

Thèse

Contrôle modal autoadaptatif de vibrations de structures évolutives

Présentée devant
L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

Pour obtenir
Le grade de docteur

École doctorale :
Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique
Spécialité :
Génie Mécanique

Par
Fengyan DENG

Soutenue le 30 mai 2012 devant la Commission d'examen

Jury

Rapporteur	Hugues GARNIER	Professeur	Centre de Recherche en Automatique de Nancy, Université de Lorraine
Directeur	Luc GAUDILLER	Professeur	LaMCoS, INSA de Lyon
Rapporteur	Morvan OUISSE	Professeur	École Nationale Supérieure de Mécanique de des Microtechniques de Besançon
Co-directeur	Didier RÉMOND	Professeur	LaMCoS, INSA de Lyon

Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS)
CNRS UMR5259-INSA-LYON
20, avenue Albert Einstein, 69621 Villeurbanne Cedex (France)

INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2011-2015

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Insa : H. CHARLES	Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43.12.94 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ http://ww2.ibcp.fr/ediss Sec : Safia AIT CHALAL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr	M. Johannes KELLENDONK Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - INFOMATHS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 43.19.05 Fax 04 72 43 13 10 infomaths@univ-lyon1.fr
MATÉRIAUX	MATERIAUX DE LYON http://www.ec-lyon.fr/sites/edml Secrétariat : Mériem LABOUNE PM : 71.70-Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 Avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tel : 04 72 43 71 70 Fax : 04 72 43 72 37 jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE (ED n°162) http://www.ed-mega.com Secrétariat : Mériem LABOUNE PM : 71.70-Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25bis Avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04 72 43 71 70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* M. OBADIA Lionel Sec : Viviane POLSINELLI Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.69.72.76 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

TABLE DES MATIÈRE

TABLE DES MATIÈRE.....	I
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT.....	VII
1. INTRODUCTION.....	1
1.1. Contexte	3
1.2. Bibliographie : de l'état de l'art au positionnement de l'étude	7
1.2.1. Types de contrôle	7
1.2.2. Robustesse et/ou adaptabilité du contrôle	12
1.2.3. Contrôle modal.....	15
1.2.4. Reconstruction de modèles par identification	17
1.2.5. Nécessité d'un modèle commun entre l'identification et le contrôle.....	21
1.3. Positionnement et originalité de l'étude.....	22
1.4. Organisation du mémoire	25
2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES.....	27
2.1. Instabilité du contrôle.....	28
2.2. Stratégie de contrôle modal optimal.....	29
2.2.1. Modélisation sous forme modale	29
2.2.2. Commande modale optimale.....	31
2.2.3. Instabilité du contrôle modal induite par l'évolution des caractéristiques modales	35
2.3. Application à un exemple de structure évolutive 3DDL.....	36
2.3.1. Description et modélisation de la structure	37
2.3.2. Simulation de l'instabilité et influence de l'inversion de formes modales sur l'évolution des pôles.....	41
2.3.3. Validation de l'instabilité par l'expérience	48
2.4. Faisabilité de la réactualisation	56
2.5. Conclusion.....	60
3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ.....	61
3.1. Identification par représentation d'état et algorithmes associés.....	62
3.1.1. Nécessités et avantages de l'identification par la méthode des sous-espaces ..	63
3.1.2. Méthode initiale : ERA (Eigensystem Realization Algorithm)	63
3.1.3. Algorithme MOESP	66
3.1.4. Algorithme N4SID	71
3.2. Reconstruction du modèle modal.....	77
3.2.1. Difficulté de la reconstruction des caractéristiques modales : les formes modales	77

3.2.2.	Estimation des formes modales complexes.....	79
3.2.3.	Transformation des formes modales complexes en formes modales réelles ...	83
3.2.4.	Modèle modal complet.....	85
3.3.	Limites théoriques et physiques du modèle identifié.....	85
3.4.	Identification en temps réel réalisée par l'expérience.....	87
3.4.1.	Système expérimental	87
3.4.2.	Aspect calculatoire, les limites technologies du temps réel, la programmation et la réalisation de l'identification.....	89
3.4.3.	Validation de l'identification en temps réel.....	95
3.5.	Conclusion.....	102
4.	CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF.....	103
4.1.	Cadre de la liaison identification/contrôle	103
4.2.	Principe du contrôle modal autoadaptatif.....	104
4.3.	Contraintes de la méthode : problème de corrélation.....	106
4.4.	Stabilité et performances dans le cas de la structure 3DDL.....	108
4.4.1.	Validation du principe de réactualisation.....	108
4.4.2.	Identification en temps réel en boucle fermée de la structure contrôlée	112
4.4.3.	Simulation de la structure contrôlée autoadaptativement	116
4.5.	Validation du contrôle modal autoadaptatif par l'expérience sur la structure 3DDL	126
4.5.1.	Résumé de la mise en oeuvre expérimentale et des limites techniques	126
4.5.2.	Validation expérimentale de l'identification en temps réel en mode contrôle autoadaptatif.....	133
4.5.3.	Validation du contrôle autoadaptatif sur la structure 3DDL	137
4.6.	Conclusion.....	142
5.	IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE.....	143
5.1.	Problématique du temps du calcul et solutions pratiques	144
5.2.	Réactualisation conditionnelle par le critère VAF	145
5.2.1.	Principe.....	145
5.2.2.	Choix des paramètres du critère VAF	147
5.2.3.	Contrôle autoadaptatif conditionnel sans sollicitation externe	150
5.2.4.	Robustesse de l'identification conditionnelle.....	153
5.2.5.	Contrôle autoadaptatif avec sollicitations utilisant l'identification conditionnelle par le critère VAF.....	155
5.3.	Discussion de l'applicabilité de l'identification conditionnelle et systématique ...	158
5.4.	Conclusion.....	161
6.	CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES.....	163

ANNEXE	167
LISTE DES FIGURES.....	171
LISTE DES TABLEAUX.....	177
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	179
FOLIO ADMINISTRATIF	185

RÉSUMÉ

L'allègement des structures imposé par les réductions de coût se traduit par des structures de plus en plus souples qui les rendent de plus en plus sensibles aux vibrations. Le contrôle des vibrations devient donc un enjeu majeur dans de nombreuses applications industrielles et les limites des matériaux imposent maintenant un recours au contrôle actif de plus en plus fréquent. L'évolution des structures au cours du temps (vieillesse, conditions aux limites, architecture, ...) pose le problème de la robustesse du contrôle.

Par ailleurs, l'actionnement de plus en plus présent dans le domaine mécanique constitue à la fois une source supplémentaire de vibrations, mais aussi de contrôle et d'évolution d'architecture des structures.

La thèse s'intéresse au contrôle actif autoadaptatif des vibrations permettant de maintenir automatiquement la performance et la stabilité des structures évolutives. Il s'agit donc de s'affranchir de la connaissance des causes et des informations sur les évolutions.

La méthode proposée s'appuie sur un développement modal permettant de limiter le nombre de composants de contrôle et de cibler les modes à contrôler en limitant l'énergie de contrôle. Ainsi, il est nécessaire de reconstruire les caractéristiques du modèle modal indispensables pour réactualiser le contrôle en figeant seulement une structure de modèle. S'affranchissant à la fois des causes d'évolution de la structure et utilisant seulement une structure de modèle, la méthode est généralisable à toute application en mécanique des structures.

La méthode proposée, basée sur l'utilisation d'un identificateur exploitant à la fois excitation et réponse de la structure, prend en compte les limites imposées par le contrôleur. Le modèle constitue le lien qui doit être établi entre identificateur et contrôle pour permettre la réactualisation. Par ailleurs, un compromis entre l'objectif d'atténuation des vibrations et les performances de l'identification est alors nécessaire du fait du couplage identification/contrôle apparaissant dans la boucle fermée. Ce compromis est également conditionné par le matériel utilisé.

La méthode proposée est exploitée sur une structure discrète mettant en évidence une inversion de formes modales au cours de son évolution qui déstabilise un contrôle figé. Le choix opéré pour répondre aux différents compromis cités ci dessus a conduit à l'utilisation d'un contrôleur classique (LQG) et un identificateur basé sur la méthode des sous-espaces (N4SID). Cette application sur une structure simple a permis de caractériser un certain nombre de limites physiques : la bande passante, densité modale, vitesse d'évolution, ... Le contrôle modal autoadaptatif proposé s'avère robuste en performance et efficace lorsque la réactualisation est systématique. Une variante conditionnelle, toujours basée sur l'analyse de

la réponse de la structure, est enfin proposée pour optimiser le processus de réactualisation afin de suivre plus efficacement les évolutions.

Mot-clés : Contrôle autoadaptatif, structure évolutive, contrôle des vibrations, modèle modal, identification, adaptabilité.

ABSTRACT

The lightness of structure due to the reduction of cost results in some structures which are more and more flexible. This flexibility makes these structures more sensitive to vibrations. The vibration control becomes an important issue in lots of industrial applications, and now the limitation of materials imposes a requirement of active control more and more frequently. The change of time-varying structure (ageing effect, boundaries conditions, architecture of structure etc...) brings the robust problem of control.

Further more, the action of device which emerges more and more frequently in mechanical fields introduces not only an additional cause of vibrations, but also a source of control and a source for changing the architecture of structures.

The thesis focuses on self-adaptive active control of vibration which permits to keep up automatically the performance and stability of the time-varying structures. So it needs to overcome the knowing about cause and information on the changes.

The proposed method relies on a development of modal technology which permits to limit the amount of component in control system and to target on the modes which need to be controlled. So the energy of control is limited. Further more, it needs to reconstruct the characteristics of modal model which are indispensable for updating the control. In this case, only the structure of model is fixed. Overcoming the knowing about cause of change in the structure and using only the structure of model, this method can be generalized for all applications in mechanical structures.

The proposed method is based on the utilization of an identifier which uses both the excitation and response of the structure. And this method considers the limitations induced by the controller. The model forms the link which should be established between the identifier and the controller for allowing the updating. Further more, a compromise between the objective of reducing vibrations and the performance of identification is necessary due to the coupling effect of identification/control which appears in the closed-loop. This compromise is also conditioned by the used equipments.

The proposed method is carried out on a discrete time-varying structure for showing an inversion of mode shape during its change. This inversion of mode shape destabilises a fixed control system. The operated choices for responding the different previous quoted compromise lead to a classic controller (LQG) and an identifier based on the subspace method (N4SID). This application on a simple structure permitted to characterise some physical limitation : the bandwidth, the modal density and the velocity of change...The proposed self-adaptive modal control is proved to be robust in terms of performance and be efficient when the updating is systematical. Always based on the analysis of the response of the structure, a

conditional variant is finally proposed for optimizing the process of updating in order to follow the change more efficiently.

Key-words: self-adaptive control, time-varying structure, control of vibration, modal model, identification, adaptability.

1. INTRODUCTION

Les travaux de ce mémoire portent sur les structures à comportement dynamique évolutif qui sont de plus en plus nombreuses dans le domaine industriel. Ces changements de comportement peuvent être induits par la dispersion dans l'élaboration des produits, par l'évolution de leur environnement (changement de température, conditions aux limites, ...), par des variations de conditions opératives (chargement de véhicules), par le vieillissement et l'usure ou par des modifications d'architecture ou de morphologie (structures articulées comme les robots ou les panneaux solaires). La présentation des structures évolutives fera l'objet du contexte de ce chapitre.

Dans le contexte proposé dans la première section de ce chapitre, quelques exemples généraux de structures évolutives sont tout d'abord présentés pour illustrer la diversité des causes d'évolution.

La seconde section est consacrée à la présentation des aspects bibliographiques liés aux travaux de cette thèse, notamment en contrôle et en identification.

En effet, les structures évolutives peuvent être contrôlées pour atteindre de meilleures performances de leur comportement dynamique ou bien pour respecter des contraintes de mouvement imposées par leur cahier des charges. La première partie de la bibliographie sera dédiée aux types de contrôle utilisés notamment dans le domaine des vibrations où les techniques sont nombreuses et se différencient par leur efficacité, les algorithmes et leur technologie. Lorsque les évolutions sont faibles, le contrôle passif peut être utilisé. Simple, compact, il ne nécessite aucune énergie extérieure. Le contrôle semi-actif quant à lui nécessite uniquement une faible énergie de commande, sans besoin d'énergie opérative. Ce dernier, permettant la variation des caractéristiques de la structure par pilotage, peut augmenter l'amplitude des évolutions possibles. Avec le contrôle actif, qui nécessite non seulement une énergie de commande ou de pilotage mais aussi une énergie d'actionnement (ou opérative), la performance est poussée au maximum. Mais si la gamme d'évolution est trop importante et/ou si les informations d'évolution ne peuvent être ni connues ni mesurées, ce contrôle est inadapté.

Pour pallier ce problème, des solutions de contrôle robuste sont utilisables mais au détriment de la performance. Pour garantir performance et robustesse, il est alors nécessaire d'envisager l'adaptation des caractéristiques du contrôle (contrôle adaptatif) aux évolutions de la structure à condition de connaître ces évolutions par l'intermédiaire de mesures dédiées.

1. INTRODUCTION

Pour réaliser ce contrôle, il est nécessaire d'utiliser des actionneurs et des capteurs en minimisant leur nombre dans le cas d'applications industrielles. Dans le cadre du contrôle de vibrations, le contrôle modal, présenté dans la troisième partie de la bibliographie, permet de limiter ces composants mais il nécessite un modèle. Le modèle étant généralement figé, les paramètres du contrôle sont donc constants. Lorsque la structure évolue largement, le contrôle étant optimisé pour une configuration donnée, la performance peut être réduite, voire le contrôle peut devenir instable. Un contrôle permettant de s'adapter à la structure évolutive impliquant une modification de ses paramètres doit donc s'appuyer sur une évolution du modèle. Dans ce cas, en utilisant les informations de la structure évolutive, le contrôle adaptatif peut lier performances et robustesse tout en garantissant la stabilité.

Si les informations spécifiques à l'évolution du modèle ne sont pas disponibles, on peut alors faire appel à l'identification en temps réel afin de reconstruire le modèle comme présenté dans la quatrième partie de la bibliographie. Pour cela, de nombreuses techniques d'identification sont disponibles. Dans le cadre des structures adaptatives, l'identification doit être paramétrique pour conduire à une actualisation du modèle modal. La présence d'actionneurs autorise une liberté de choix dans les signaux d'excitation qui doivent être révélateurs du comportement dynamique évolutif. Ainsi, le champ d'investigation des méthodes d'identification sera restreint aux outils qui tirent parti de l'actionnement. En utilisant une excitation maîtrisée ou imposée, les réponses de la structure peuvent être assez fortes pour améliorer la performance d'identification. Le domaine de l'Analyse Modale Expérimentale sera donc privilégié. Par contre, si l'identification est réalisée dans une boucle fermée, la présence d'un contrôleur réactualisé conduit à un comportement fortement amorti qui limite le niveau d'expression du comportement dans les réponses dynamiques. Par ailleurs, le fonctionnement en boucle fermée introduit en plus des difficultés liées à la corrélation des signaux d'excitation et de réponse dans l'estimation non biaisée du modèle.

De façon concrète, la réactualisation du contrôle par les résultats de l'identification nécessite la liaison entre les deux algorithmes. Quelques solutions à ce problème commencent à être disponibles, elles sont présentées dans la dernière partie de la bibliographie. Ces réactualisations introduisent également des problématiques liées au temps réel et à la stabilité du contrôle lors des transitions de modèles.

La troisième section du chapitre sera consacrée au positionnement de ces recherches par rapport aux aspects bibliographiques présentés sachant que les originalités s'appuient sur le contrôle modal, l'identification en temps réel en boucle fermée et le contrôle adaptatif, dans le but de contrôler les vibrations de structures évolutives.

L'organisation du mémoire clôt ce chapitre.

1. INTRODUCTION

1.1. Contexte

Le développement de mécanismes conduit à des conceptions mettant en œuvre des structures de plus en plus légères et optimisées. Cette légèreté induit une sensibilité accrue aux vibrations. De surcroît, ces mécanismes intègrent de plus en plus de motorisations qui sont autant d'excitations potentielles et diversifiées. Le contrôle des vibrations devient donc incontournable et les techniques utilisées doivent être de plus en plus performantes pour garantir un comportement satisfaisant. Ainsi le contrôle passif trouve ses limites et les systèmes de contrôle actif s'intègrent de plus en plus dans la conception des systèmes. Ils constituent un véritable enjeu dans le domaine du transport (automobile, ferroviaire, aéronautique), de la machine-outil et de la production d'énergie, dans des secteurs industriels de haute technologie comme l'aéronautique ou encore l'aérospatial. Ces domaines font apparaître un champ de recherche important intégrant une complexité de plus en plus poussée. En effet, dans ces domaines industriels, les structures à comportement dynamique fixe sont de plus en plus rares de par la prise en compte des dispersions de tolérancement, du vieillissement, des conditions de fonctionnement, ou bien encore par l'utilisation de structure dont l'architecture évolue (robotique, panneaux solaires, ...).

Les dispersions dans l'élaboration des produits de série proviennent essentiellement du processus de fabrication ou de montage présents dans la production de produits en grande série. En effet, dans le cadre d'applications industrielles, aucune machine ne permet la réalisation de formes et de dimensions parfaites. Une tolérance de fabrication, autorisant une marge d'erreur par rapport à la cote nominale, est donc nécessaire. A cause de cette marge d'erreur, les caractéristiques d'un assemblage peuvent varier et conduisent à une dispersion des comportements dynamiques des objets réalisés.

Les conditions aux limites provoquent fréquemment des modifications de comportement dynamique. Par exemple une carte électronique embarquée, serrée sur son support, voit son serrage évoluer pour diverses raisons liées à son environnement. Cette modification peut induire une modification importante des caractéristiques modales de la structure, aussi bien en fréquences propres qu'en formes modales [1]. Dans des conditions extrêmes, par exemple, lorsque la température descend en dessous du point de congélation, un pont simplement supporté ou encastré-libre peut être transformé en une structure encastrée-encastrée [2]. Dans ce cas, les fréquences propres sont modifiées, ainsi que les formes modales. Ces deux exemples illustrent des modifications de comportement liées à des variations de condition aux limites.

Les variations de conditions environnementales (le vent, la température et l'humidité, etc...) des structures sont nombreuses et peuvent être source de changement de

1. INTRODUCTION

comportement [2]. Par exemple, un satellite subit une variation de température importante selon son orbite (cf. Figure 1.1). Cette variation de température peut induire une variation des fréquences propres. Les doubles parois, quant à elles, souvent encastrées de façon non homogènes [3] ont un comportement dynamique fortement modifié par la température, tant en formes modales qu'en fréquences propres. De nombreux autres exemples pourraient être fournis sur les conditions environnementales.

D'autres exemples concernent le domaine du génie civil, où les méthodes de surveillance d'ouvrages doivent être améliorées et développées pour s'adapter à ces variations [2].

