11} \text{ Pa} [E_{exact} = 2.058 \cdot 10^{11} \text{ Pa}] \text{ et } \eta_{moy} = 0.0146 [\eta_{exact} = 0.01]$$

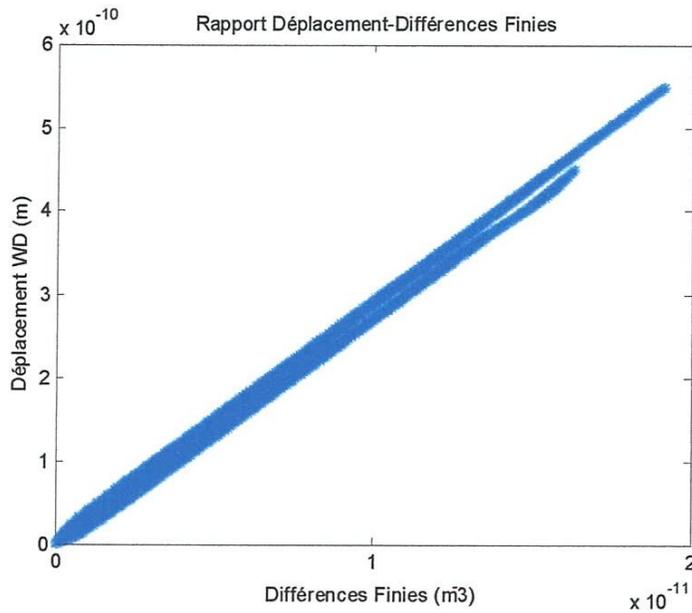


Fig. 3.13. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 160Hz
 Pour ($\Delta z = 0.0025 \text{ m}$, $\Delta\theta = 0.25^\circ$)

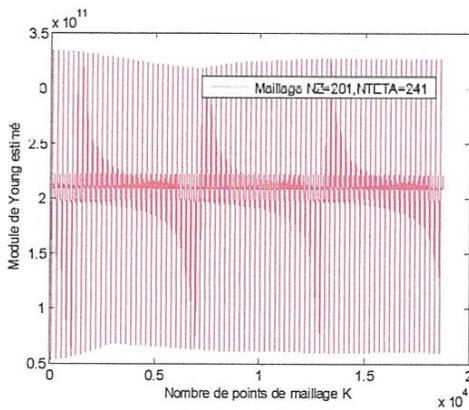


Fig. 3.14. Module de Young

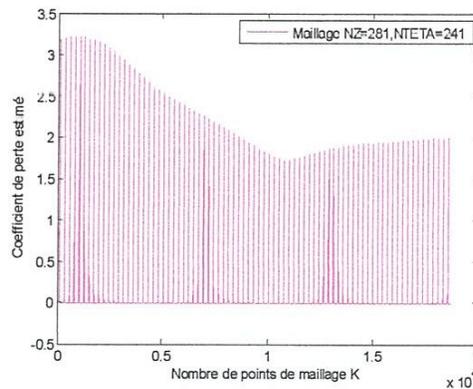


Fig. 3.15. Coefficient de perte

Pour de hautes fréquences et d'après [27], l'effet des déformations est très négligeable lors de la reconstruction des efforts. Nous allons voir en ce qui suit si cette hypothèse est vraie dans le cas de la détermination des caractéristiques mécaniques.

La figure 3.16 montre le rapport D lorsque la coque est excitée à 4000Hz en servant que des déplacements radiaux. Le rapport D a une tendance linéaire mais avec une distribution large surtout au début. Malgré que les allures des deux caractéristiques mécaniques ne présentent que quelques fluctuations (Fig. 3.17 et 3.18), les valeurs moyennes se sont éloignées des valeurs exactes :

$$E_{moy} = 1.8177 \cdot 10^{11} Pa [E_{exact} = 2.058 \cdot 10^{11} Pa] \text{ et } \eta_{moy} = 0.0407 [\eta_{exact} = 0.01]$$