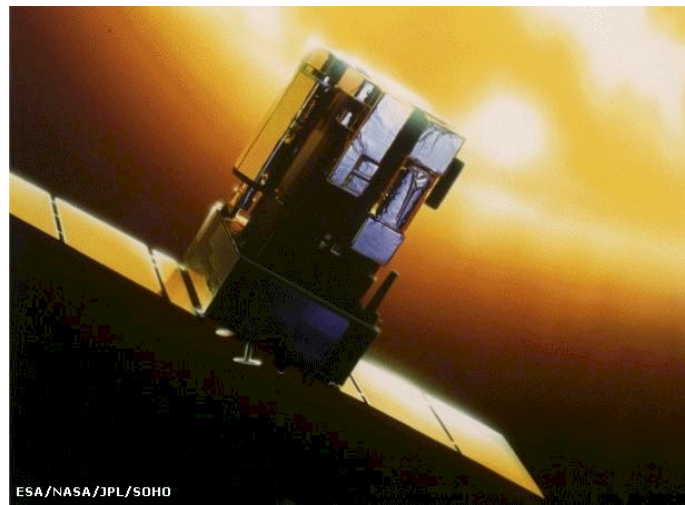


Figure 1.1 Pour étudier le Soleil, Soho, un satellite américano-européen subit d'énormes changements de température [4]

Les conditions opératives variables interviennent très souvent dans des systèmes réels, comme par exemple, les conditions de chargement [5], la vitesse de fonctionnement, etc... Dans le domaine du transport, un exemple commun est le chargement d'un véhicule lourd dont la position (cf. Figure 1.2a) ou la hauteur (cf. Figure 1.2b) de la charge peut varier et donc modifier la répartition de charge qui influe sur le comportement dynamique. Des études ont été développées pour permettre l'adaptation à ce type de variation. Un exemple de même type concernent les canaux d'irrigation pour lesquels les équations des systèmes hydrauliques sont nécessaires pour modéliser le comportement de ces systèmes [6]. Ces équations doivent être complétées par certaines contraintes hydrauliques. Mais des variations de conditions opératives (débit, ...) peuvent conduire à des modifications de comportement qui se traduisent par différentes équations complémentaires hydrauliques. Il est donc nécessaire d'imaginer des lois de transition entre les différentes équations hydrauliques pour simuler les évolutions d'un ouvrage réel.

Les modifications d'architecture mécanique peuvent provenir de la cinématique des pièces constituant un mécanisme ce qui peut induire une variation des caractéristiques

1. INTRODUCTION

physiques. Par exemple, les angles des articulations d'un bras de robot (cf. Figure 1.3) évoluent dans le temps. Par conséquent l'inertie de la structure articulée est modifiée. De même la rigidité d'une machine-outil, élément crucial pour son fonctionnement [7], peut varier selon la modification de son architecture au cours de l'usinage. Par exemple, la hauteur de la broche d'une fraiseuse est modifiée selon la dimension de la pièce usinée. Cette modification influe sur la rigidité de la fraiseuse. Dans le cas d'une fusée, la répartition de masse est modifiée par la combustion de carburant [8].

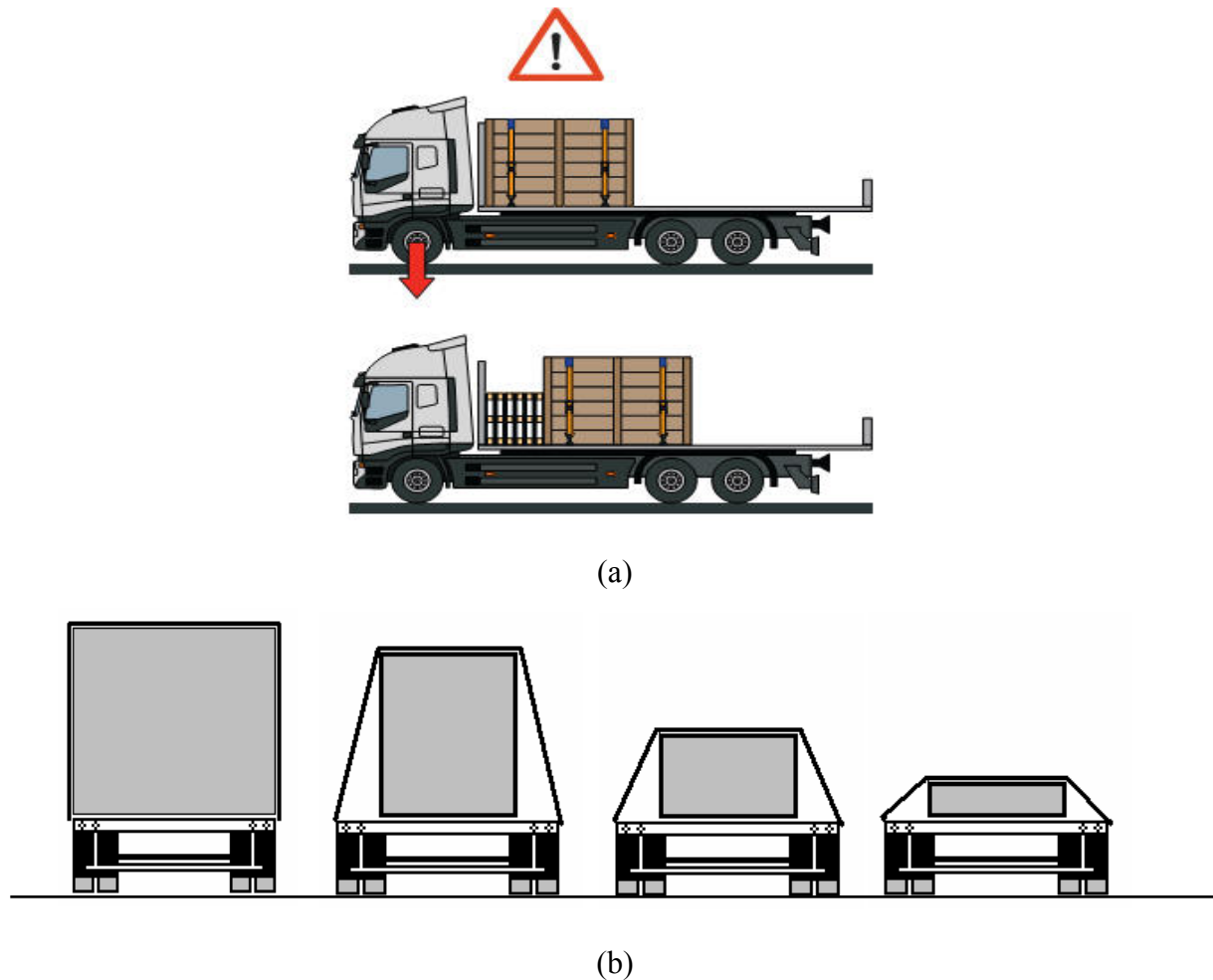


Figure 1.2 Différents chargement du camion : (a) la position [9] et (b) la hauteur [10]

L'endommagement peut sévèrement intervenir sur les changements d'état d'une structure. Par exemple, dans le cas d'une turbine en régime de fonctionnement, la rupture d'une aube peut changer les caractéristiques comme la masse et l'inertie. Moins spectaculaire, une fissure modifie également le comportement dynamique de la structure en raideur.

1. INTRODUCTION



Figure 1.3 Bras robot Scara AD884TH-GP [11]

La classification précédente des diverses causes d'évolution de comportement dynamique montre l'impact des structures évolutives dans de nombreux domaines. Les problèmes posés peuvent être classés par la rapidité d'évolution.

Ce mémoire est consacré aux structures qui évoluent assez rapidement, tels que les bras de robots, les panneaux solaires... Le problème plus particulièrement ciblé concerne les modifications d'architecture, mais les solutions proposées pourraient être extrapolées aux autres formes d'évolution.

De telles structures sont généralement dotées d'actionneurs pour réaliser les évolutions cinématiques. De par le pilotage cinématique, le contrôle est nécessaire et peut être complété selon le besoin par un contrôle de vibrations. Concernant ce dernier, la solution la plus classique et répandue concerne le contrôle passif qui ne nécessite aucune énergie. Cependant, le contrôle passif n'est pas adapté à ce type de structures évolutives car il est figé et est insuffisamment efficace lorsque les évolutions sont importantes. Le contrôle actif s'impose donc, mais de nombreux types de commande sont disponibles. La commande robuste pourrait répondre au problème de l'évolution, mais dans une plage réduite qui doit être connue et/ou déterminée *a priori*. Si les évolutions sont plus importantes et si l'on dispose en temps réel des informations sur l'évolution, le contrôle adaptatif est une réponse possible pour les structures évolutives.

En revanche, si les informations sur les évolutions ne peuvent pas être connues ou mesurées, il est nécessaire que le contrôle s'adapte de façon automatique aux évolutions du comportement dynamique. Le contrôle autoadaptatif sera l'objet de cette thèse.

Afin de permettre le positionnement de cette thèse dans la littérature et présenter plus finement la problématique, un état de l'art sur tous les composants et les outils scientifiques intervenant dans le contrôle autoadaptatif proposé est présenté dans les paragraphes suivants.

1.2. Bibliographie : de l'état de l'art au positionnement de l'étude

Le domaine des structures évolutives donne lieu à de nombreuses recherches en contrôle, dont le contrôle de vibration. Des telles études sont présentées ci-après.

Par exemple, le mouvement d'une structure articulée peut être piloté. Le mouvement dans ce cas peut modifier les caractéristiques physiques de la structure. Ces caractéristiques physiques peuvent être nécessaires pour concevoir le contrôle. Si les informations d'évolution cinématique sont connues, elles peuvent être utilisées pour reconstruire les caractéristiques physiques ce qui permet d'adapter le contrôle. Par exemple selon l'évolution angulaire mesurée, l'inertie de la structure articulée peut être estimée, ensuite grâce à un modèle le contrôle est modifié pour s'adapter aux nouvelles configurations [12].

Dans le domaine du contrôle de vibrations, les évolutions sont inévitablement considérées comme des variations de comportement. Par exemple, les engins spatiaux en orbite qui présentent des appendices flexibles mobiles, comme des panneaux solaires sont soumis aux vibrations induites par les mouvements d'ensemble globaux ou de l'un des constituants (par exemple : la rotation des panneaux solaires). Pour réduire ces vibrations le contrôle nécessite une adaptation aux évolution [13]. Il est donc important d'imaginer et de concevoir le contrôle de vibrations en considérant les engins spatiaux comme évolutifs.

Le contrôle de vibration fait l'objet de cette section.

1.2.1. Types de contrôle

Plusieurs méthodes de contrôle de vibrations ont été mises au point ces dernières années. Selon la nécessité d'énergie extérieure, les méthodes se différencient notamment par leur efficacité et leur technologie. L'ensemble des méthodes de contrôle peut être ainsi classé en techniques dites passives, semi-actives et actives.

▪ **Contrôle passif**

Les techniques passives ont été les premières à être mises au point et sont largement utilisées dans le domaine du contrôle de vibrations. L'énergie mécanique des vibrations est dans ce cas dissipée en une autre forme d'énergie, notamment en énergie thermique ou/et électrique (cf. Figure 1.4). Ces techniques sont employées de par leur relative simplicité de mise en œuvre et la compacité des composants d'apport éventuel, leur caractère inconditionnellement stable et leur affranchissement de tout besoin d'énergie extérieure. Le contrôle dans ce cas est figé.

1. INTRODUCTION

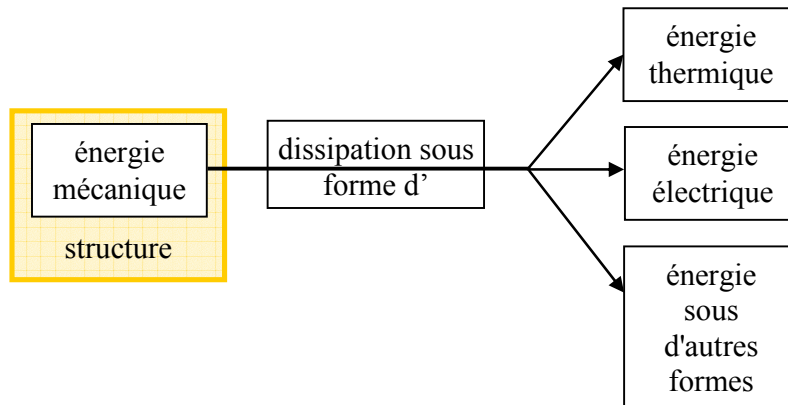


Figure 1.4 Principe de conversion d'énergie du contrôle passif

La modification de l'amortissement peut être utilisée largement pour réaliser le contrôle passif. Par exemple, en utilisant des matériaux viscoélastiques possédant des propriétés amortissantes, l'amortissement global d'une structure peut être augmenté.

Lorsque la conversion de l'énergie mécanique en énergie électrique est utilisée, bien souvent des éléments piézoélectriques connectés à un circuit électrique sont utilisés [14]. Par exemple, l'élément piézoélectrique peut être connecté à une résistance [15]. Dans ce cas une seconde conversion est couplée à la première: l'énergie électrique est dissipée dans la résistance par effet Joule [16]. En jouant sur les caractéristiques des inductances, résistances et capacités, ces circuits peuvent permettre de contrôler plusieurs modes de structures [17] même si un seul transducteur piézoélectrique est utilisé [18].

Les approches passives se montrent efficaces à moyennes et hautes fréquences. En revanche, elles se révèlent peu performantes aux fréquences basses [19]. La capacité de conversion du contrôle passif est déterminée par les propriétés des matériaux. Cependant, les caractéristiques des matériaux sont choisies mais sont figées. Par conséquent, ces approches ne sont pas suffisamment efficaces dans le cas des structures évolutives qui nécessitent une adaptabilité pour chaque point de fonctionnement. Ce manque d'adaptabilité peut être compensé par des conceptions robustes basées sur une très forte expérience acquise depuis de très longues années par l'industrie.

▪ Contrôle semi-actif

Pour dépasser les inconvénients du contrôle passif, d'autres méthodes telles que le contrôle semi-actif ont été développées. Actuellement les développements s'intensifient compte tenu de l'arrivée sur le marché de nouveaux matériaux intelligents dont les propriétés sont modifiables. Ainsi, selon les conditions opératives, les caractéristiques des structures (amortissement, répartition de masse, raideur) sont modifiées par le contrôle. L'énergie d'actionnement fournie par l'extérieur n'est pas nécessaire. Seule l'énergie de commande est nécessaire afin de piloter ces évolutions. Il n'y a donc pas d'actionneurs / amplificateurs au sens «action», seuls des activateurs sont nécessaires pour modifier les caractéristiques d'ensemble. En revanche, il n'est pas possible de modifier les points de fonctionnement et les

1. INTRODUCTION

modifications du contrôle sont limitées aux capacités du contrôle passif correspondant. Ce contrôle permet donc de prendre en charge de façon limitée les possibilités d'évolution de la structure.

De nombreux exemples d'application de contrôle semi-actif peuvent être trouvés dans la littérature. Le cas du plot amortisseur (Paulstra ou Hutchinson) est intéressant : l'ouverture du passage d'une chambre à l'autre est pilotée [20] ce qui conduit à modifier les caractéristiques d'amortissement. Cette modification d'amortissement permet de changer la capacité à dissiper l'énergie mécanique (cf. Figure 1.5). La modification d'amortissement dans un amortisseur magnéto-rhéologique, quant à elle, met en évidence un comportement variable : visqueux sans champ magnétique et un comportement de type frottement sous champ magnétique [21]. Le comportement d'un amortisseur contenant ce type de fluide peut donc évoluer de manière importante. Une énergie de commande est nécessaire pour créer un champ magnétique permettant la modification de la dissipation assurée par l'écoulement du fluide dont la viscosité évolue.

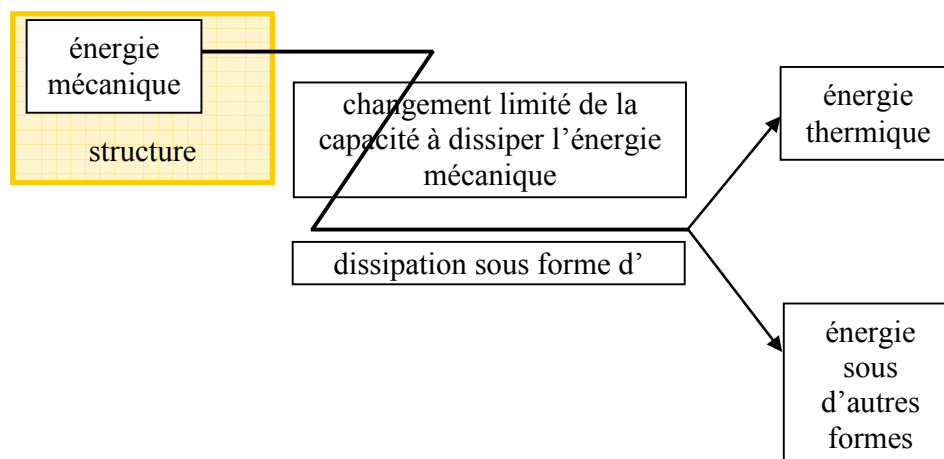


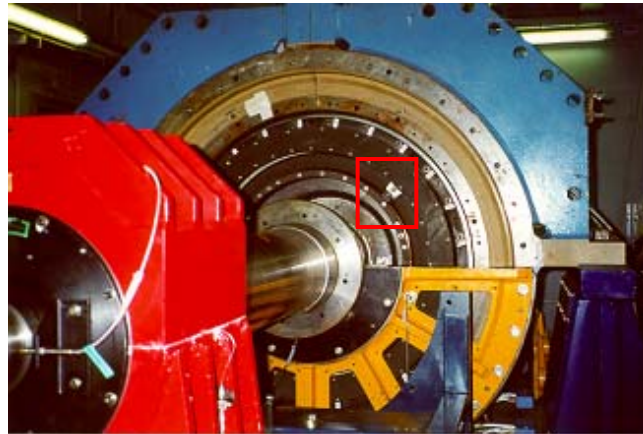
Figure 1.5 Conversion d'énergie du contrôle semi-actif par la modification de l'amortissement

Un autre exemple intéressant concerne l'équilibrage automatique de rotors souples. La distribution de la masse est modifiée par pilotage de deux balourds mobiles : des masses-satellites corrigent le balourd mécanique ou thermique qui évolue dans le temps [22] (cf. Figure 1.6). Plus précisément, les masses-satellites situées dans un plan d'équilibrage évoluent sur une crémaillère circulaire coaxiale. Il n'y a pas d'actionneur au sens «action ou force» s'opposant au déséquilibre, mais une modification de la répartition de masse pilotée conduisant au rééquilibrage. Il n'y a donc pas d'énergie de puissance mais seulement une «énergie de commande» faible pour déplacer les masses-satellites.

Dans le domaine piézoélectrique, des méthodes simples de contrôle semi-actif mises en place consistent à commuter l'élément piézoélectrique d'un état de circuit ouvert à un état de court-circuit[23]. Selon le moment et la durée de la commutation, il est possible d'obtenir un contrôle en raideur ou en amortissement. Des variantes de ces techniques peuvent mener à

1. INTRODUCTION

des absorbeurs piézoélectriques selon l'état commuté [24]. Lorsque la vitesse et le déplacement sont en opposition de phase, l'élément piézoélectrique est placé en circuit ouvert pour obtenir une raideur élevée et lorsque la vitesse et le déplacement sont en phase, l'élément piézoélectrique est placé en court-circuit pour obtenir une raideur faible. Toujours dans le domaine piézoélectrique, un contrôle en amortissement a été développé. Il s'agit de la méthode « Synchronized Switch Damping Short-circuit (SSDS) » [25]. Dans cette méthode, l'élément piézoélectrique est toujours laissé en circuit ouvert excepté lorsque la déformation est maximale. Dans ce cas, l'élément piézoélectrique est court-circuité ce qui permet de ramener la tension à zéro. Ce traitement de la tension se traduit par une force mécanique en créneau dont le signe est toujours opposé à celui de la vitesse de vibration. Dans ce type de contrôle semi-actif, une faible énergie de commande est utilisée pour le fonctionnement d'un interrupteur.