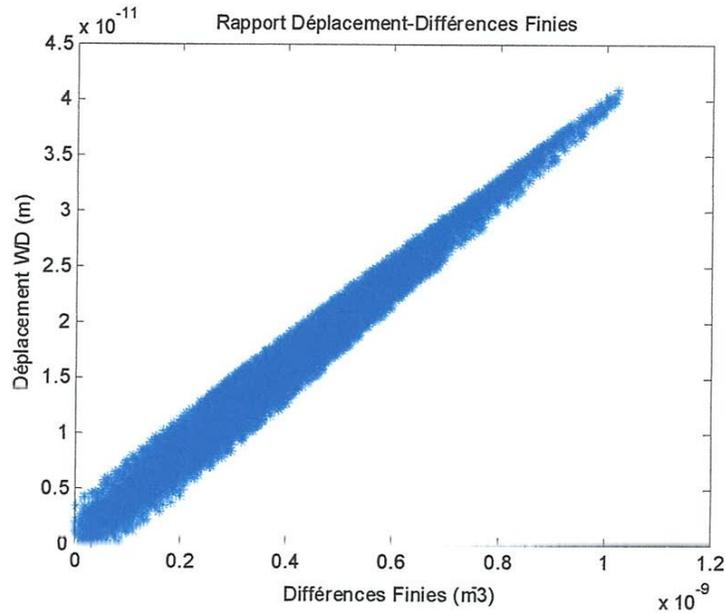


Fig. 3.16. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 4000Hz avec seulement les déplacements radiaux pour ($\Delta z = 0.0025 m$, $\Delta \theta = 0.25^\circ$)

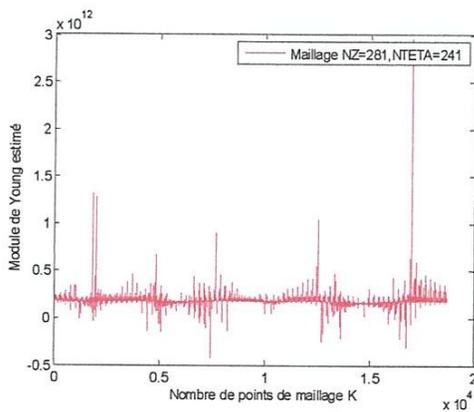


Fig. 3.17. Module de Young

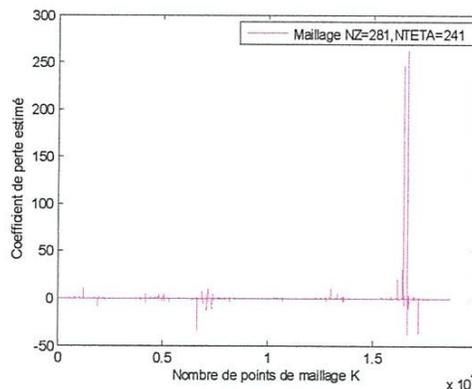


Fig. 3.18. Coefficient de perte

La figure 3.19 montre le rapport D lorsque la coque est excitée à 4000Hz en se servant de tous les déplacements. Le rapport D a une tendance linéaire fine cette fois-ci. Malgré que les allures des deux caractéristiques mécaniques ne présentent que quelques fluctuations (Fig. 3.20 et 3.21), les valeurs moyennes se sont améliorées par rapport au cas précédent sauf que le coefficient de perte devient négatif :

$$E_{moy} = 2.0633 \cdot 10^{11} Pa [E_{exact} = 2.058 \cdot 10^{11} Pa] \text{ et } \eta_{moy} = -0.0099 [\eta_{exact} = 0.01]$$

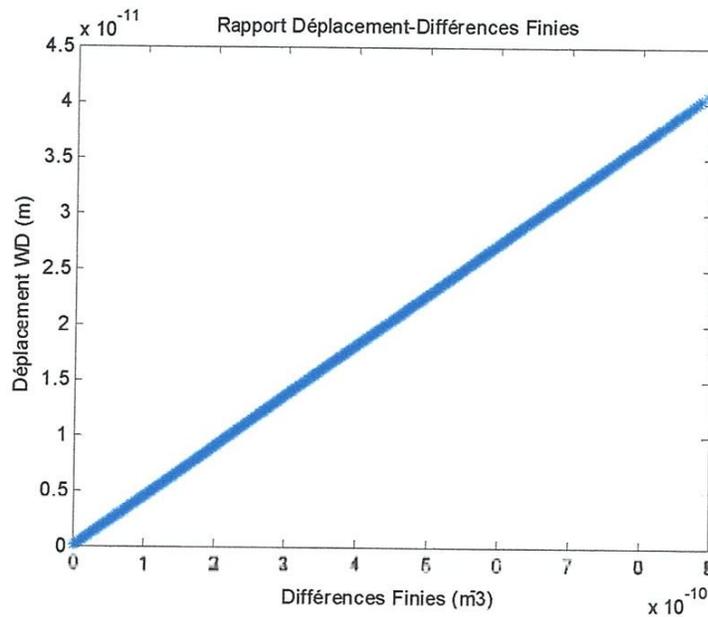


Fig. 3.19. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 4000Hz avec tous les déplacements pour ($\Delta z = 0.0025 \text{ m}$, $\Delta \theta = 0.25^\circ$)

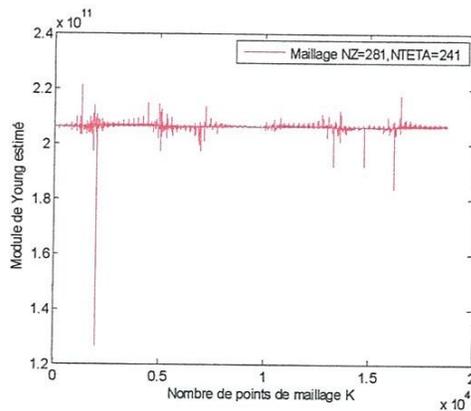


Fig. 3.20. Module de Young

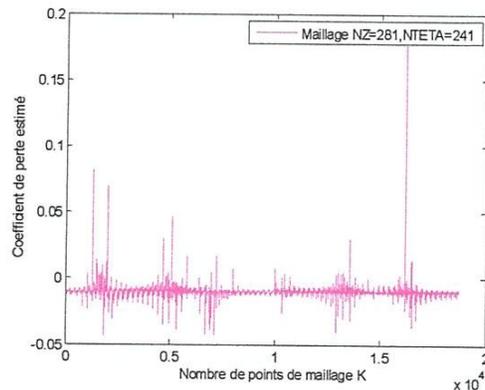


Fig. 3.21. Coefficient de perte

Il est à signaler que la valeur négative du coefficient de perte est due probablement au maillage. Nous avons constaté dans les simulations à 160Hz que le maillage influent sur la valeur et le signe du coefficient de perte. Pour une fréquence élevée, le maillage doit être encore plus fin que celui utilisée auparavant et que le critère de 6 éléments par longueur d'onde est trop restrictif dans notre cas malgré que nous avons pris 35 éléments selon Z et 35 éléments selon θ . En comparaison avec le nombre d'éléments que nous avons pris lors des simulations à 160 Hz (170 éléments selon Z et 245 éléments selon θ), ce nombre d'éléments est trop faible à 4000 Hz. Alors pour augmenter le nombre d'éléments par longueur d'onde, il faut affiner encore le maillage à des valeurs trop petites. Ce qui est gênant dans le cas où on se serve des déplacements mesurés.

Comme c'est à nous de choisir l'excitation (sa grandeur et sa fréquence) pour réaliser le travail d'identification des caractéristiques mécaniques, on doit se limiter à une fréquence basse surtout que l'idée de n'utiliser que les déplacements radiaux en haute fréquence n'a pas donné de résultats satisfaisants.

Pour l'identification d'un défaut situé à $Z_d = 0.63 \text{ m}$ et qui sépare deux zones de la coque avec deux amortissements différents. La figure 3.22 montre que l'indice de dommage est nul partout sauf à la section endommagée localisée à l'endroit exacte.

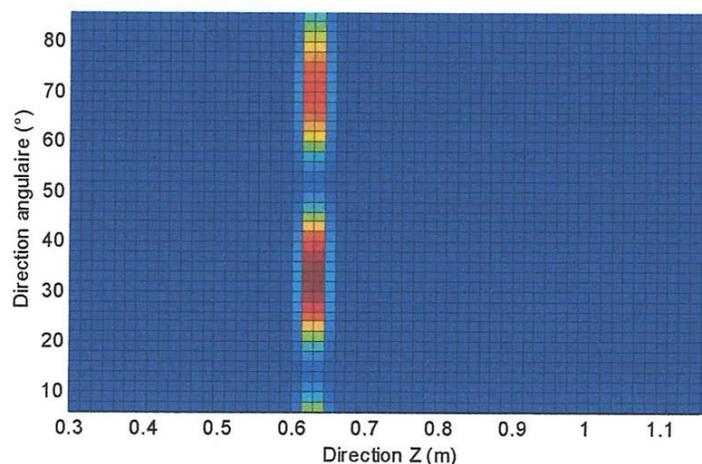


Fig. 3.22. Distribution de l'indice de dommage sur la coque excitée à 160Hz

Dans le même contexte, la présence de cette ligne qui sépare les deux zones peut être aussi déterminée par le rapport D . On peut constater sur le figure 3.23(a) que le rapport est linéaire jusqu'à la ligne de séparation puis, il perd sa linéarité et les points se dispersent un peu partout. Or sur la figure 3.23(b), le D reprend sa linéarité mais avec une pente différente au-delà de cette ligne représentative de défaut.