(a)



(b)

Figure 1.6 Equilibrage de rotors par pilotage de masses-satellites : (a) dispositif d'équilibrage actif et (b) masses-satellites sur la crémaillère circulaire

Pour augmenter la charge électrique présente dans l'élément piézoélectrique, une inductance peut être ajoutée au circuit électrique. Par exemple, basée sur la technique SSDS, la stratégie intitulée « Synchronized Switch Damping on Inductor (SSDI) » [26] permet d'inverser la tension directement lorsque la déformation est maximale. Pour ce faire,

1. INTRODUCTION

l'élément piézoélectrique est connecté lors de la commutation à l'inductance et provoque une oscillation haute fréquence de la tension. Cette oscillation est utilisée afin d'inverser la tension. L'inversion réalisée le circuit est à nouveau ouvert. Ainsi, l'amplitude des créneaux de force générée par cette tension est fortement augmentée. Ce type de contrôle n'utilise qu'une énergie de commande. Par rapport aux techniques précédentes, il est autonome en terme d'action puisque l'énergie utilisée provient de l'énergie cinétique de la structure (Figure 1.7). Actuellement ces techniques sont liées aux techniques modales [27] afin d'être utilisées dans le cas de n'importe quelle type de perturbation rapide et pour contrôler une large bande de fréquences.

Comme pour les méthodes passives, l'efficacité du contrôle semi-actif est limitée par les matériaux de conversion. Cependant l'énergie transformée pour l'actionnement du contrôle semi-actif est limitée par l'énergie cinétique de la structure. La capacité de conversion d'énergie est donc limitée dans le contrôle semi-actif.

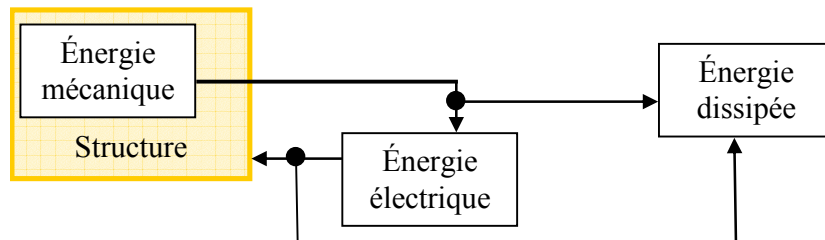


Figure 1.7 Conversion d'énergie du contrôle semi-actif électromécanique

▪ Contrôle actif

Le contrôle actif quant à lui est largement utilisé dans les applications industrielles lorsque le niveau de vibration est fort. Par opposition au contrôle passif et au contrôle semi-actif, le contrôle actif a besoin d'énergie extérieure d'actionnement ou opérative (cf. Figure 1.8). Cette énergie est liée à la puissance des actionneurs / amplificateurs dont le dimensionnement n'est pas limité *a priori*. Donc la puissance du contrôle et son efficacité ne sont limitées que par le choix des composants et des algorithmes de contrôle.



Figure 1.8 Conversion d'énergie du contrôle actif

Deux types de contrôle actif peuvent être distingués : le contrôle par anticipation (feedforward) et par rétroaction (feedback). Le contrôle par anticipation génère une action

1. INTRODUCTION

basée sur la perturbation, il est donc causal. La disponibilité d'une information sur la perturbation appliquée au système est donc nécessaire. Le contrôle par rétroaction se distingue du contrôle par anticipation, car il traite non pas la perturbation mais la réponse de la structure elle-même. Il n'a pas besoin d'informations sur la perturbation, et par conséquent la perturbation peut être quelconque.

En utilisant le contrôle actif, la performance peut être poussée à de très bons niveaux. De nombreux types d'actionneurs peuvent être utilisés pour réaliser le contrôle des vibrations. Par exemple les Paliers Magnétiques Actifs (PMA) qui sustentent un rotor (cf. Figure 1.9) jouent le rôle d'actionneurs [28]. De plus, le contrôle étant lié à un algorithme il peut être totalement adaptable et appliqué à de nombreux types de structures : continues ou discrètes, linéaires ou non linéaires... Si les caractéristiques du contrôle actif sont figées, il peut devenir instable si les variations de caractéristiques de la structure sont trop importantes notamment dans le cas des structures évolutives. Les algorithmes de commande peuvent cependant apporter suffisamment de robustesse pour absorber les évolutions si elles sont limitées, ou bien permettre une adaptation du contrôle aux évolutions de faible amplitude (contrôle flou par exemple).

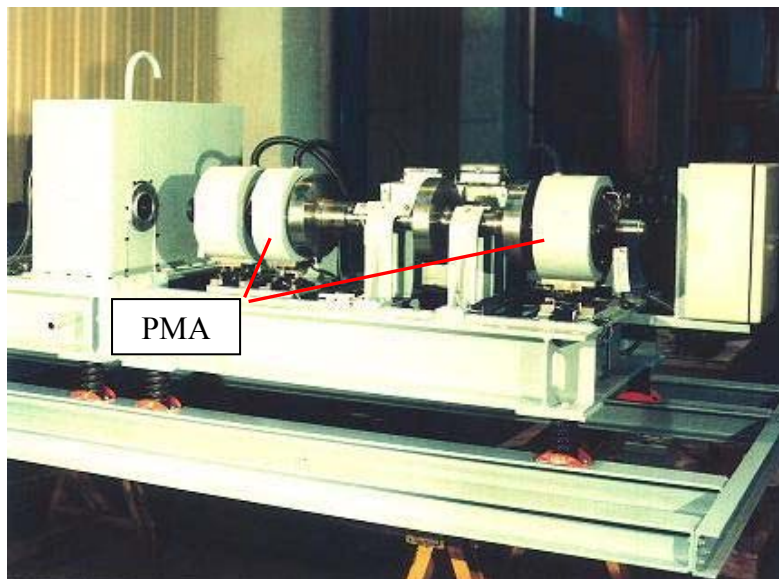


Figure 1.9 Banc rotor sur Paliers Magnétiques Actifs (PMA)

1.2.2. Robustesse et/ou adaptabilité du contrôle

▪ Commande linéaire

Beaucoup de méthodes de commande linéaire ont été développées dans la littérature pour leur simplicité d'élaboration. Ainsi, la méthode de placement de pôles [29] permet, à partir de la localisation des pôles de la structure contrôlée, de déterminer les gains du contrôle. Cependant, la localisation des pôles de la structure contrôlée n'est pas aisée dans le cas d'un problème de contrôle complexe. La solution consiste à utiliser une méthode d'optimisation.

1. INTRODUCTION

Le contrôle optimal [30] a été proposé dans ce but. Il permet de régler le contrôleur de façon optimale au sens de différents critères utilisables comme la minimisation du temps de contrôle, la minimisation de l'énergie consommée, la maximisation des performances en terme de réponse...Le critère peut être décrit par une fonction quadratique qui pondère les performances énergétiques de vibration par rapport à l'énergie de commande. Cet algorithme de contrôle appelé Linéaire Quadratique (LQ) est utilisé de façon avantageuse pour le mécanicien. La détermination des gains de contrôle s'effectue sur la base d'un modèle qui doit être le plus fidèle possible de la structure à contrôler. Dans le contexte d'une structure évolutive au cours du temps, la linéarité du contrôle peut engendrer des défauts de robustesse pouvant aller jusqu'à l'instabilité [31]. Tout dépend de l'ampleur des évolutions des caractéristiques de la structure. Stabilité et performances étant des critères antinomiques, il est donc difficile de conserver une approche optimale privilégiant les performances pour permettre d'atteindre des garanties en terme de robustesse. D'autres approches ont été proposées dans le cadre d'un formalisme connu sous le nom générique de contrôle robuste.

▪ **Contrôle robuste**

Ce type de contrôle [32] permet de réduire la sensibilité du contrôleur face aux écarts de la structure réelle et du modèle [33]. Le but du contrôle robuste est de garantir la stabilité et un niveau de performance acceptable pour la structure à contrôler malgré un ensemble d'évolutions ou de disparité sur une série de structures. Cependant la plage de changement de caractéristiques physiques reste réduite, et le gain en robustesse se traduit par une réduction globale des performances. La commande robuste permet de s'affranchir de non linéarités légères en les traitant comme des incertitudes. Les algorithmes de commande robuste délivrent un contrôle fixe. Ainsi les évolutions importantes de comportement dynamique ne peuvent être pris en charge sous peine d'avoir une performance quasi nulle. Dans le cas du contrôle modal, si les modes du modèle sont bien indépendants, un contrôle robuste peut être dédié à chaque mode. La robustesse théorique de chaque mode est recherchée mais les couplages entre modes peuvent réduire la robustesse globale. Cette approche est donc peu adaptée au contrôle modal de structures évolutives.

▪ **Contrôle flou**

Le contrôle flou [34] est de plus en plus utilisé pour le contrôle de structures car il peut pallier la modélisation de la structure et intégrer directement les incertitudes. La logique floue consiste à remplacer des modèles mathématiques par des modèles basés sur des informations globales simples. A l'aide de fonctions d'appartenance rendant l'information progressive et non binaire, les variables d'entrée sont traitées par des règles logiques préalablement définies pour délivrer les variables de sortie pondérées par ces règles. Selon les appartenances et règles, les évolutions des paramètres du contrôle flou sont déterminées et figées. Mais elles incluent une part non linéaire ajustée pouvant permettre la prise en charge d'évolutions de la structure

1. INTRODUCTION

et ainsi améliorer la robustesse globale non antinomique avec les performances. La plage de variation reste cependant restreinte et on ne peut obtenir une robustesse forte en performance, sauf dans des cas rares. En contrôle modal, des exemples d'utilisation du contrôle flou montrent son efficacité dans le cas de structures simples de type poutre souple [35] ou de pré-études dans le cas de rotors [36]. Afin d'améliorer la capacité d'adaptation pour une grande plage d'évolution, des techniques particulières de contrôle flou ont été développées. Par exemple, dans le domaine des transmissions de puissance, afin de s'adapter à une variation de charge importante et des conditions opératives anormales, un algorithme est proposé pour adapter les coefficients d'appartenance en temps réel puis les règles [5]. D'après les simulations, cet algorithme particulier peut présenter une bonne performance. Ces adaptations complexifient l'algorithme de logique floue utilisé au risque d'un coût élevé. L'approche du contrôle flou adaptatif à des systèmes plus complexes reste à étudier [37].

▪ **Contrôle adaptatif**

De nombreuses méthodes sont développées pour réaliser l'adaptation du contrôle aux structures évolutives [38].

Si l'évolution de la structure est modélisable, le modèle peut être pris comme référence [39]. Le contrôle peut alors être basé sur ce modèle et s'adapter par l'intermédiaire de l'erreur entre la réponse du modèle et celle de la structure réelle. Ce type de contrôle adaptatif est nommé « contrôle adaptatif à modèle de référence (MRAC) » [39]. Cependant les lois d'adaptation du contrôle sont parfois difficiles à obtenir pour permettre un contrôle stable.

Si les paramètres d'évolution ne sont pas intégrés au modèle, plusieurs modèles peuvent être utilisés chacun correspondant à une plage d'évolution [40]. Cette approche peut être appliquée aux structures évolutives linéaires ou non linéaires lorsque le nombre de paramètres d'évolution inconnus est petit [41]. Il faut connaître la limite de l'évolution du comportement dynamique pour concevoir une série de contrôleurs. Ces contrôleurs peuvent être linéaires mais opèrent par partie seulement sur la structure non linéaire [42]. Selon les erreurs entre les réponses de la structure réelle et le modèle utilisé à un instant donné, dans le cas où des modèles de référence sont utilisés, l'algorithme de choix du contrôleur joue le rôle de multiplexeur [43]. La stabilité de la structure contrôlée est assurée car il y a participation pondérée d'au moins deux contrôleurs permettant le glissement du contrôle qui s'adapte à l'évolution du comportement de la structure évolutive. Cet algorithme peut être utilisé dans le cadre modal [12]. Il s'avère dans ce cas robuste et performant sachant qu'il est basé sur des commandes optimales combinées [42]. Cependant toutes ces études sont réalisées en dehors du cas d'un changement brutal de comportement dynamique. En effet, le passage d'un contrôleur à l'autre nécessite un temps non négligeable, notamment pour éviter les discontinuités de commande.

1. INTRODUCTION

Basé sur le contrôle adaptatif des modèles multiples présenté précédemment, un autre développement du contrôle adaptatif a été proposé [44]. Il permet de maintenir la stabilité dans le cas de changements brutaux de comportement dynamique. Ce nouveau contrôle génère des nouveaux modèles lorsque tous les modèles intégrés initialement sont très différents de celui de la structure à un instant donné.

Dans les méthodes précédentes, un ou des modèles, éventuellement modal(aux), de la structure réelle est (sont) nécessaire(s) pour le fonctionnement du contrôle. Une approche alternative de contrôle consiste à ne pas utiliser de modèle pendant son fonctionnement. Elle utilise les informations mesurées en temps réel afin de prévoir les niveaux des performances de tous les contrôleurs. Si la performance n'est pas suffisante, un nouveau contrôleur remplace le contrôleur précédent. Pendant le fonctionnement du contrôle, l'information ou les hypothèses sur la structure (linéarité, ordre, nombre de fréquences de résonances dans le cas modal, ...) qui sont utilisées pour trouver un modèle ne sont pas nécessairement connues *a priori* [45]. Cette approche permet d'éliminer les risques d'instabilité provenant de la discordance entre la structure réelle et son modèle [46]. Elle est nommée «contrôle adaptatif sans modèle» [38]. Cependant, pendant la conception des contrôleurs, les informations liées aux évolutions de la structure sont nécessaires *a priori* pour garantir au moins qu'un contrôleur soit stable. Cette solution sans modèle pose également le problème d'identifier la cause d'instabilité qui n'est accessible qu'en ayant un modèle représentatif du système contrôlé.

L'inconvénient majeur du contrôle adaptatif présenté ci-dessus est la nécessité d'avoir des informations sur l'évolution permettant le passage d'un contrôleur à son adaptation. Si ces informations ne sont pas accessibles, cette méthode n'est plus applicable. Ce cas est pourtant celui qui est le plus fréquent et recherché par les industriels. En conséquence, lorsque la structure évolue, il peut être nécessaire de s'affranchir du besoin des informations d'évolution. C'est le cadre du contrôle autoadaptatif et l'objet de ce travail de thèse.

1.2.3. Contrôle modal

Deux stratégies de contrôle de vibration peuvent être utilisées pour les structures : le contrôle local qui permet de contraindre activement un point de la structure ou le contrôle global qui s'intéresse au contrôle de la structure complète.

▪ Contrôle local

Le but de ce contrôle est de contraindre un point de la structure. Pour cela, un ensemble constitué d'un actionneur et d'un capteur positionné au même lieu (colocalisé) est considéré. Plusieurs de ces ensembles [47] peuvent être utilisés pour contraindre plusieurs points de la structure. Les lois de commande sont très simples : un simple retour de vitesse est le plus souvent utilisé pour apporter de l'amortissement par exemple. Le contrôle local est

1. INTRODUCTION

inconditionnellement stable si les actionneurs et capteurs sont proches de l'idéal et bien installés pour réaliser la co-localisation [48] même si les paramètres physiques de la structure sont modifiés ou altérés [49]. Ce type de contrôle ne nécessite pas de modélisation.

▪ **Contrôle global**

Dans le cas d'applications industrielles, il est nécessaire d'utiliser actionneurs et capteurs en minimisant leur nombre. La stratégie de contrôle de vibration dans ce cas ciblera le comportement d'ensemble et non d'un point particulier. Dans le cas de structures monodimensionnelles par exemple, c'est le mouvement de la fibre neutre qui est ciblé par le contrôle. Le contrôle de vibration pourra alors se décliner sous forme modale : les participations modales de chaque mode seront donc les entrées du contrôleur sur lesquelles agiront les gains. Les capteurs locaux ou répartis auront donc pour but d'informer le contrôleur sur le niveau des participations modales et non le déplacement en un point. Leur nombre peut alors être considérablement réduit par rapport à tous les points de la fibre neutre. De même le nombre d'actionneurs sera très réduit car ils agissent directement sur les modes [50] et non pour contrôler un point. De plus, les actionneurs peuvent être placés indépendamment des capteurs. La position et le nombre des actionneurs sont déterminés par la maximisation de l'observabilité et de la contrôlabilité du contrôle.

Cette approche permet de cibler le contrôle sur certains modes critiques. Elle permet également de réduire le besoin d'énergie extérieure, donc de minimiser également l'encombrement et la masse des amplificateurs liés aux actionneurs [51], ce qui est particulièrement recherché notamment dans le domaine des systèmes embarqués.

Le contrôleur de type modal calcule la commande à partir de l'état modal. Celui-ci ne pouvant être mesuré directement, il faut donc reconstruire cet état. Pour cela, il est possible d'utiliser des filtres modaux [52] mais pour obtenir une reconstruction optimale, il faut que le nombre de capteurs soit identique au nombre de modes à reconstruire. Cette contrainte limite l'application de cette méthode. Une alternative consiste à reconstruire l'état modal en utilisant un nombre limité de capteurs [50]. À partir de la commande du contrôle et de la comparaison entre la réponse mesurée de la structure contrôlée et celle du modèle de la structure, un reconstruteur appelé observateur permet d'estimer l'état qui est délivré au contrôleur par asservissement de la réponse calculée à la réponse mesurée.

Puisque le contrôle modal cible un nombre limité de modes critiques, le contrôle peut exciter des modes non contrôlés, ce phénomène est appelé le « spillover » de contrôle [49]. De la même façon, la réponse mesurée de la structure comportant l'ensemble des modes, la participation des modes non observés biaise la reconstruction des modes observés, le phénomène est appelé le « spillover » d'observation. Le bouclage de ce « spillover » peut être ainsi déstabilisant et doit être étudié. Certaines méthodes sont utilisées pour réduire le «spillover» d'observation [53] ou de contrôle [54].

1. INTRODUCTION

Plus globalement, le contrôle modal étant basé sur un modèle, il est sensible aux erreurs de modélisation. Le problème de sa robustesse posé par l'utilisation d'un modèle se pose, en particulier dans le cas des structures évolutives, sauf si les caractéristiques réelles de ce modèle sont accessibles, par exemple par l'identification.