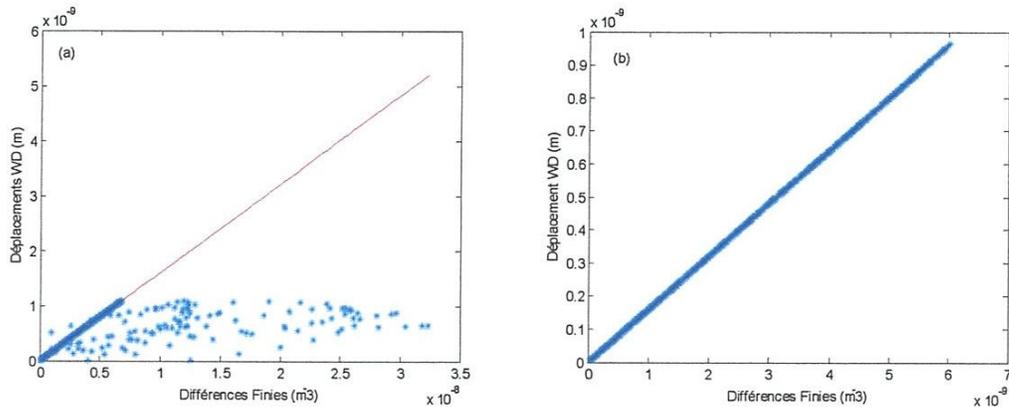


Fig. 3.23. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 160Hz

- (a) : Le défaut apparaît au 40^{ème} point selon z (0.6 m)
- (b) : Le défaut disparaît dès le 44^{ème} point selon z (0.66 m)

3.6 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons pu montrer la possibilité de reconstruire des efforts inconnus appliqués sur des structures telles que les plaques et les coques cylindriques ainsi que l'identification des défauts structuraux par le calcul de l'indice de dommage. En comparaison des deux tâches précédentes qui sont faciles à mener, l'identification des caractéristiques mécaniques en particulier ceux de la coque semble être plus complexe en raison de la présence des déformations. Ce qui exige l'optimisation du maillage fin qu'il soit dans une direction comme dans l'autre pour qu'on estime avoir de bons résultats.

Chapitre IV :
Identification des caractéristiques mécaniques
avec des données bruitées

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats de la simulation numérique avec des déplacements bruités par un bruit aléatoire Gaussien. L'idée est de simuler le cas des déplacements obtenus par les mesures soit par un accéléromètre tri-axial, par Laser ou par d'autres moyens. Au départ, on présente la cartographie des déplacements radiaux exactes et la partie différences finies correspondante ainsi que celle lorsque ces deux distributions sont entachées avec du bruit de mesure pour voir l'impact de ces incertitudes sur le rapport D et par conséquent, les caractéristiques mécaniques recherchées. Ensuite, on va procéder au filtrage dans le domaine du nombre d'onde pour minimiser l'effet du bruit et arriver à une identification adéquate des caractéristiques mécaniques.

4.2 Simulations numériques sur la coque cylindrique :

On va reprendre le cas où la zone inspectée est incluse entre $Z = 0.5 - 1.2 \text{ m}$ et $\theta = 30^\circ - 90^\circ$. Les cartographies des déplacements radiaux exactes (Fig. 4.1) et la partie différences finies correspondante (Fig. 4.2) ainsi que celles lorsque ces deux distributions sont entachées avec du bruit de mesure (Fig. 4.3 et Fig. 4.4) montrent que le bruit affecte d'une façon intense la distribution de la partie différences finies bruitée, alors que la différence entre les distributions des déplacements radiaux exactes et bruités est imperceptible. Malgré le faible pourcentage du bruit injecté qui est comparable à la précision d'un bon instrument de mesure, les dérivées d'ordre quatre vont l'amplifier énormément au point que le rapport D ne garde plus sa linéarité mais il devient très dispersé (Fig. 4.5).

Malgré que les allures des deux caractéristiques mécaniques ne présentent que quelques fluctuations (Fig. 4.6 et 4.7), les valeurs moyennes divergent de loin des valeurs exactes : $E_{moy} = 3.1462 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ et $\eta_{moy} = 61.8968$.