1.2.4. Reconstruction de modèles par identification

Construire un modèle expérimental à partir de données mesurées est généralement connu sous la terminologie d'identification. L'identification consiste à construire un modèle et à estimer ses paramètres pour reproduire le comportement dynamique d'un système. Cette approche comportementale est intéressante lorsqu'il est nécessaire d'élaborer des modèles sans avoir recours à une connaissance des lois physiques qui gouvernent le comportement à reproduire. Lorsque des hypothèses ou des connaissances supplémentaires peuvent être connues et intégrées dans la démarche de modélisation, les modèles peuvent prendre en compte ces éléments pour simplifier la démarche d'identification. D'une manière très générale, l'élaboration du modèle se fait à partir de la mesure de grandeurs de réponse seules ou en y associant la mesure des excitations. Il est bien évident que toutes les méthodes seront d'autant plus robustes et efficaces qu'un plus grand nombre de mesures seront réalisées. Lorsque seules les réponses sont mesurées, il est possible de qualifier les approches d'identification de type «output only». Par exemple, la séparation de sources, bien connue en acoustique, est un axe de recherche emblématique de ces approches qui sont basées sur des hypothèses de propriétés statistiques des excitations ou sources conduisant aux réponses mesurées. Cette classe de problèmes n'entre pas directement dans le champ de notre étude puisque le système que nous cherchons à identifier est soumis à des sollicitations partiellement connues puisque celui-ci est contrôlé. Il est donc plus judicieux d'introduire cette connaissance dans l'approche d'identification, en considérant que le système est sous excitation connue.

Dans ce cadre, deux cas peuvent à nouveau être distingués suivant que l'excitation est maîtrisée ou imposée (approche expérimentale) ou qu'elle est imposée par des conditions de fonctionnement non maîtrisées (approche opérative). Ces deux approches peuvent être représentées de manière caractéristique. En reprenant l'exemple de la modélisation de structures mécaniques ou de Génie Civil, l'analyse opérative s'impose lorsqu'il est difficile ou impossible d'exciter les structures artificiellement à cause de leur dimension, de leurs formes, de l'environnement ou tout simplement parce qu'il est économiquement pas possible de stopper leur fonctionnement. Cette solution est également retenue lorsqu'il est difficile de reproduire une excitation réaliste comme c'est le cas par exemple d'une turbine hydraulique en écoulement turbulent [55]. Dans ces cas, on a alors recours aux forces ambiantes ou aux forces opératives comme sources d'excitation [56] sans pouvoir les mesurer. Puisqu'il n'existe pas d'excitation artificielle, la bande passante, le niveau et la forme de l'excitation ne

1. INTRODUCTION

peuvent pas être imposés ce qui limite énormément les performances des méthodes d'identification.

A l'inverse, lorsqu'il est possible d'imposer une excitation extérieure artificiellement, l'approche expérimentale [57] est plus efficace et simplifie l'identification. Un signal d'excitation à large bande (par exemple, une entrée en sinus balayé) peut être utilisé pour obtenir les informations modales en excitant tous les modes de manière séquentielle sur une bande de fréquences ciblée. Le niveau d'excitation peut également être réglé pour obtenir un niveau de réponse homogène et adapté à la sensibilité des capteurs.

Dans le cas de cette thèse, la présence d'un actionneur nécessaire au contrôle de la structure permet d'imaginer une action qui sera à la fois maîtrisée et subie puisque le contrôleur définit l'excitation nécessaire à l'amélioration du comportement. L'excitation sera partiellement maîtrisée puisqu'il est possible de générer une excitation particulière, mais elle devra rester compatible en niveau et devra caractériser le comportement dans la zone de fonctionnement (par exemple en fréquence) ciblée par les objectifs du contrôle. Par contre elle sera subie puisque le contrôleur imposera les actions correctives nécessaires pour améliorer le comportement du système.

Dans le cas d'un contrôle autoadaptatif, les actions de contrôle et d'identification devront être simultanées et porter sur les mêmes plages de comportement, par exemple en amplitude ou en fréquences. Cette dépendance entre l'excitation propre au contrôle et l'approche d'identification conduit au problème de corrélation entre l'excitation et la réponse qui pourrait être réglé si l'excitation pouvait être choisie. Ce problème est inhérent à toutes les approches d'identification classiques car il introduit généralement un biais dans les procédures d'estimation des paramètres. Une manière simple de s'affranchir de ce problème consiste à stopper le contrôle de la structure pendant les phases d'identification et de séparer les processus d'identification et de contrôle. La réactualisation du contrôle est réalisée après identification sur la base du modèle reconstruit, puis le contrôleur est réactivé. On réalise donc ainsi une identification dite en boucle ouverte puisque la structure n'est pas contrôlée pendant l'identification. D'un point de vue mécanique, cette approche présente également l'énorme avantage d'identifier une structure généralement très peu amortie et qui peut être bien excitée, conduisant à un modèle identifié précis. A titre d'exemple, ce contrôle dit semi-adaptatif et basé sur l'identification en boucle ouverte peut être illustré par le contrôle modal proposé pour contrôler une structure subissant des variations uniquement fréquentielles [1]. En général, ces phases d'identification nécessitant l'arrêt du contrôle peuvent être dangereuses voire destructrices si les excitations nécessaires à l'identification sont associées à des excitations extérieures. Il est donc impératif d'identifier le comportement de la structure contrôlée ce qui conduit à réaliser cette identification en boucle fermée.

Dans le cas d'une identification en boucle fermée, deux problèmes majeurs vont se superposer. Le premier est lié à l'amortissement de la structure contrôlée qui est optimisé et

1. INTRODUCTION

qui conduit à des réponses de la structure moins importantes en amplitude et moins longues en temps pour une force d'excitation donnée. Le second est lié à la force de contrôle qui sera directement proportionnelle aux grandeurs de réponse mesurées et donc corrélée à ces dernières. Cette corrélation introduit des difficultés dans l'estimation du modèle qui sera biaisée. Ces deux causes introduisent une difficulté d'identification qui peut être contournée de différentes manières [58] présentées ci-dessous.

Une structure représentative d'une identification en boucle fermée est présentée sur la Figure 1.10, où $P(z)$ et $G(z)$ sont les fonctions de transfert de la structure et du contrôleur respectivement. r , u_0 , y et v sont les signaux d'excitation, d'entrée, de réponse et la perturbation inconnue. Le problème de corrélation essentiel en boucle fermée est la corrélation entre y , v et u_0 .

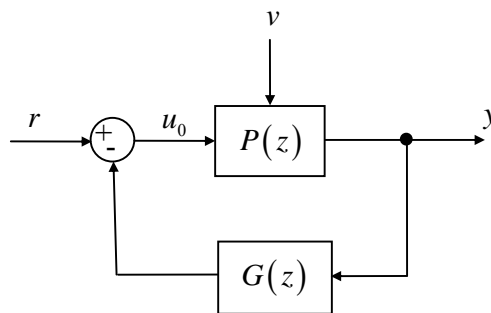


Figure 1.10 Schéma caractéristique d'une structure en boucle fermée

Dans l'approche dite « indirecte », le signal d'excitation r est considéré comme disponible et le contrôle $G(z)$ est connu. C'est le modèle de la structure et du contrôleur $T_{yr}(z)$ qui est identifié à partir des signaux r et y , le modèle de la structure $P(z)$ est ensuite estimé par :

$$P(z) = \frac{T_{yr}(z)}{1 - G(z)T_{yr}(z)} \quad (1.1)$$

Puisque la structure est contrôlée, il est généralement difficile d'identifier $T_{yr}(z)$ à cause de l'amortissement. De plus, l'ordre de $P(z)$ est élevé puisque cette fonction est obtenue par le produit de $G(z)$ et $T_{yr}(z)$.

Par opposition, l'approche « directe » ignore la boucle de rétroaction, alors l'identification est réalisée par l'entrée u_0 et la réponse y comme l'identification en boucle ouverte. Elle est plus simple et peut identifier la structure elle-même sans l'effet du contrôle. Puisqu'un modèle fidèle de la structure est nécessaire pour réactualiser le contrôle, la méthode d'approche directe est choisie dans cette thèse.

1. INTRODUCTION

Les premières approches d'identification ont été basées sur les propriétés des transformées intégrales (Laplace, Fourier, ...) pour caractériser une fonction de transfert. Par le fait qu'elles décrivent la fonction de transfert à l'aide d'un grand nombre de valeurs numériques, ces approches peuvent être qualifiées de « non paramétriques » même si elles contiennent forcément une information paramétrée. Dans le cas des structures mécaniques, la courbe de réponse en transmittance est l'équivalent d'un diagramme de Bode qui permet une interprétation mécanique de la résonance. Cette courbe peut représenter évidemment la relation entre la réponse et l'excitation, par exemple la flexibilité (le déplacement sur la force), la mobilité (la vitesse sur la force), ou l'accélération (l'accélération sur la force) [59]. La caractérisation d'une résonance sur ces courbes conduit à la détermination de la fréquence de résonance et du facteur d'amortissement (paramètres modaux) à la condition d'être capable de tracer un diagramme avec une précision suffisante (grand nombre de points). Ces approches nécessitent donc une exploitation supplémentaire pour aboutir à une description paramétrique partielle du modèle. Par contre, elles offrent bien souvent l'avantage d'apporter des méta-paramètres comme le nombre de résonance dans une plage de fréquence qui vont piloter par exemple l'ordre du modèle à identifier. Bien que cette forme conduise à des paramètres physiques représentatifs d'un domaine (mécanique des structures par exemple), elle reste parcellaire, elle nécessite des outils de reconstruction de paramètres et peut s'avérer très sensible aux bruits d'estimation même avec des outils de traitement du signal très élaborés. Par ailleurs, elle est uniquement adaptée à des formulations du contrôle sous forme de fonction de transfert qui ne sont plus utilisées que dans des cas simples comme l'asservissement.

Pour obtenir des modèles complets plus robustes et utilisables par les approches modernes de contrôle, il est impératif d'obtenir des modèles paramétriques, capables de décrire des comportements complexes à l'aide de quelques paramètres. Ainsi, les fonctions de transfert peuvent également être décrites par des formes polynomiales dont les coefficients sont les paramètres à identifier. Ces paramètres peuvent être directement liés à des caractéristiques physiques dans le cas où un modèle est construit et doit être mis à jour. Plusieurs structures de modèles ont été proposées et correspondent à des architectures assez générales permettant de décrire des comportements particuliers faisant intervenir une perturbation sous forme de bruit de mesure (structure de type «Output Error» (OE)), privilégiant la partie exogène dans la réponse (structure de type «AutoRegressive (AR)» ou «AutoRegressive with eXogenous input (ARX)») ou mêlant la partie exogène et la partie autorégressive (dans le cas de la structure de type «AutoRegressive Moving Average (ARMA)» ou «AutoRegressive Moving Average with eXogenous input (ARMAX)»)[58]. Les méthodes traditionnellement utilisées pour reconstruire la fonction de transfert sous sa forme polynomiale passent par une fonction de transfert discrète (Transformée en z) pour aboutir à une forme de récurrence qui sera écrite en tout point des signaux échantillonnés. A partir de

1. INTRODUCTION

cette équation de récurrence, il est alors possible de trouver la fonction de transfert par une transformation discrète à continu. Cette approche générale est robuste même si elle suppose d'être dans des configurations d'échantillonnage restrictives et si elle impose de faire des hypothèses sur la forme du signal en entrée (Bloqueur d'ordre zéro). Il n'en demeure pas moins que le résultat est écrit sous forme de fonction de transfert qui reste limitant dans le cas d'un modèle en dynamique des structures puisqu'il ne permet pas de reconstruire les vecteurs propres ou formes modales directement.

Une alternative qui a également été largement développée et utilisée consiste à décrire le modèle sous une forme matricielle proche de la représentation modale mécanique. L'intégralité du modèle d'état est identifiée plutôt qu'une succession de fonctions de transfert représentant l'ensemble des combinaisons entrée/sortie[58]. Plusieurs approches et formulations ont été proposées parmi lesquelles on peut citer la méthode «Eigensystem Realization Algorithm (ERA)», «Observer Kalman filter Identification (OKID)» et la méthode des sous-espaces. Elles conduisent toutes à une représentation d'état quelconque sans spécifier le vecteur d'état choisi. Dans le cas d'un modèle de comportement dynamique de structure, ce vecteur d'état est connu : il est physique (déplacement, vitesse ou accélération) ou modal (participations modales) et sera utilisé par le contrôleur. Il nécessite donc le passage d'une forme d'état quelconque à la forme physique (appelée dans la suite «mécanique») ou modale. Ce point est détaillé dans la partie suivante.

1.2.5. Nécessité d'un modèle commun entre l'identification et le contrôle

La manière la plus directe de garantir l'exactitude d'un comportement dynamique contrôlé d'une structure évolutive à partir d'un modèle de référence exact consiste à asservir les paramètres du contrôle directement sur la différence entre la réponse de la structure contrôlée y et la réponse du modèle contrôlé \hat{y} [60] (cf. Figure 1.11). Cette approche est limitée car elle est basée sur l'hypothèse que la structure contrôlée reste stable lorsque le contrôle est modifié. Le contrôle dans ce cas ne peut utiliser le modèle de référence pour faire évoluer ses paramètres. En revanche la structure de modèle, modal par exemple, peut être utilisée en alimentant ses paramètres constitutifs à partir d'une identification. Cela conduit à construire un contrôle optimisé sur la base d'un modèle identifié.

Comme vu précédemment, le contrôle modal peut être établi à partir d'un modèle modal et d'un critère qui permet de cibler les modes vibratoires à contrôler. Il est également possible d'obtenir un modèle d'état proche du modèle modal à partir de l'identification. Il est donc nécessaire de construire une approche qui permette de passer d'un modèle identifié par des techniques classiques à un modèle modal nécessaire au calcul du contrôle. Comme on le verra, ce passage impose des contraintes sur le nombre de capteurs [61] ou d'actionneurs [62],

1. INTRODUCTION

leur positionnement [63], indépendamment des limitations imposées par les moyens de calcul. Dans ce contexte, la connaissance de méta-paramètres comme l'ordre du modèle est assurée par le choix réalisé pour cibler les modes à contrôler.

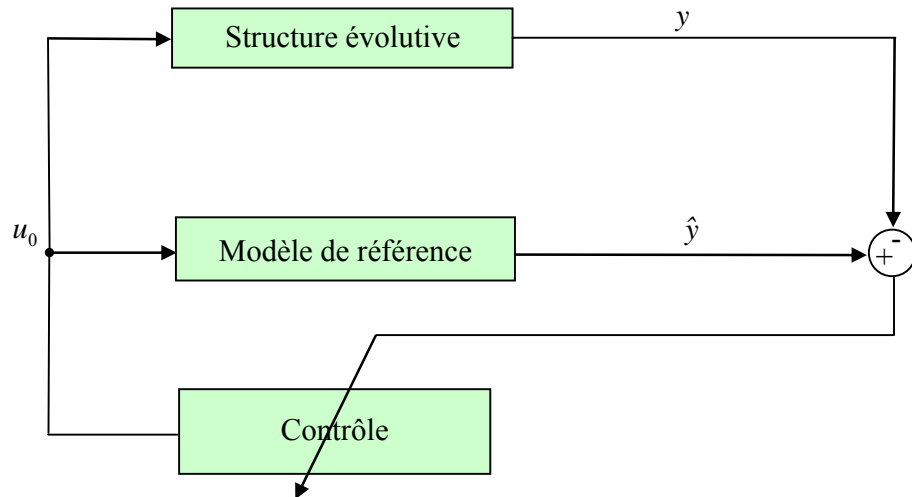


Figure 1.11 Asservissement des paramètres de contrôle à partir de la différence « réponse de la structure contrôlée y / réponse du modèle contrôlé \hat{y} »

Un concept de contrôle modal utilisant ce modèle commun dont les paramètres peuvent être réactualisés automatiquement pour s'adapter à la structure évolutive est présenté dans la section suivante.

1.3. Positionnement et originalité de l'étude

Dans le domaine des structures évolutives, les vibrations sont généralement néfastes et doivent être réduites efficacement. Pour cela, le contrôle actif des vibrations, entre autres, s'est largement développé, mais le caractère évolutif de la structure nécessite l'évolution du contrôleur sous peine de détérioration de la performance du contrôle, voire la déstabilisation de la structure contrôlée. Le contrôle de vibrations doit donc s'adapter à cette évolution pour garantir la performance et la stabilité. Si l'information sur les évolutions peut être mesurée ou connue *a priori*, une technique telle que le contrôle adaptatif peut être utilisée. En revanche, si l'information d'évolution n'est pas connue ou mesurée, il faut développer un contrôle de vibrations qui peut s'adapter automatiquement aux structures sans connaissance de leur évolution. Ce contrôle suppose donc d'avoir un outil de suivi de comportement de la structure capable de construire un modèle évolutif. La Figure 1.12 présente les différentes étapes

1. INTRODUCTION

permettant d'aboutir à cet objectif dans le cas d'un contrôle modal en mettant en exergue les originalités de la thèse. Ces étapes sont expliquées dans les paragraphes suivants.

En matière de commande, le contrôle optimal est une approche qui autorise le calcul automatique du contrôle à partir d'un modèle d'état, par exemple modal, en minimisant l'énergie et en optimisant la performance sur la base d'un critère quadratique. Par ailleurs, le contrôle modal peut cibler les modes critiques en utilisant moins d'actionneurs que dans le cas du contrôle colocalisé. Si la structure subit de grandes variations de paramètres, le contrôle optimal conçu sur la base d'un modèle représentatif du comportement initial ne sera plus performant. Il risque même de devenir instable. Un modèle paramétré et piloté par une information permettant de reconstruire l'évolution peut être utilisé pour actualiser le contrôle. C'est le cas du contrôle adaptatif. Mais cette information n'est pas toujours disponible comme dans le cas d'un changement de forme modale. Le contrôle adaptatif doit donc être complété en intégrant une reconstruction automatisée d'un modèle ce qui le rendra autoadaptatif. L'application au contrôle de vibration de structure évolutive est l'exemple de contrôle modal autoadaptatif traité dans ce mémoire.

Dans le cadre des structures évolutives en terme d'architecture, contrôlée par contrôle modal actif, la présence d'actionneurs en plus des capteurs ouvre des perspectives pour assurer la qualité du modèle identifié. Ce dernier doit être précis et le plus riche possible, ce qui peut être atteint par l'utilisation des actionneurs pour l'excitation. La boucle de contrôle actif étant fermée, se pose alors le problème de l'identification par la corrélation entre l'excitation et la réponse de la structure. Cette étude permet également de caractériser les limites de l'approche proposée en terme de densité modale, de bande passante et de domaine fréquentiel. L'implémentation en temps réel sur un exemple et ses limites technologiques ont permis de mettre en place un raisonnement sur les limites physiques de la méthode proposée et sur la rapidité d'évolution des structures.

Pour optimiser le processus de la réactualisation, un critère ne nécessitant pas la reconstruction d'un modèle complet a été adapté au contrôle autoadaptatif proposé. Le critère traduit par un paramètre permet de piloter la continuité de la commande pendant l'évolution du contrôle ce qui garantit la stabilité malgré les changements d'état et de paramètres de contrôle.

Pour valider les travaux, des simulations et des expériences ont été réalisées sur une structure discrète simple mais représentative d'une structure évolutive. L'approche proposée dans cette thèse démontre que le contrôle autoadaptatif proposé est robuste globalement malgré les sauts modaux de la structure. Les performances, ainsi que la réactualisation conditionnelle du contrôle, sont une illustration d'une nouvelle forme d'adaptabilité donnée au contrôle.