Il est, donc, nécessaire de régulariser ce problème par l'une des méthodes de filtrage pratiquées surtout celle proposée dans [27] qui filtre le nombre d'onde les plus affectés par le bruit et ne garde que ceux contenant les informations utiles. Le problème majeur dans ce cas réside dans le choix des paramètres des filtres dans les deux directions et qui nécessite d'optimiser les deux nombres d'onde de coupure (K_{cz} et $K_{c\theta}$). Un nombre d'onde très petit introduit un lissage à la distribution de la

partie différences finies et peut ainsi supprimer les informations utiles. En revanche, si ce nombre est trop élevé, le bruit ne sera pas supprimé et dans ce cas la distribution de la partie différences finies est noyée dans celle contaminée par le bruit et donc l'accès aux caractéristiques mécaniques les plus représentatifs sera impossible.

Certes d'autres méthodes, basées sur les probabilités commencent à être appliquées dans ce domaine en particulier celle basée sur l'approche probabiliste de Bayes [31, 32], présentent l'avantage de choisir automatiquement le bon paramètre de régularisation du problème inverse. L'application de ces méthodes nécessite de bonnes connaissances en probabilités et un nombre important d'expériences pour déterminer les moyennes, l'écart-type et la densité de probabilité.

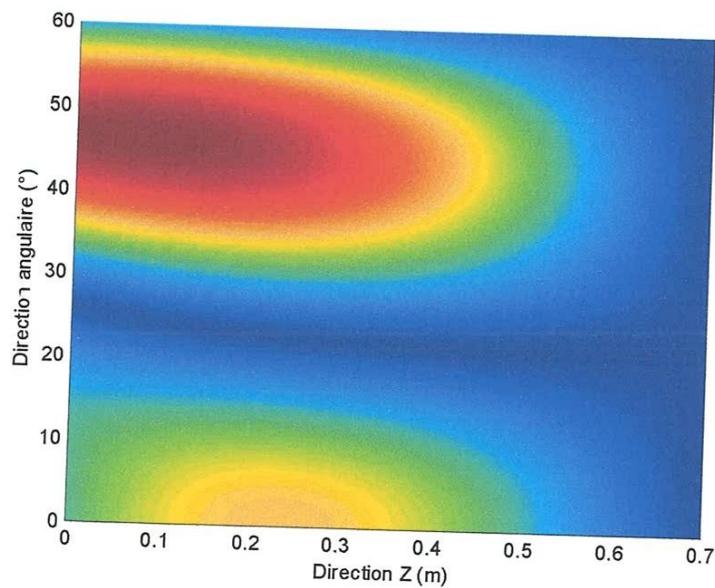


Fig. 4.1. Distribution des déplacements radiaux à 160Hz

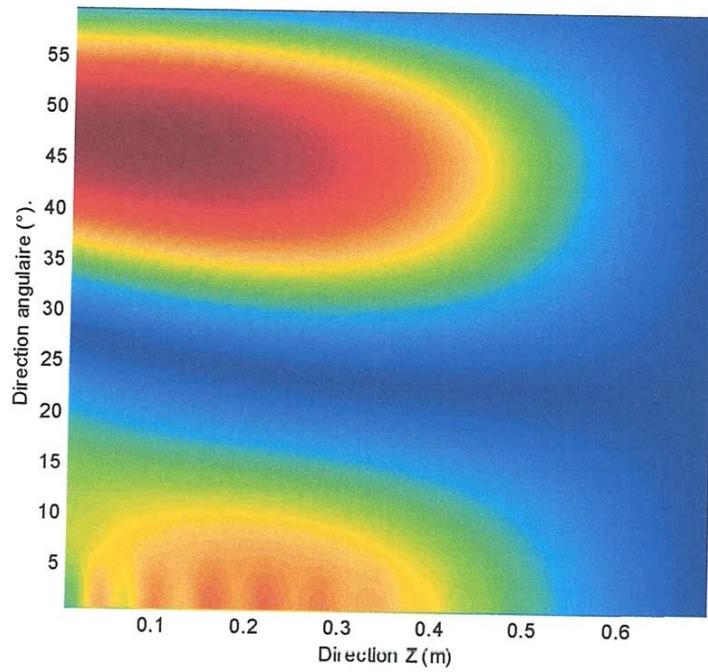


Fig. 4.2. Distribution de la partie différences finies à 160Hz

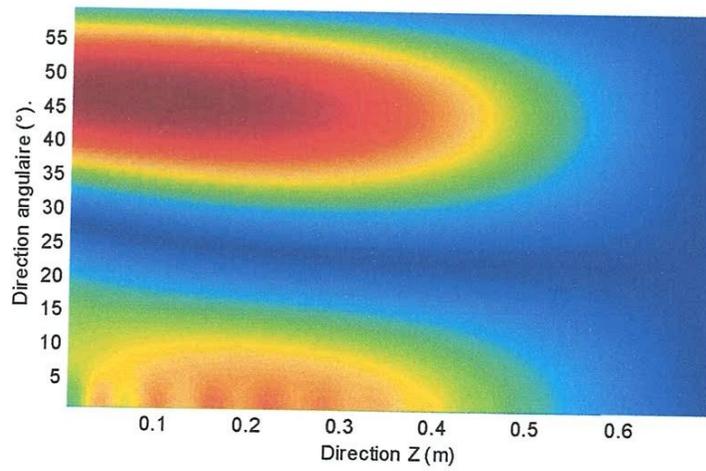


Fig. 4.3. Distribution des déplacements radiaux bruités à 1% en module et phase

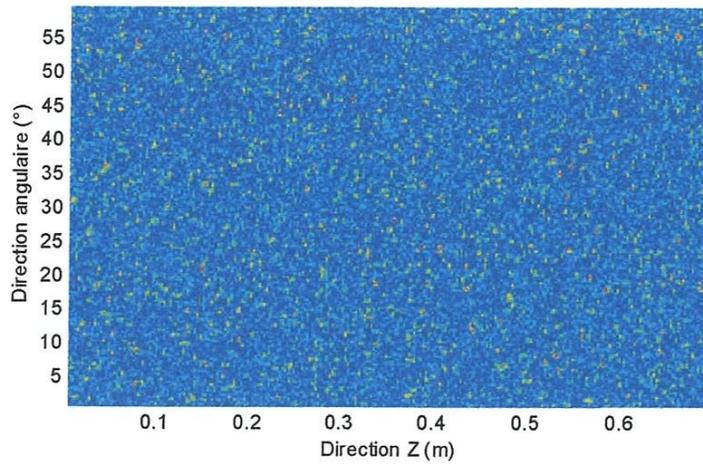


Fig. 4.4. Distribution de la partie différences finies à 160Hz avec des déplacements radiaux bruités à 1% en module et phase

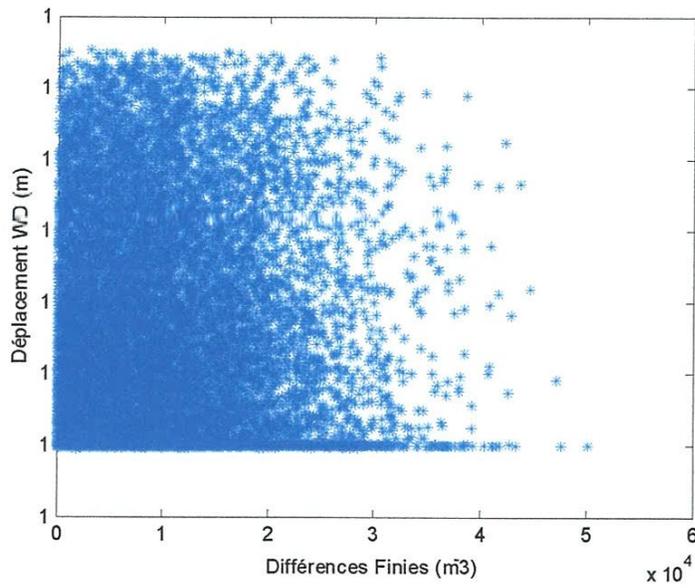


Fig. 4.5. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 160Hz avec des déplacements radiaux bruités à 1% en module et phase