1. INTRODUCTION

Objectifs et contraintes

Nécessités

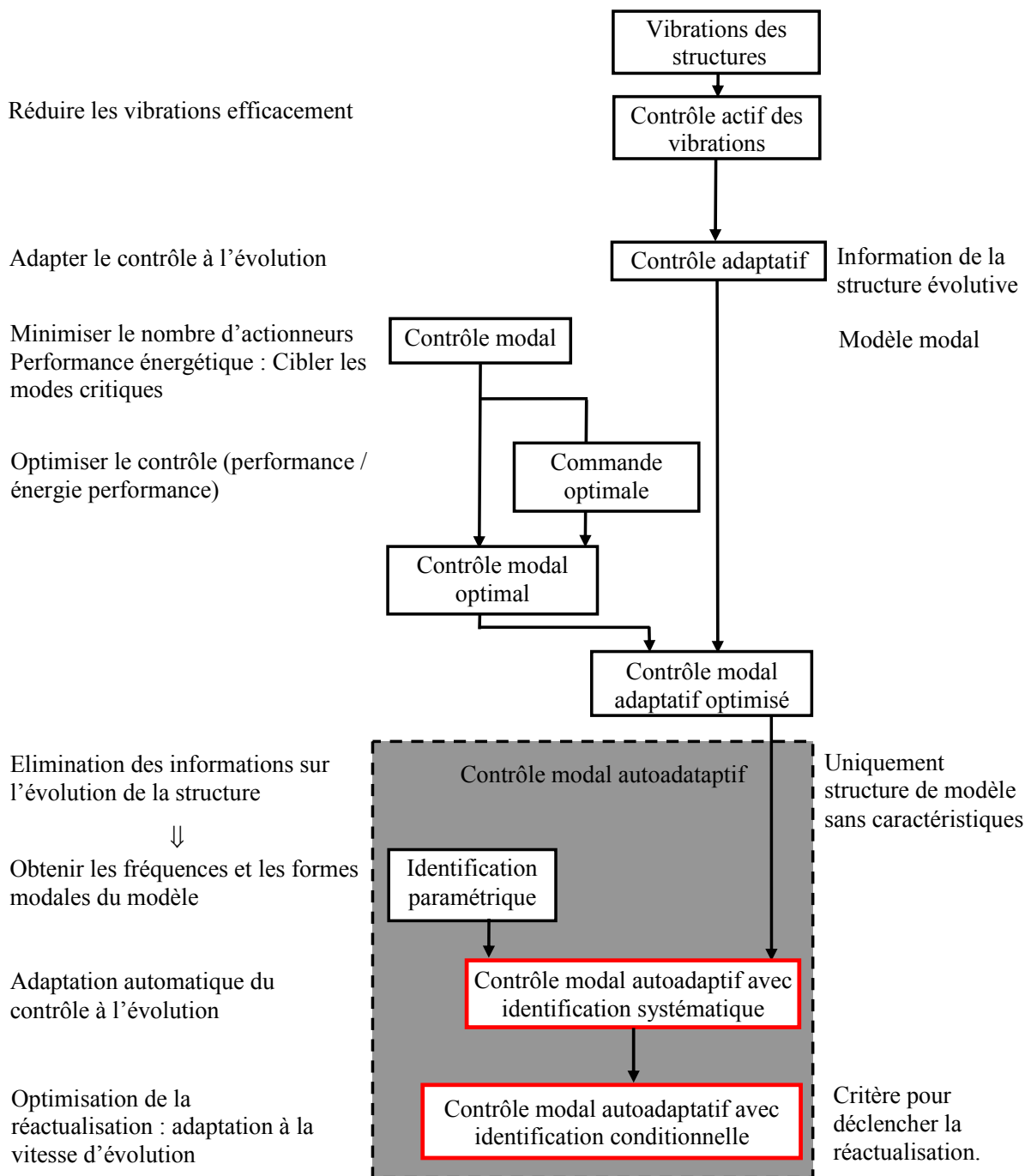


Figure 1.12 Etapes et avancées de la thèse

1.4. Organisation du mémoire

Après ce chapitre d'introduction ayant permis de positionner la thèse dans le contexte et dans l'état de l'art actuel sur le contrôle et l'identification des structures évolutives, la thèse est organisée en quatre chapitres.

Le deuxième chapitre présente tout d'abord les choix réalisés en stratégie de contrôle de structure menant au contrôle modal qui utilise un modèle. L'algorithme de commande choisi est justifié par ses possibilités d'optimisation et de calcul à partir d'un modèle. Puis la possibilité d'instabilité d'une structure évolutive utilisant une stratégie de contrôle modal figé est présentée. L'instabilité est décrite à partir de simulations et expérimentation concernant le comportement dynamique contrôlé sur la structure support de cette thèse lorsque l'évolution des caractéristiques mécaniques est importante. Les causes de l'instabilité sont mises en évidence, elles pointent notamment l'inversion des formes modales. Enfin la faisabilité de la réactualisation du contrôle est discutée.

Le troisième chapitre s'intéresse à l'identification du modèle modal utilisé par le contrôleur adaptatif. Après avoir présenté les différentes méthodes adaptables au cas de la structure à contrôler, le choix s'est porté sur des méthodes éprouvées plutôt que de développer une méthode d'identification directe du modèle modal. Cette méthode est ensuite présentée, nécessitant un passage d'une représentation d'état quelconque à un modèle modal. Les aspects pratiques sont ensuite développés en présentant notamment les limites physiques d'utilisation de la méthode à partir d'une analyse détaillée. Enfin la méthode proposée est mise en œuvre expérimentalement en temps réel sur la structure 3DDL support de l'étude.

Le chapitre suivant est consacré au contrôle modal autoadaptatif proposé. La méthode combine le contrôle modal optimal et l'identification en temps réel en boucle fermée. Le principe et certaines contraintes de la méthode sont tout d'abord présentés suivis d'une analyse de la stabilité et des performances étudiées en simulation. Le contrôle modal autoadaptatif systématique est ensuite validé par expérimentation.

Le cinquième chapitre présente une variante conditionnelle du contrôle modal autoadaptatif. Le critère conditionnel, basé sur les réponses de la structure, autorise l'adaptation de la cadence de réactualisation du contrôle. Cette variante est testée par simulations pour évaluer l'efficacité et la robustesse de la réactualisation du contrôle conditionnel. Par ailleurs, l'influence des perturbations est discutée à la fin de ce chapitre.

Classiquement le mémoire se termine par les conclusions et les perspectives.

1. INTRODUCTION

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

Le contrôle actif des vibrations de structures évolutives fait l'objet de ce mémoire. Il est calculé à partir d'un modèle de la structure. Naturellement, ce modèle n'est pas strictement fidèle à la structure, mais la robustesse d'un contrôleur linéaire classique permet de garantir le fonctionnement, moyennant une perte de performance, dans la majorité des cas. Cependant, dans le cas de structures dont le comportement varie au cours du temps les limites de robustesse du contrôle linéaire peuvent être atteintes. Le cas échéant il y aura instabilité du contrôle comme présenté dans la première section de ce chapitre. Cette dégradation du comportement dynamique contrôlé dépend entre autres des choix de stratégie de contrôle. Une stratégie sensible aux problèmes de robustesse, donc d'instabilité est la stratégie modale car liée à une modélisation. Néanmoins, elle reste particulièrement intéressante, car elle permet de minimiser le nombre de composants de contrôle tels que les actionneurs et les capteurs. De plus, elle permet de cibler les modes sensibles à contrôler de la structure et par conséquent minimise l'énergie opérative d'apport. La stratégie du contrôle modal optimal est présentée en seconde section dans laquelle est tout d'abord rappelé le principe de modélisation modale sous forme d'état. Cette stratégie peut utiliser différents algorithmes de commande. Parmi eux, un algorithme qui utilise directement le modèle de la structure et qui permet également d'optimiser le compromis performances / consommation d'énergie est l'algorithme Linéaire Quadratique (LQ) ou encore appelé contrôle optimal. Cet algorithme est largement utilisé en contrôle actif de vibration et peut permettre de renforcer l'optimisation énergétique. La commande modale optimale est donc ensuite présentée tant du point de vue contrôle optimisé que du point de vue observation modale optimisée. Cependant les paramètres du contrôle modal optimal linéaire ainsi calculés sont figés. Par conséquent, si le comportement dynamique modal de la structure évolue, il y a également dans ce cas un risque d'instabilité. Elle peut provenir, bien sûr, d'une évolution fréquentielle des résonances, mais une instabilité qui est rarement étudiée est celle produite par une évolution de formes modales au cours de l'évolution du comportement dynamique. Cette dernière cause d'instabilité est présentée dans la partie 2.2.3. Une illustration de cette instabilité particulière est présentée à partir d'un exemple de structure à 3 degrés de liberté dans la section 2.3. Des simulations permettent la compréhension fine du problème, puis une validation expérimentale de la mise en évidence de cette instabilité est enfin présentée.

L'adaptation en temps réel du contrôle est donc nécessaire pour éviter cette instabilité tout en permettant de garantir les performances. En cas de contrôle établi à partir d'un modèle,

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

la réactualisation du contrôle passe par celle du modèle. Cette dernière doit être assez continue pour éviter les sauts de commande qui peuvent induire une dégradation du contrôle, voire un autre type d'instabilité, induite par cette forme de perturbation forte, comme présenté par l'intermédiaire de simulations dans la dernière section de ce chapitre.

2.1. Instabilité du contrôle

Particulièrement efficace, le contrôle actif est largement utilisé pour la réduction des vibrations. Parmi les méthodes actives, le contrôle par rétroaction ou feedback est privilégié dans de nombreuses applications car l'information sur la perturbation n'est pas nécessaire, cette dernière peut être quelconque, et il permet, par exemple, de réduire fortement des pics de résonance. Le principe d'une boucle fermée de contrôle actif (cf. Figure 2.1) est basé sur la rétroaction des mesures issues des capteurs. Ces dernières sont injectées dans le contrôleur qui calcule la commande à appliquer sur les actionneurs suivant les objectifs souhaités en terme de comportement de la structure.

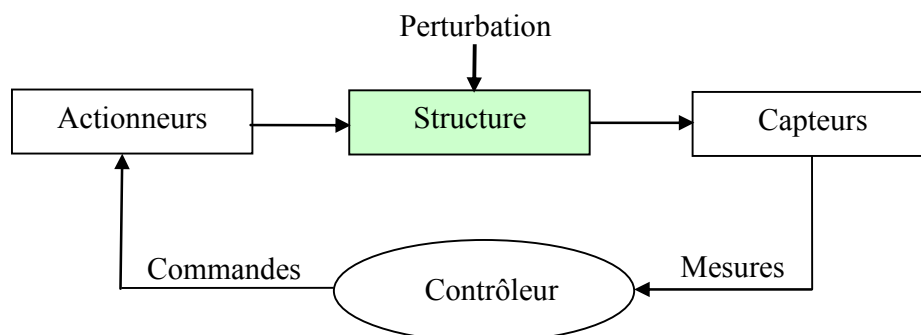


Figure 2.1 Architecture d'une boucle fermée de contrôle

L'asservissement en temps réel réalisé par la boucle de contrôle actif peut être obtenu physiquement par un contrôleur analogique ou numérique. Les possibilités de contrôle digital utilisant des microprocesseurs sont souples et riches, et le choix des stratégies dépend de la structure à contrôler et des objectifs de contrôle.

Dans les applications les plus délicates, la conception du contrôle est basée sur un modèle de la structure, qui peut être mis sous la forme d'une matrice de transfert ou d'une représentation d'état. Lorsque le comportement dynamique de la structure réelle est différent de celui du modèle qui est utilisé dans le contrôle, les paramètres du contrôle peuvent être inadaptés à la structure réelle. Le contrôleur produit alors des commandes erronées sur la structure à partir des mesures disponibles sur la structure réelle. Ces erreurs peuvent produire un comportement oscillant voir instable. Bien sûr, les différences entre le modèle et la

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

structure réelle peuvent être induites par le type modélisation de la structure [6]. Elles peuvent aussi être causées par l'évolution de la structure au cours du temps. Dans ce travail, la modélisation sera modale pour des raisons d'efficacité exposées précédemment et détaillées dans les paragraphes suivants. Basé sur cette forme de modèle, le contrôle modal optimal est utilisé dans cette thèse. Cette technique de contrôle, la modélisation de la structure et les risques d'instabilités induits par le caractère modal sont présentés dans les sections suivantes.

2.2. Stratégie de contrôle modal optimal

Le contrôle modal peut cibler les modes critiques d'une structure, ce qui offre l'avantage de réduire la consommation énergétique et le coût temps réel du contrôle. Par ailleurs opérant directement sur les modes, donc sur la fibre neutre de la structure, il permet de minimiser le nombre d'actionneurs et de capteurs contrairement aux contrôles locaux. Le contrôle modal est calculé à partir d'une modélisation modale de la structure. Mis sous une forme d'état, il peut utiliser un algorithme de commande utilisant directement ce modèle modal ce qui permettra, si les caractéristiques du modèle changent, d'adapter le contrôle automatiquement à la structure évolutive.

Après un bref rappel sur la modélisation modale d'une structure, le contrôle modal optimal est présenté en pointant l'algorithme de contrôle optimal et la reconstruction modale optimale par observateur. Enfin, l'instabilité du contrôle induite par la variation de formes modales est mise en évidence.

2.2.1. Modélisation sous forme modale

Une structure mécanique peut être discrétisée par N degrés de liberté (DDL). Son comportement dynamique est alors décrit par l'équation différentielle matricielle du second ordre suivante :

$$M\ddot{\eta} + \Gamma\dot{\eta} + K\eta = B_p u \quad (2.1)$$

où M , Γ , K sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur. u est l'action de contrôle et B_p la matrice de sélection des DDL des positions des actionneurs. η est le vecteur des déplacements nodaux.

En effectuant le changement de variable :

$$\eta = \Phi q \quad (2.2)$$

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

où q sont les participations modales en déplacement et

$$\Phi = [\phi_1 \quad \cdots \quad \phi_n]_{N \times n} \quad (2.3)$$

est la matrice des n formes modales en déplacement données par le problème aux valeurs propres lié au système conservatif associé :

$$(-\omega_i^2 M + K)\phi_i = 0 \quad (2.4)$$

avec ω_i la $i^{\text{ème}}$ pulsation propre et ϕ_i le $i^{\text{ème}}$ vecteur propre correspondant à la $i^{\text{ème}}$ forme modale (avec $i = 1, 2, \dots, n$).

Lorsque Φ est normalisée par :

$$\Phi^T M \Phi = I \quad (2.5)$$

avec I la matrice identité, le système conservatif associé à (2.1) peut s'écrire sous la forme modale suivante :

$$\ddot{q} + \Omega q = \Phi^T B_p u \quad (2.6)$$

avec :

$$\Omega = \Phi^T K \Phi = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & \\ & \ddots & \\ & & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Si l'on considère l'amortissement, la forme modale de (2.1) est alors :

$$\ddot{q} + E \dot{q} + \Omega q = \Phi^T B_p u \quad (2.8)$$

où E est la matrice d'amortissement modal. Lorsque la structure est faiblement amortie, ce qui est souvent le cas lorsque les principes de contrôle actif sont utilisés, et lorsque les modes sont suffisamment découplés, et avec une hypothèse d'amortissement proportionnel, la matrice E peut être simplifiée par sa diagonale et s'écrit à partir des facteurs d'amortissements modaux $\xi_i, i = 1, \dots, n$:

$$E = \begin{bmatrix} 2\xi_1 \omega_1 & & \\ & \ddots & \\ & & 2\xi_n \omega_n \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

La forme d'état est particulièrement adaptée au contrôle actif multivariable. Elle sera donc utilisée par la suite. En l'utilisant, l'équation (2.8) prend la forme suivante :

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{\Omega} & -\mathbf{E} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{\Phi}^T \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\text{diag}(\omega_i^2) & -\text{diag}(2\xi_i \omega_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{\Phi}^T \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \mathbf{u} \text{ avec } \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} \quad (2.10) \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}\end{aligned}$$

où \mathbf{A} est la matrice d'évolution, \mathbf{B} la matrice d'entrée, \mathbf{C} la matrice de sortie et \mathbf{D} la matrice de transmission directe. \mathbf{u} , \mathbf{x} , \mathbf{y} sont respectivement les vecteurs d'entrée, d'état et de sortie.

A partir du modèle d'état modal précédent, un rappel de l'algorithme de commande utilisé par la suite pour le contrôle est présenté dans la partie suivante.

2.2.2. Commande modale optimale

▪ Commande linéaire quadratique (LQ) modale

La commande optimale permet de régler le contrôle de façon optimisée, au sens où un compromis entre la performance et le coût du contrôle est traduit. Ce coût peut être présenté à partir de différents critères, par exemple : le temps minimal, l'énergie cinétique minimale, la consommation minimale etc... Le contrôle peut ainsi être réglé automatiquement en fonction des critères précédents. Le critère choisi ici est de type énergétique, prenant en considération l'énergie de la structure : cinétique et potentielle, ainsi que l'énergie de contrôle. L'expression de la fonctionnelle est donc quadratique :

$$J_{min} = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \left(\underbrace{\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x}}_{\substack{\text{Performance :} \\ \text{énergies cinétique et potentielle}}} + \underbrace{\mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}}_{\substack{\text{Coût : énergie} \\ \text{de contrôle}}} \right) dt \quad (2.11)$$

où \mathbf{Q} , \mathbf{R} sont des matrices de pondérations qui pondèrent respectivement les états modaux et les commandes.

La solution au problème de commande optimale énergétique quadratique est [64] :

$$\mathbf{u} = -\mathbf{G}\mathbf{x} = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{S}\mathbf{x} \quad (2.12)$$

avec \mathbf{S} la matrice solution de l'équation de Riccati :

$$\mathbf{S}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T \mathbf{S} + \mathbf{Q} - \mathbf{S}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{S} = \mathbf{0} \quad (2.13)$$

Lorsque le modèle d'une structure linéaire s'écrit dans la base modale sous la forme d'état (2.10), l'objectif du contrôle optimal dans le cadre modal est de minimiser le coût énergétique du contrôle par rapport aux énergies cinétiques et potentielles modales mises en œuvre dans la fonctionnelle par le vecteur d'état modal constitué des participations modales

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

en déplacement \mathbf{q} et en vitesse $\dot{\mathbf{q}}$. La commande linéaire quadratique (LQ) modale permet donc de spécifier individuellement les performances relatives attendues pour chaque mode et le coût énergétique relatif de chaque commande. En raisonnant globalement, la matrice de pondération \mathbf{Q} quantifie les poids attribués à l'énergie potentielle et cinétique de chaque mode et peut s'écrire pour l'ensemble des modes :

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_d & \\ & \mathbf{Q}_v \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

où \mathbf{Q}_d est liée à l'énergie potentielle utilisant \mathbf{q} et \mathbf{Q}_v est liée à l'énergie cinétique utilisant $\dot{\mathbf{q}}$. Le choix des matrices de pondération repose sur la performance souhaitée en terme de réduction du niveau de vibration (rapidité, amortissement) et de la consommation des actionneurs.

Les coefficients des matrices \mathbf{Q} , \mathbf{R} peuvent être choisis par tâtonnement ou par optimisation. S'il s'avère que pour des systèmes simples, un tâtonnement peut être utilisé, en revanche, pour les structures complexes, où le nombre de coefficients des matrices \mathbf{Q} , \mathbf{R} est élevé, l'utilisation d'une couche d'optimisation supplémentaire peut s'avérer nécessaire [12]. Dans ce mémoire, les coefficients de ces matrices sont fixés par un ajustement basé sur l'expertise.

Lorsque la commande optimale \mathbf{u} (2.12) est obtenue, elle intervient dans la matrice d'évolution de l'équation de la structure contrôlée caractérisant sa nouvelle dynamique, l'équation de mouvement devient alors:

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{G})\mathbf{x} \quad (2.15)$$

et la dynamique en boucle fermée est déterminée par :

$$\det(\lambda_G \mathbf{I} - (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{G})) = 0 \quad (2.16)$$

▪ Reconstruction de l'état par observateur

Un contrôleur LQ calcule une commande linéaire optimale en fonction de l'état grâce à l'équation (2.12). Mais cet état n'est pas toujours disponible ou obtenu directement à partir des mesures réalisées par des capteurs sur la structure. Par exemple, l'état modal \mathbf{x} du système (2.10) est utilisé pour calculer la commande LQ modale dans l'équation (2.12) mais cet état modal n'est pas mesurable. Pour résoudre ce problème, des formes de capteurs adaptées à chaque mode peuvent être utilisées comme filtres modaux [52] ou encore un observateur d'état modal asservissant la sortie estimée à partir du modèle de la structure et la sortie réelle mesurée peut être utilisée. Grâce à son principe d'asservissement, l'observateur permet de minimiser le nombre de capteurs nécessaires à la reconstruction modale [50] : il sera donc choisi dans ces travaux. Le schéma de principe du contrôle utilisant l'état modal estimé est présenté sur la Figure 2.2.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

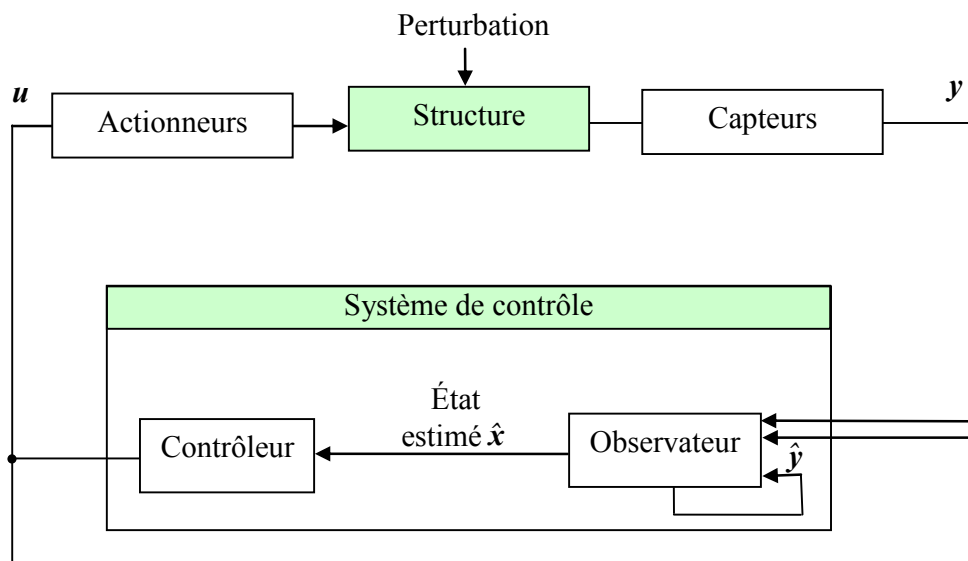


Figure 2.2 Structure et construction d'une boucle de contrôle modal utilisant l'état estimé

Comme le montre le schéma, l'observateur permet d'obtenir à partir du modèle les sorties estimées \hat{y} , à partir de l'état estimé interne \hat{x} , l'observateur étant alimenté par la commande u :

$$\hat{y} = C\hat{x} + Du \quad (2.17)$$

L'observateur est un asservissement proportionnel interne des sorties estimées par le modèle de la structure aux sorties réelles y . Il s'écrit :

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \quad (2.18)$$

où L est la matrice de gains de l'observateur.

L'erreur d'estimation de l'état est alors donnée par :

$$e = x - \hat{x} \quad (2.19)$$

et la dynamique de l'erreur obtenue est :

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} = (A - LC)e \quad (2.20)$$

Elle est asymptotiquement stable et ses performances sont définies par le choix de L . Cet observateur a été proposé par Luenberger [64].

En utilisant l'optimisation quadratique présentée pour le contrôle LQ développé ci-dessus pour la régulation, il est possible de calculer un observateur optimal dont la dynamique est :

$$\det(\lambda_l I - (A - LC)) = 0 \quad (2.21)$$

Pour permettre cette utilisation, la structure bouclée de type $A - BG$ analogue à celle d'un contrôle par compensation d'état peut être mise en évidence sachant que la dynamique

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

d'observation est définie par $A - LC$. Les propriétés de la dynamique permettent en effet d'écrire :

$$\det(\lambda_L I - (A - LC)) = \det(\lambda_L I - (A^T - C^T L^T)) \quad (2.22)$$

Ainsi, la matrice L^T joue le rôle de la matrice de bouclage G d'un système (A, C) dual au système d'état précédent (A, B) :

$$\begin{aligned} \dot{z} &= A^T z + C^T w \\ w &= -L^T z \end{aligned} \quad (2.23)$$

où z est l'état du système dual qui est assimilable à l'erreur d'estimation, w est l'équivalent dual de la commande par retour d'état associé. L'optimisation de l'observation peut alors utiliser le même algorithme que celui utilisé pour la commande optimale. La matrice L^T est obtenue par minimisation du critère quadratique pour un horizon infini dont la fonctionnelle est :

$$J_{obs} = \int_0^{\infty} (z^T Q_{obs} z + w^T R_{obs} w) dt \quad (2.24)$$

L'équation de Riccati est donc utilisée pour calculer L^T .

▪ Commande linéaire quadratique Gaussienne (LQG) modale

L'ensemble contrôleur-observateur ainsi obtenu est de type «linéaire quadratique Gaussien» comme sur la Figure 2.3.

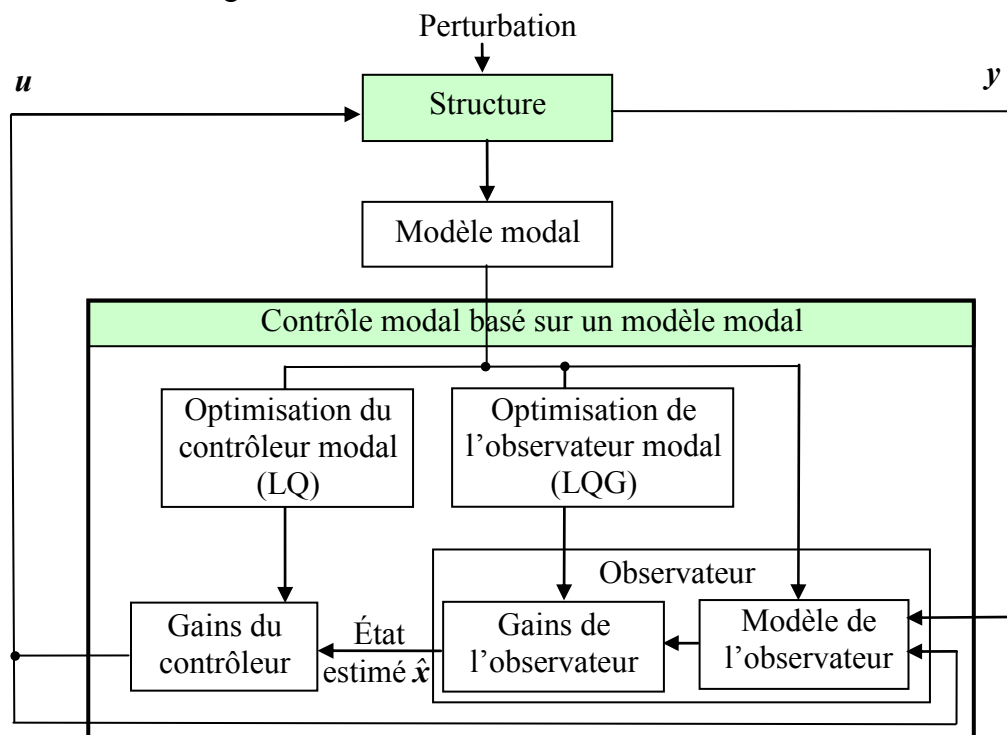


Figure 2.3 Structure et construction d'une boucle de contrôle modal LQG

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

En introduisant la loi de commande (2.12) adaptée à \hat{x} , il vient :

$$u = -G\hat{x} \quad (2.25)$$

donc l'état du système contrôlé/observé s'écrit :

$$\dot{x} = Ax - BG\hat{x} = (A - BG)x + BGe \quad (2.26)$$

Complété par l'état de l'erreur d'observation, la forme d'état matricielle suivante est obtenue :

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{e} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A - BG & BG \\ 0 & A - LC \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ e \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

d'où la dynamique globale de l'ensemble commandé/observé :

$$\det(\lambda_G I - (A - BG)) \cdot \det(\lambda_L I - (A - LC)) = 0 \quad (2.28)$$

Dans le cas d'une commande par contrôleur/observateur, le calcul des gains G du contrôleur et ceux L de l'observateur peuvent être réalisés indépendamment lorsque les couplages ne sont pas trop importants. Grâce à ce principe de séparation, le contrôle est peu perturbé par l'observation tant que les erreurs d'observations e restent faibles.

Selon l'équation (2.28), les valeurs propres de l'ensemble structure contrôlée et observée pouvant être exprimées par la position des pôles correspondants permettent de présenter les performances du système de contrôle ainsi que sa stabilité. L'étude des instabilités éventuelles introduites par la discordance entre la dynamique de la structure réelle et celle de la modélisation est présentée dans la partie suivante.

2.2.3. Instabilité du contrôle modal induite par l'évolution des caractéristiques modales

Dans la partie précédente, les paramètres du contrôle modal ont été déterminés à partir d'un modèle de la structure réelle. Ce modèle est supposé invariable pour le calcul du contrôle.

Dans une plage limitée d'évolution, la stabilité du contrôle peut être cependant garantie grâce à la robustesse de la stratégie de contrôle choisie et le choix de l'algorithme de commande. En revanche, lorsque la structure évolue de façon importante, le changement des caractéristiques modales (fréquences, formes modales) peut solliciter la robustesse jusqu'à l'instabilité. Dans ce cas, les paramètres du système de contrôle étant figés (gains G , L), ce dernier est alors inadapté à la structure réelle (matrices A , B , C). Au mieux les dynamiques du contrôleur et l'observateur sont inadéquates et les performances sont détériorées.

De façon plus détaillée, comme le montre la partie précédente, la dynamique du contrôleur est déterminée par $A - BG$. Puisque la structure réelle évolue au cours du temps, les termes des matrices A et B varieront. Ces variations peuvent influencer la performance ainsi que la stabilité du contrôleur : si la variation des termes des matrices A et B n'est pas

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

importante, la performance du contrôleur sera seulement détériorée; s'il y a des variations importantes des termes des matrices A et B , le contrôleur initial peut être instable.

Quant à l'observateur, sa dynamique est déterminée par $A^T - C^T L^T$. Les termes de la matrice C seront également modifiés par l'évolution de la structure. Si sa dynamique est plus rapide que celle d'un contrôleur stable établi à partir de $A - BG$, une importante variation des matrices A et C peut influencer la performance de l'observateur.

Dans le travail proposé sur le contrôle modal, les variations des termes des matrices A , B et C proviennent du changement des caractéristiques modales lorsque la structure évolue. Deux types de caractéristiques modales sont à prendre en compte dans les évolutions : les fréquences et les formes modales. Le changement de signe des composantes de formes modales est plus critique que leur évolution lorsqu'elles ont le même signe et plus important que la modification des fréquences propres. Dans la suite de ce mémoire le changement de signe des formes modales sera dénommé de façon plus concise par «inversion des formes modales».

Si ce changement de signe intervient dans les termes de la matrice B du contrôleur, il peut introduire l'instabilité du contrôle. Ces termes choisis dans la conception du système de contrôle sont liés à la position des actionneurs. Dans le cas présent, le positionnement de l'actionneur sera volontairement choisi de façon à faire apparaître ce changement de signe. L'instabilité du contrôle sera alors étudiée par des simulations et des expériences présentées dans les sections suivantes.

2.3. Application à un exemple de structure évolutive 3DDL

L'instabilité du contrôle étudiée dans ce mémoire provient de l'évolution du comportement dynamique de la structure. Pour la mettre en évidence, une structure évolutive discrète a été choisie et est tout d'abord présentée, puis modélisée sous forme modale dans la première partie 2.3.1 qui suit. En utilisant les algorithmes présentés dans la section 2.2, la commande modale optimale est appliquée sur cette structure. A partir de simulations, l'instabilité induite par le changement important des caractéristiques modales, notamment l'inversion de formes modales est pointée dans la partie suivante. Enfin, les résultats de l'expérimentation correspondante sont présentés pour permettre la validation de la mise en évidence du phénomène d'instabilité sur la structure réelle.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

2.3.1. Description et modélisation de la structure

La structure mécanique 3DDL choisie est constituée de 3 pendules, chacun comportant une tige et une masse. Elle est présentée sur la Figure 2.4. Un des pendules comporte une masse qui a la possibilité de se déplacer le long du pendule afin de faire varier son inertie. Les pendules sont reliés entre eux à l'extrémité de leur tige par des ressorts de raideur connue, le premier pendule est également lié au bâti par l'intermédiaire d'un ressort. La modification de l'inertie va produire une modification des caractéristiques modales : modification des fréquences et surtout une inversion de formes modales.

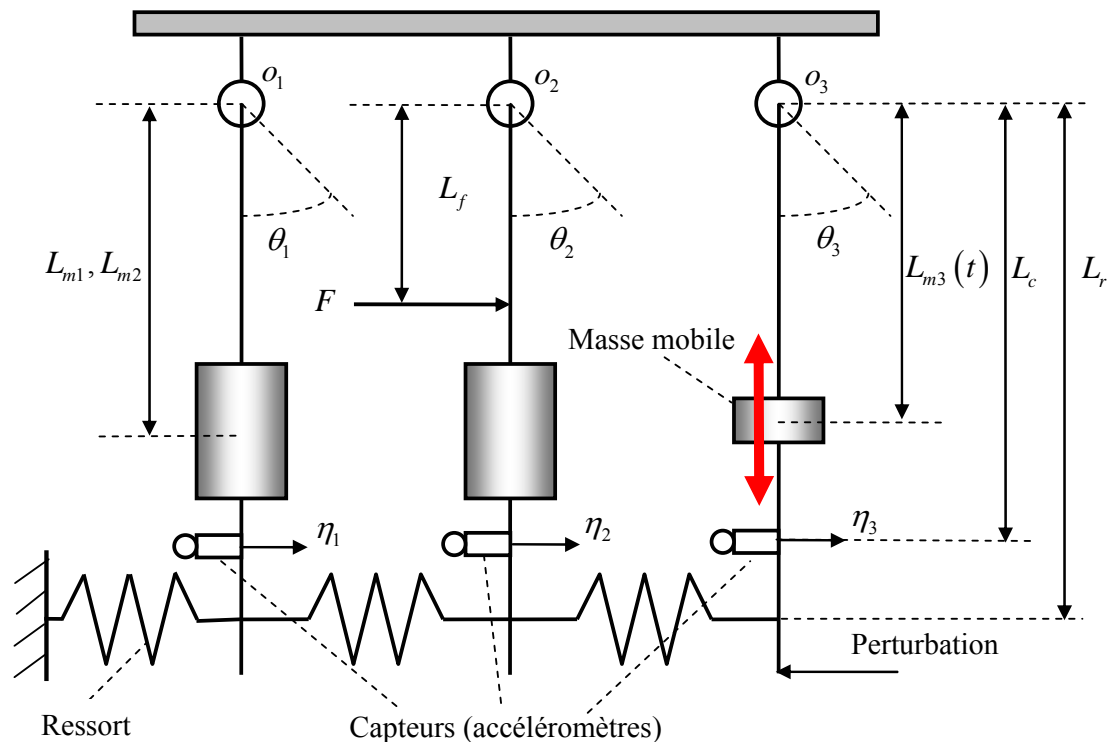


Figure 2.4 Structure mécanique choisie à 3 pendules

La structure évolue avec des oscillations faibles (1.5 degré/ 0.0267 rad maximal), par conséquent le moment induit par la gravité peut être approximé grâce à l'approximation $\sin(\theta_i) \approx \theta_i$. La structure peut alors être modélisée par l'équation linéaire suivante :

$$\underbrace{\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3(t) \end{bmatrix}}_{\text{moment dynamique}} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & L_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\text{moment de la force extérieure}} \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ F \\ 0 \end{bmatrix}} - \underbrace{\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ 0 & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix}}_{\text{moment dû aux ressorts}} \underbrace{\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix}} - \underbrace{\begin{bmatrix} \beta_1 & & \\ & \beta_2 & \\ & & \beta_3 \end{bmatrix}}_{\text{moment dû à la pesanteur}} \underbrace{\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix}}$$

(2.29)

où :

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

$$K_{11} = (k_1 + k_2)L_r^2, \quad K_{12} = K_{21} = -k_2L_r^2, \quad K_{22} = (k_2 + k_3)L_r^2, \quad K_{23} = K_{32} = -k_3L_r^2, \quad K_{33} = k_3L_r^2,$$

$$\beta_1 = \left(m_1 L_{m1} + m_c L_c + M t_1 \frac{L t_1}{2} \right) g, \quad \beta_2 = \left(m_2 L_{m2} + m_c L_c + M t_2 \frac{L t_2}{2} \right) g,$$

$$\beta_3(t) = \left(m_3 L_{m3}(t) + m_c L_c + M t_3 \frac{L t_3}{2} \right) g$$

avec :

L_{m1}, L_{m2} : position des centres de masses des pendules $i, i=1,2$ par rapport au centre de rotation o_i ,

$L_{m3}(t)$: position de centre de masse de la masse mobile du pendule 3 à l'instant t par rapport au centre de rotation o_3 ,

I_1, I_2 : inertie totale = $m_i L_{mi}^2$ + l'inertie de la masse i par rapport à son centre d'inertie + l'inertie de la tige i par rapport à o_i + l'inertie du capteur par rapport à o_i ,

$I_3(t)$: inertie totale (pour la position de la masse mobile à l'instant t)

$$I_3(t) = m_3 (L_{m3}(t))^2 + I_{30}$$

où

I_{30} = inertie de la masse mobile par rapport à son centre d'inertie + inertie de la 3^{ème} tige par rapport à o_3 + inertie du capteur par rapport à o_3 .

m_c : masse des capteurs qui sont identiques,

L_c : position des capteurs par rapport aux centres de rotation o_i ,

L_f : position de l'action mécanique de contrôle par rapport au centre de rotation o_2 ,

L_r : position des ressorts par rapport aux centres de rotation o_i . (identique pour les trois ressorts,

g : accélération de pesanteur, 9.8N/s,

η_i : déplacements horizontaux de chaque pendule au niveau des capteurs d'accélération,

m_i : masse de chaque pendule,

k_i : raideur des ressorts,

$L t_i$: longueur des tiges des pendules,

$M t_i$: masse des tiges.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

Les valeurs des caractéristiques mécaniques et géométriques sont présentées dans le Tableau 2.1

Paramètres	Valeurs	Unité
$L_{m1} = L_{m2}$	0.332	m
$L_{m3}(t)$	0.342 à 0	m
$I_1 = I_2$	0.333	Kg.m ²
I_{30}	0.091	Kg.m ²
$I_3(t)$	0.193 à 0.091	Kg.m ²
$\beta_1 = \beta_2$	9.81	N.m
$\beta_3(t)$	6.75 à 3.82	N.m
$K_{11} = K_{22}$	$4.22 \cdot 10^3$	N.m
K_{33}	$2.11 \cdot 10^3$	N.m
$K_{12} = K_{21} = K_{23} = K_{32}$	$-2.11 \cdot 10^3$	N.m
m_c	0.187	Kg
L_c	0.375	m
L_f	0.170	m
L_r	0.4	m
$m_1 = m_2$	2.61	Kg
m_3	0.875	Kg
$k_1 = k_2 = k_3$	13182	N/m
$Lt_1 = Lt_2$	0.414	m
Lt_3	0.431	m
$Mt_1 = Mt_2$	0.305	Kg
Mt_3	1.205	Kg

Tableau 2.1 Caractéristiques mécaniques et géométriques de la structure

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

En considérant les amplitudes d'oscillation faibles (1.5 degré/ 0.0267 rad maximal), alors l'approximation $\sin(\theta_i) \approx \theta_i$, $\theta_i = \eta_i/L_c$ peut être réutilisée et permettre d'exprimer le comportement dynamique à partir des déplacements horizontaux η_i :

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\eta}_1 \\ \ddot{\eta}_2 \\ \ddot{\eta}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} + \beta_1 & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} + \beta_2 & K_{23} \\ 0 & K_{32} & K_{33} + \beta_3(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \eta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & L_c L_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

$\beta_i \ll |K_{ij}|$ $i, j = 1, 2, 3$ et K_{ij} présentés dans le Tableau 2.1 sont constants, donc même si $\beta_3(t)$ change au cours du temps, l'évolution de la matrice de raideur est très faible par rapport à celle de la matrice de masse dont l'inertie $I_3(t)$ change. Par conséquent, l'évolution du comportement dynamique et la modification des caractéristiques modales de cette structure seront considérées provenir uniquement du changement de l'inertie $I_3(t)$.