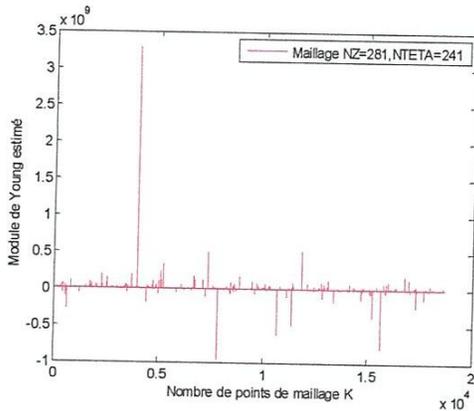


Fig. 4.6. Module de Young

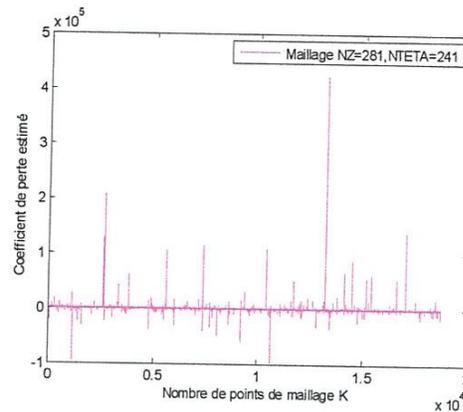


Fig. 4.7. Coefficient de perte

La distribution des différences finies est filtrée en choisissant les paramètres des filtres ($K_{cz} = K_{c\theta} = 45 \text{ rad/m}$) et là, les résultats semblent être améliorés (Fig. 4.8). Malgré que l'allure linéaire de D, les valeurs affichées fluctuent d'une zone à autre : (28,3924, 28,3906, 28,5029, 28,6953, 28,7211, 28,7192). D'où des caractéristiques mécaniques qui varient comme suit : $E = [2.0135 \cdot 10^{11} \text{ Pa} - 2.0412 \cdot 10^{11} \text{ Pa}]$ et $\eta = [0.0082 - 0.0091]$

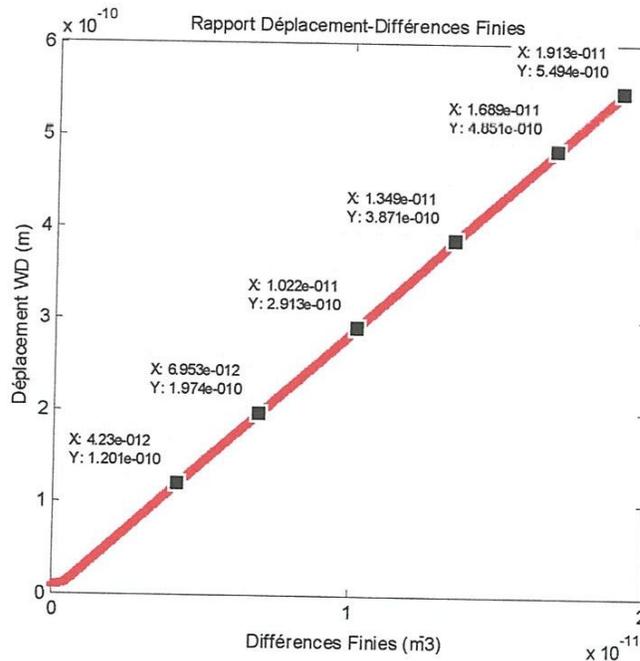


Fig. 4.8. Rapport entre déplacements radiaux-différences finies à 160Hz après filtrage global avec $K_{cz} = K_{c\theta} = 45 \text{ rad/m}$

4.3 Conclusion :

Ce chapitre présente les résultats de la simulation numérique avec des déplacements bruités par un bruit aléatoire Gaussien. Nous avons montré que le bruit qui affecte les déplacements n'a pas d'ampleur sur les déplacements eux-mêmes mais sur la partie différences finies où il est amplifié par les dérivées d'ordre 4. C'est bien la distribution résultante de la discretization en différences finies qui est donc sujet de filtrage dans le domaine du nombre d'onde. Sachant que le choix des paramètres du filtre est d'un intérêt primordial pour la détermination adéquate des caractéristiques mécaniques à partir des déplacements bruités, il est possible de choisir le paramètre régulateur si les conditions permettent une identification probabiliste de ces paramètres en se servant de l'approche de Bayes par exemple.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Comme la détection des dommages des structures en fonctionnement est souvent difficile à mener sans avoir recours à des méthodes de surveillance et de diagnostic, nous avons commencé le travail par une synthèse des travaux de recherche réalisés dans ce domaine.

Après avoir posé le problème, nous avons consacré le second chapitre à la formulation par différences finies du problème d'identification des dommages et des caractéristiques mécaniques dans le cas des structures mécaniques de type plaques et coques cylindriques. Ces structures sont excitées mécaniquement en dehors de la zone endommagée pour l'identification et la localisation de ces défauts. Le même principe a été appliqué pour la détermination des caractéristiques mécaniques dans le cas où la structure est sans défauts. Nous avons proposé une technique de filtrage dans le domaine des nombres d'onde des distributions obtenues à partir des déplacements mesurés pour la détermination des caractéristiques mécaniques de la structure.

A travers plusieurs simulations numériques, nous avons pu montrer la possibilité de reconstruire des efforts inconnus appliqués sur des plaques et des coques cylindriques ainsi que l'identification des défauts structuraux par le calcul de l'indice de dommage. Par ailleurs, l'identification des caractéristiques mécaniques en particulier ceux de la coque s'avère plus complexe en raison de la présence des déformations. Nous avons montré qu'un maillage d'autant plus fin donne de bons résultats.