Les caractéristiques modales sont calculées (par exemple, les formes modales) pour obtenir la représentation modale. Selon les caractéristiques modales calculées, pour cette structure, le changement du signe a lieu à la 2^{ème} composante de la 2^{ème} forme modale (ϕ_{22}) ce qui est présenté dans la partie suivante. A cause de ce changement, pour lier l'inversion de formes modales et la dynamique du contrôleur, la force de contrôle (actionneur) a été positionnée sur la 2^{ème} tige. C'est la raison du choix de la forme de la force dans les équations (2.29) ou (2.30).

Les accélérations sont mesurées sur chaque pendule [65]. En considérant les facteurs d'amortissements modaux (cf. Tableau.2.2), l'équation (2.30) peut être réécrite sous la forme d'état présentée à l'équation (2.31) :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{I}_{3 \times 3} \\ -diag(\omega_i^2) & -diag(2\xi_i \omega_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ \phi_{21} L_c L_f \\ \phi_{22} L_c L_f \\ \phi_{23} L_c L_f \end{bmatrix} F \quad (2.31)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du} = \Phi \begin{bmatrix} -diag(\omega_i^2) & -diag(2\xi_i \omega_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \Phi \begin{bmatrix} \phi_{21} L_c L_f \\ \phi_{22} L_c L_f \\ \phi_{23} L_c L_f \end{bmatrix} F \text{ avec } \mathbf{y} = \begin{bmatrix} \ddot{\eta}_1 \\ \ddot{\eta}_2 \\ \ddot{\eta}_3 \end{bmatrix}$$

avec ϕ_{rs} la r ^{ème} composante de la s ^{ème} forme modale dans la matrice Φ .

Les caractéristiques modales sont présentées dans le Tableau.2.2 lorsque la masse mobile est en position basse ($L_{m3} = 0.342$ m, état initial).

Lorsque la structure évolue, les caractéristiques modales vont changer. L'influence de ces modifications sur le système de contrôle fait l'objet des sections suivantes.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

Facteurs d'amortissement modaux	Fréquences propres initiales	Formes modales initiales Norme : $\Phi^T M \Phi = I$:
$\xi_1 = 2.6 \cdot 10^{-3}$ $\xi_2 = 2.6 \cdot 10^{-3}$ $\xi_3 = 2.6 \cdot 10^{-3}$	$f_1 = 6.44$ Hz $f_2 = 17.5$ Hz $f_3 = 23.9$ Hz	$\Phi = \begin{bmatrix} 0.68 & -1.38 & -0.80 \\ 1.19 & -0.14 & 1.25 \\ 1.39 & 1.36 & -1.17 \end{bmatrix}$ Norme : 1 ^{ère} composante réglée à 1 : $= \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1.75 & 0.10 & -1.57 \\ 2.05 & -0.99 & 1.47 \end{bmatrix}$

Tableau.2.2 Caractéristiques modales de la structure (état initial)

2.3.2. Simulation de l'instabilité et influence de l'inversion de formes modales sur l'évolution des pôles

L'évolution d'architecture de la structure à 3 pendules induite par le déplacement de la masse mobile se traduit par des changements de formes modales et des fréquences.

Concernant les formes modales, l'inversion intervient sur la 2^{ème} forme modale lorsque la masse mobile passe la position $L_{m3} = 0.294$ m (cf. Figure 2.5). Comme dit précédemment, d'une part, c'est la plus importante variation qui peut déstabiliser le contrôle ou l'observation. Et d'autre part le lieu d'introduction de l'effort de contrôle est également de nature à déstabiliser le contrôle.

Dans cette partie, ces éléments de déstabilisation sont étudiés et la solution adéquate est présentée.

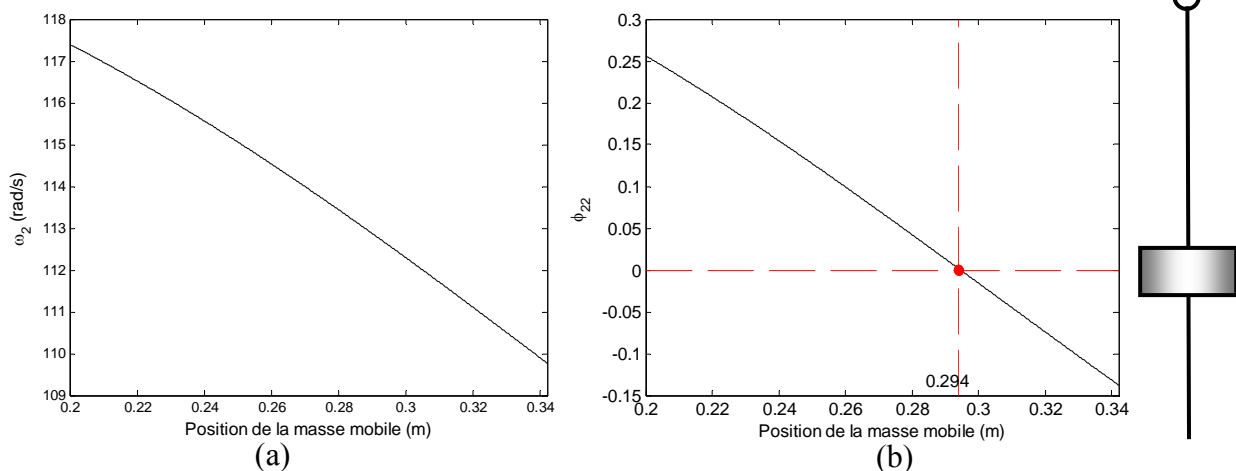


Figure 2.5 Modification des caractéristiques modales : (a) fréquence et (b) l'inversion de la forme modale

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

▪ Stabilité du contrôle et formes modales

La stabilité du contrôle peut être décrite par la position des pôles de la matrice de transfert du système contrôlé. Cet outil sera utilisé également pour caractériser la performance du contrôle dans cette partie.

Les pôles de la structure contrôlée et observée sont déterminés à partir de la matrice d'évolution $A - BG$ de la structure contrôlée, et de celle de l'observateur $A - LC$. Pour le contrôleur, lorsque la force du contrôle agit sur le 2^{ème} pendule, l'inversion de la forme modale est induite par le coefficient de forme modale ϕ_{22} de la matrice B (cf. équation (2.31)) qui influe ainsi sur les pôles de la structure contrôlée. Pour l'observateur, l'inversion de la forme modale est induite par le même coefficient qui intervient dans la matrice C et par conséquent influe sur les pôles de l'observateur. L'influence de l'inversion de la forme modale sur les changements des pôles sera présentée dans la suite.

Lorsque la masse mobile est en position initiale basse, les matrices de pondération du contrôleur, ainsi que celles de l'observateur sont réglées. Puisque la performance du contrôle peut influencer les effets d'évolution structurale, deux différents contrôles sont calculés (cf. Tableau 2.3) pour faire une comparaison.

▪ Contrôleur à performance poussée

Premièrement, les matrices de pondération sont réglées à Q , R , Q_{obs} , R_{obs} . Selon l'algorithme LQG, les gains du contrôleur G_0 et de l'observateur L_0 sont calculés (cf. Tableau 2.3) pour obtenir une bonne performance en amortissements modaux qui est présentée par la réponse fréquentielle (cf. Figure 2.6). Afin de tester la dynamique du système contrôlé lorsque la masse mobile est en bas (état initial), une «impulsion» de 50N est appliquée sur l'extrémité de la tige du 3^{ème} pendule comme présenté sur la Figure 2.4 à l'instant 3.22s pendant une durée de 20ms. La puissance spectrale dominante de cette perturbation inclut les trois fréquences contrôlées (<50Hz) comme le montre la Figure 2.7. La réponse à cette perturbation est réduite grâce au contrôle (cf. Figure 2.8 a).

La masse mobile est ensuite déplacée de bas en haut du 3^{ème} pendule, induisant une modification des caractéristiques d'inertie. Pendant le déplacement de la masse, le contrôleur et l'observateur utilisés sont les mêmes que précédemment, les gains G_0 et L_0 sont ainsi figés. Les résultats de simulation présentés sur la Figure 2.9 montrent le déplacement progressif, de $L_{m3} = 0.342$ m (position basse) à $L_{m3} = 0.27$ m (position haute), des pôles au fur et à mesure du déplacement de la masse mobile. Grâce à l'amortissement de la structure contrôlée et la robustesse de l'algorithme LQG, la structure reste stable avant la position $L_{m3} = 0.28$ m. Cependant, au delà de $L_{m3} = 0.28$ m, la Figure 2.9b montre que la structure devient instable. Cela est confirmé par la simulation temporelle présentée Figure 2.8b.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

	Contrôleur G_0 et observateur L_0	Contrôleur G'_0 et observateur L_0
Matrices de pondération du contrôleur	$Q = 1/3 \text{diag}(10^{-3}, 10^{-3}, 10^{-3}, 10^3, 5 \cdot 10^5, 10^4)$ $R = 1$	$Q = 1/3 \text{diag}(10^{-3}, 10^{-3}, 10^{-3}, 10^3, 5 \cdot 10^5, 10^4)$ $R' = 10$
Matrices de pondération de l'observateur	$Q_{obs} = 10 \begin{bmatrix} B(1) \\ B(2) \\ B(3) \\ B(4) \\ 11 \cdot B(5) \\ B(6) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B(1) & B(2) & B(3) & B(4) & 11 \cdot B(5) & B(6) \end{bmatrix}$ $= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0572 & -0.0731 & 0.0603 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0731 & 0.0935 & -0.0771 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0603 & -0.0771 & 0.0636 \end{bmatrix}$ $R_{obs} = \begin{bmatrix} 1 & & \\ & 1 & \\ & & 1 \end{bmatrix}$	
Gain de contrôleur	$10^3[-0.012, 1.054, 0.379, 0.016, -0.348, 0.049]$	$[-0.642, 53.278, 19.428, 3.614, -79.318, 10.897]$
Gains d'observateur	$\begin{bmatrix} -0.002 & -0.0031 & -0.0022 \\ 0.0011 & 0.0008 & -0.0019 \\ 0.0003 & -0.001 & 0.0012 \\ -0.039 & -0.0992 & 0.1206 \\ -0.0180 & 0.0897 & -0.14 \\ 0.0337 & -0.0323 & 0.0340 \end{bmatrix}$	
Performance	bonne	faible
Position d'instabilité L_{m3} (m)	0.28	0.25

Tableau 2.3 Caractéristiques des deux contrôles et leurs performances

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

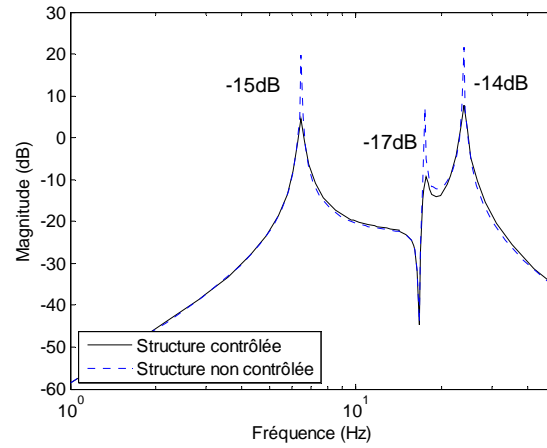


Figure 2.6 Réponse fréquentielle simulée de la structure contrôlée avec le contrôleur G_0 à performance poussée

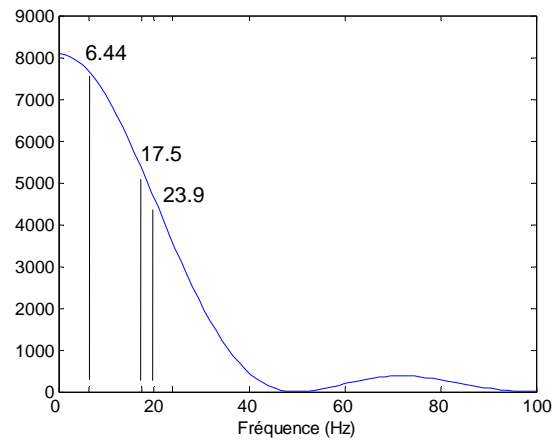


Figure 2.7 Puissance spectrale de la perturbation

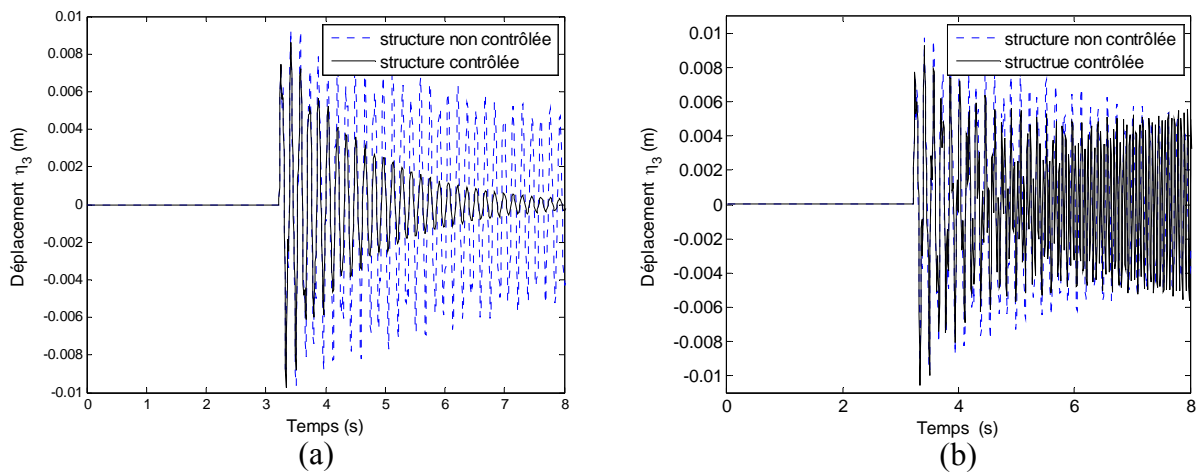


Figure 2.8 Déplacement de η_3 : (a) masse mobile en position basse, (b) en position haute ($L_{m3} = 0.28$ m)

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

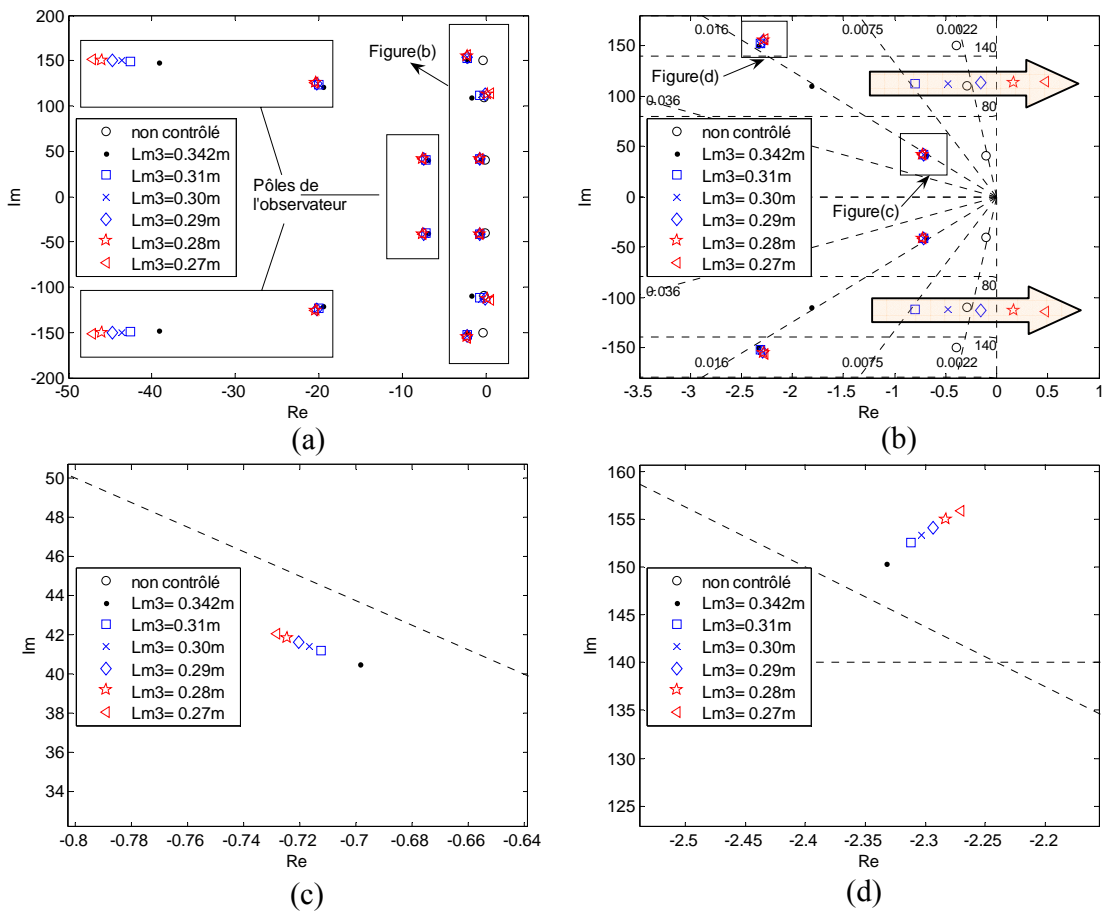


Figure 2.9 Position des pôles dans le cas du contrôleur G_0 (performance poussée) et de l'observateur L_0 non réactualisés : (a) tous les pôles, (b) détail du 2^{ème} pôle du contrôleur, (c) détail du 1^{er} pôle du contrôleur, (d) détail du 3^{ème} pôle du contrôleur

▪ Contrôleur à performance faible

Les réglages du contrôleur sont toujours obtenus à l'aide de matrices de pondération dont les valeurs sont maintenant R' ce qui induit à des gains de contrôle G'_0 (cf. Tableau 2.3 à droite). La modification du contrôle n'influence pas l'observateur. La performance du contrôle est abaissée (cf. Figure 2.10). L'amortissement initial de la structure contrôlée / observée est naturellement réduit par rapport aux réglages précédents. L'instabilité se produit maintenant pour une position plus haute ($L_{m3} = 0.25$ m, cf. Figure 2.11) que précédemment ($L_{m3} = 0.28$ m, cf. Figure 2.9).