Finalement et afin de se rapprocher de la réalité, nous avons simulé les données mesurées par des déplacements en introduisant un bruit aléatoire Gaussien. Nous avons montré que le bruit qui affecte les déplacements est fortement amplifié par les dérivées d'ordre 4. Pour cela, on a appliquée le filtrage dans le domaine du nombre d'onde sur la distribution résultante de la discretization en différences finies. Le choix optimisé des paramètres du filtre est la phase la plus précieuse qui permettra la détermination adéquate des caractéristiques mécaniques à partir des déplacements bruités.

Références bibliographiques :

- [1] Doebling S. W., Farrar C. R., Prime M. B. (2000). "A summary review of vibration-based damage identification methods." United States Department of Energy, USA, Los Alamos National Laboratory. Report of the project #95002: 34 pages.
- [2] Lee U., Shin J. (2002). "A frequency-domain method of structural damage identification formulated from the dynamic stiffness equation of motion." Journal of Sound and Vibration 257(4): 615-634.
- [3] Lee U., Shin J. (2002). "A structural damage identification method for plate structures." Engineering Structures 24: 1177-1188.
- [4] Lauwagie T., Sol H., Dascotte E. (2002). "Damage identification in beams using inverse methods." International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA2002. 16-19 september 2002, Leuven, Belgium. 2: 715-722.
- [5] Görl. E., Link. M. (2003). "Damage identification using changes of eigenfrequencies and mode shapes." Mechanical Systems and Signal Processing 17(1): 103-110.
- [6] Pirner M., Urushadze S. (2004). "Dynamic response as a tool for damage identification." International Applied Mechanics 40(5): 407-505.
- [7] Furukawa A., Kiyono J., Hirokazu I., Otsuka H. (2005). "Damage identification method using harmonic excitation force considering both modelling and measurement errors." Earthquake Engineering & Structural Dynamics 34: 1285-1304.
- [8] Liu J. K., Yang Q. W. (2006). "A new structural damage identification method." Journal of Sound and Vibration 297: 694-703.
- [9] Poudel U. P., Fu G., Ye J. (2007). "Wavelet transformation of mode shape difference functions for structural damage location identification." Earthquake Engineering & Structural Dynamics 36: 1089-1107.
- [10] Carlos C., Borges H., Helio J., Barbosa .C, Afonso C., Lemonge C. (2007). "A structural damage identification method based on genetic algorithm and vibrational data." International Journal for Numerical Methods in Engineering 69: 2663-2686.

- [11] Teng J., Lu W. (2009). "Damage identification method based on structural dynamic characteristics and strain measurements." Health Monitoring of Structural & Biological Systems 7295: 9 pages.
- [12] Lu Z. R., Liu J. K., Huang M., Xu W. H. (2009). "Identification of local damages in coupled beam systems from measured dynamic responses." Journal of Sound and Vibration 326: 177-189.
- [13] Xu H., Cheng L., Su Z., Guyader J. L. (2011). "Identification of structural damage based on locally perturbed dynamic equilibrium with an application to beam component." Journal of Sound and Vibration 330: 5963-5981.
- [14] Rosilene A. P. C., Leonardo T. S., Roberto A. T. (2011). "Damage identification in plates via structural flexibility matrix." 18th International Congress on Sound & Vibration ICSV18, 10-14 July 2011, Rio de Janeiro, Brazil: 8 pages.
- [15] Kennedy F. M. (2011). "Damage identification with acoustic wave propagation using a hybrid optimization method." 18th International Congress on Sound & Vibration ICSV18, 10-14 July 2011, Rio de Janeiro, Brazil: 8 pages.
- [16] Wang X., Xia Y., Zhou X., Yang C. (2014). "Structural damage measure index based on non-probabilistic reliability model." Journal of Sound and Vibration 333: 1344-1355.
- [17] Khechana M., Djamaa M. C., Djebala A., Boumazza Z. (2015). "Identification of structural damage in the turning process of a disk based on the analysis of cutting force signals." International Journal of Advanced Manufacturing Technology 80: 1363-1368.
- [18] Eraky A., Anwar A. M., Saad A., Abdo A. (2015). "Damage detection of flexural structural systems using damage index method Experimental approach." Alexandria Engineering Journal 54: 497-507.
- [19] Marwala, T. (2001). "Probabilistic fault identification using vibration data and neural networks." Mechanical Systems and Signal Processing 15(6): 1109-1128.
- [20] Xia Y., Hao H. (2003). "Statistical damage identification of structures with frequency changes." Journal of Sound and Vibration 263: 853-870.
- [21] Proppe C. (2003). "Probabilistic analysis of multi-site damage in aircraft fuselages." Computational Mechanics 30: 323-329.