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

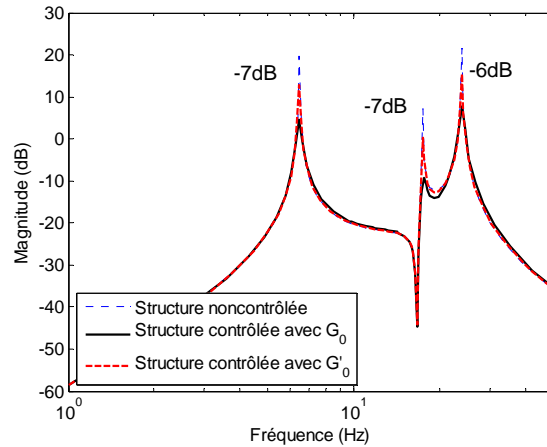


Figure 2.10 Réponse fréquentielle simulée de la structure contrôlée avec le contrôleur G_0 à performance poussée et le contrôleur G'_0 à performance faible

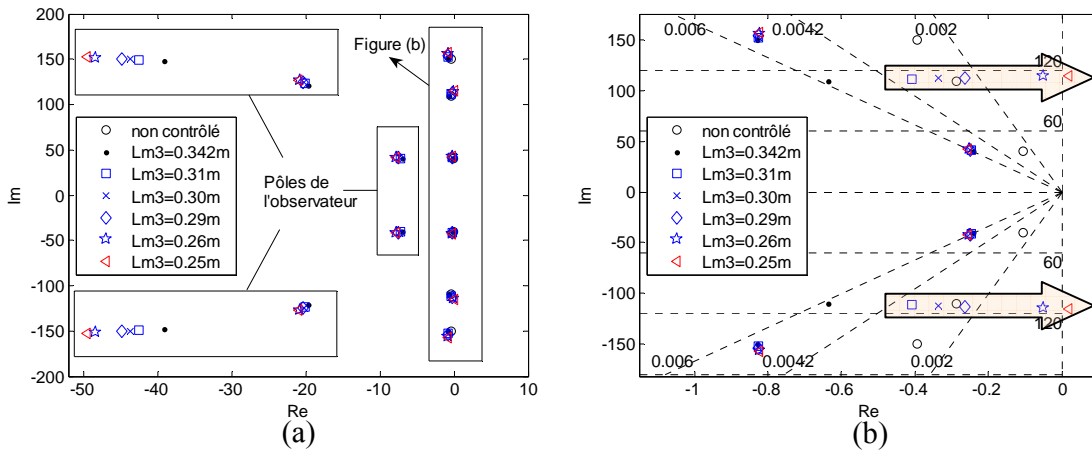


Figure 2.11 Position des pôles dans le cas du contrôleur G'_0 (faible performance) et d'observateur L_0 non réactualisés: (a) tous les pôles, (b) détail

Il est à remarquer dans les deux cas que la position d'inversion de la forme modale du 2^{ème} mode qui a lieu à $L_{m3} = 0.294$ m tient lieu de borne pour la stabilité. Or, la stabilité et la robustesse sont liées à la performance du contrôleur : robustesse et performance évoluent de façon inverse. Il peut donc être mis en évidence que plus le contrôleur est performant, plus la limite de stabilité se rapproche du lieu de l'inversion de la 2^{ème} forme modale. Par ailleurs, il peut être constaté que contrairement à l'évolution du deuxième mode, les 1^{er} et 3^{ème} pôles du contrôleur bougent faiblement et restent dans la région stable (cf. Figure 2.9c et d) : il n'y a pas d'inversion de forme modale pour ces deux modes.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

▪ Position de l'action de contrôle et formes modales

▪ Cas d'une évolution connue des caractéristiques de la structure

La force de contrôle est positionnée dans ce qui précède sur le second pendule. Si elle se situe sur le 1^{er} ou le 3^{ème} pendule, l'inversion de formes modales introduite par l'évolution n'intervient plus dans les termes de la matrice \mathbf{B} . Par exemple, si la force de contrôle est positionnée sur le 1^{er} pendule, la matrice \mathbf{B} de l'équation (2.31) est alors :

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ \phi_{11} L_c L_f \\ \phi_{12} L_c L_f \\ \phi_{13} L_c L_f \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

dont il n'y a pas de ϕ_{22} . L'inversion n'intervenant plus dans le modèle utilisé par le contrôleur, la stabilité de la structure est garantie, y compris dans le cas d'un contrôle figé aux caractéristiques du contrôle initial.

La position de l'introduction de l'action de contrôle joue donc un rôle fondamental. Cependant dans les applications réelles, il existe des contraintes pour les localisations des actionneurs. A cause de ces contraintes, les actionneurs sont installés au stade de la conception pour contrôler la structure.

▪ Cas d'une évolution inconnue des caractéristiques de la structure

Si l'information permettant de reconstruire l'évolution de la structure n'est pas accessible, il est difficile de prévoir l'évolution des éléments du modèle (par exemple des formes modales) qui pourrait être utilisée dans la conception du contrôle. La définition du lieu d'introduction des actions de contrôle est donc plus délicate mais elle est nécessaire pour répondre à la question : «est-ce que l'inversion de formes modales intervient dans les termes de la matrice \mathbf{B} ?» et ainsi prévoir l'instabilité éventuelle.

L'instabilité non prévisible éventuellement induite par une importante variation inconnue de la structure évolutive rend le contrôle figé inadapté à ce type de structure.

▪ Stabilité de l'observation et formes modales

Concernant l'observateur, le choix des matrices de pondération \mathbf{Q}_{obs} , \mathbf{R}_{obs} garantit que la dynamique d'observation doit toujours être plus rapide que celle de la structure contrôlée pour alimenter correctement le contrôleur et ainsi assurer la stabilité. En revanche les gains d'observation ne doivent pas être trop importants pour éviter d'amplifier les perturbations parasites induites par les bruits. Les réglages proposés pour le contrôle modal de la structure 3DDL mènent à la position des pôles de l'observateur présentés en Figure 2.9 et en Figure 2.11. Ces positions sont assez proches de celles du contrôleur tout en étant éloignées de la

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

zone critique. Ainsi l'observateur a une excellente robustesse et l'inversion de la forme modale dans la matrice C n'influence donc que la performance de l'observateur.

Afin de valider l'apparition du phénomène d'inversion de formes modales et son influence sur le contrôle, une expérimentation a été menée et est présentée dans la section suivante.

2.3.3. Validation de l'instabilité par l'expérience

Dans cette partie, le dispositif expérimental est tout d'abord décrit. Puis les résultats obtenus sont présentés permettant une conclusion sur la mise en évidence de l'inversion de formes modales d'une part et la validation de l'instabilité du contrôle figé d'autre part lorsque la structure évolue.

▪ Description du système expérimental

Le synoptique de la structure constituée des trois pendules connectés au système de mesure et de contrôle est présenté sur la Figure 2.12. Le système expérimental permettant de réaliser le contrôle modal présenté ci-dessus est présenté sur la Figure 2.13.

La structure est constituée de trois pendules d'acier articulés autour d'un axe horizontal. Chacun de ces pendules supportent des masses cylindriques fixes à l'extrémité de tiges dans le cas des deux premiers pendules. Concernant le troisième pendule, une masse mobile est animée grâce à un moteur, un pignon et une crémaillère taillée et fixée sur la tige correspondante (cf. Figure 2.13b). Une alimentation de type DC fournit l'énergie électrique au moteur.

L'action de contrôle est produite à l'aide d'un pot électro-dynamique fixé sur le bâti. La force de contrôle est appliquée sur le second pendule grâce à une entretoise de connexion permettant d'éviter le premier pendule. La fonction de transfert rassemblant le comportement de l'amplificateur, du pot d'excitation et les éléments de montage est prise en compte dans l'expérimentation par l'intermédiaire d'un simple gain. Cette simplification est justifiée dans le 4^{ème} chapitre présentant le contrôle modal autoadaptatif.

La génération d'une perturbation rapide est obtenue grâce à une bille roulant sur une cornière et impactant l'extrémité de la tige du 3^{ème} pendule (cf. Figure 2.13a). Un analyseur est utilisé pour obtenir les caractéristiques modales. Les différents matériels nécessaires au contrôle sont présentés sur la Figure 2.13c. Les matériels associés sont détaillés dans le Tableau 2.4.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

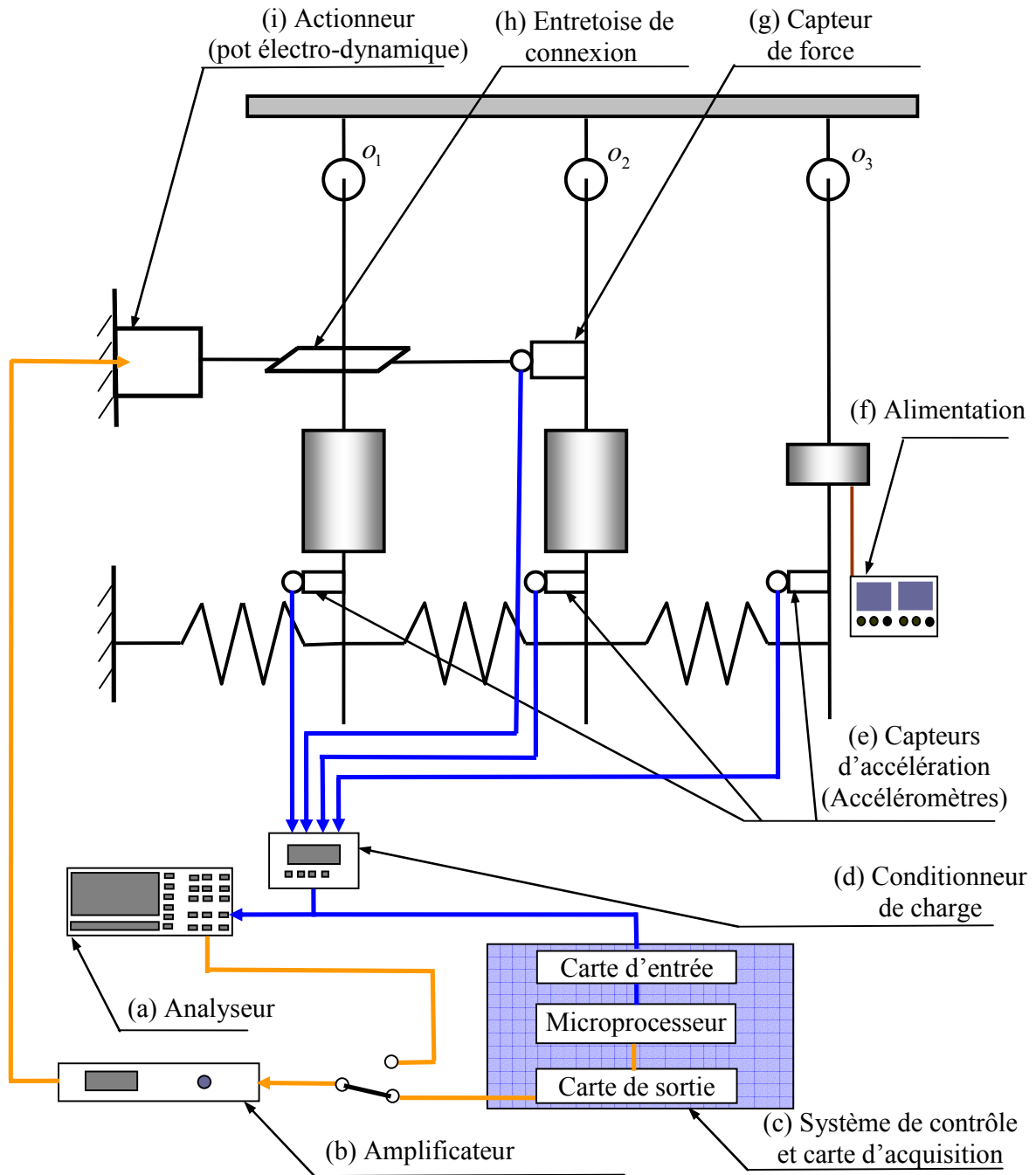


Figure 2.12 Synoptique du système expérimental réalisant le contrôle modal

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

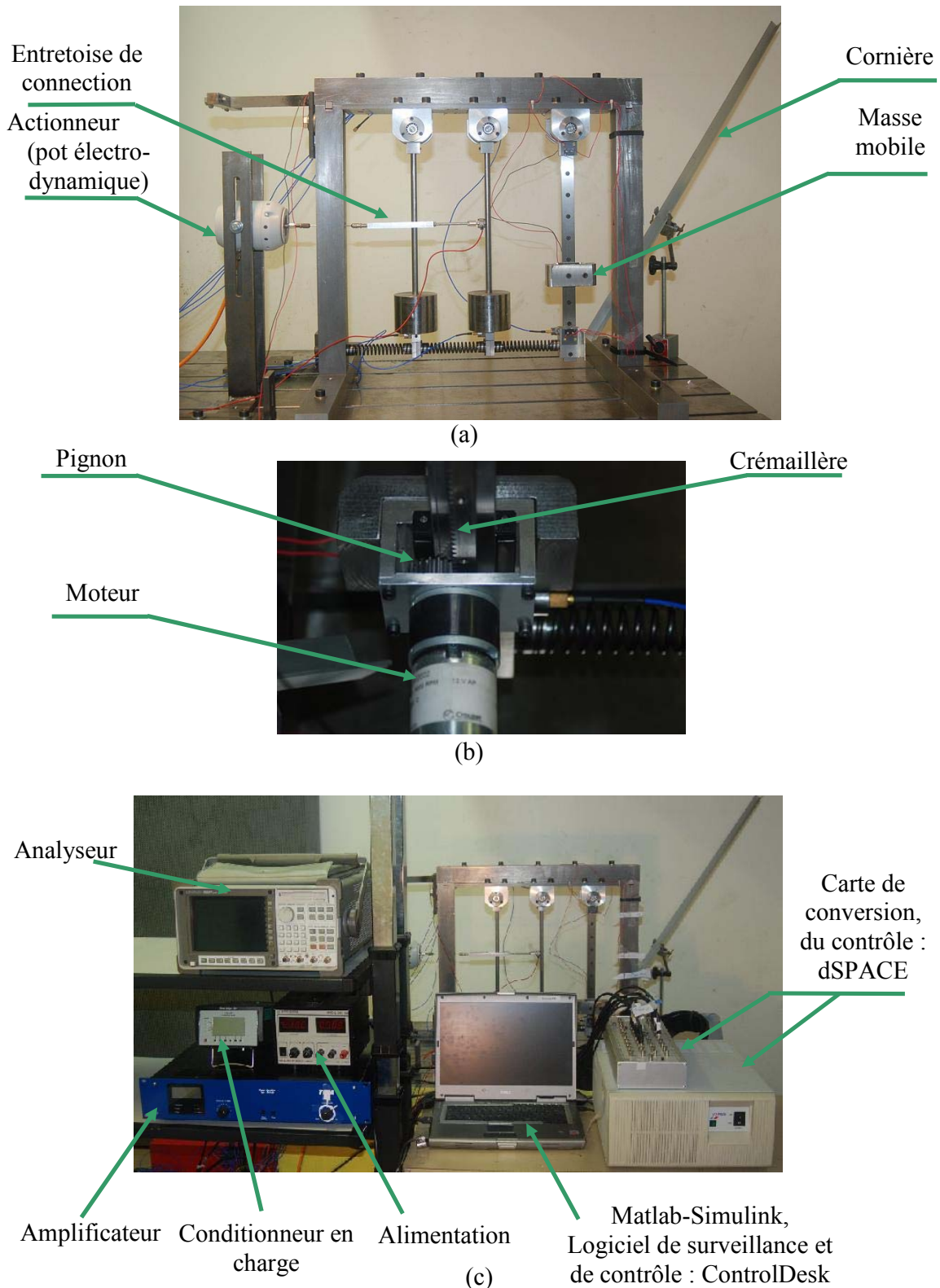


Figure 2.13 Dispositif expérimental réalisant le contrôle modal : (a) mécanisme à trois DDL support de l'étude, (b) masse mobile, (c) dispositifs de traitement des mesures et de contrôle

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

Fonction	Équipement expérimental
(a) Analyse modale	Analyseur : HP HEWLETT 36570A
(b) et (i) Amplificateur et actionneur	TIRA Vibration systems TV50018. Actionneur : pot électro-dynamique, TIRAvib S504, Amplificateur: TIRA, BAA 60
(c) Système de contrôle et cartes de conversion	Matlab/Simulink/dSPACE (carte dSPACE 1006) DS2002/DS2003 MUX AD et DS2102 DAC Board
(d) Conditionneurs de charge pour les capteurs de force et d'accélération	Brüel&Kjaer: NEXUS
(e) Capteurs d'accélération	ENDEVCO 224C
(f) Alimentation de puissance du moteur électrique	Electro industries, model Digi 35A Moteur : Crouzet , 82 862 002
(g) Capteur de force	Brüel&Kjaer 8200
(h) Entretoise de connection	Sur mesure

Tableau 2.4 Equipement expérimental

■ Phénomène d'inversion de formes modales de la structure réelle

Les formes modales ont été caractérisées grâce aux réponses aux résonances des capteurs d'accélération lorsque la structure est excitée par un signal harmonique pur à la fréquence propre correspondante. Lorsque la position de la masse mobile est modifiée, les fréquences propres ainsi que les formes modales sont changées. Un analyseur est utilisé sollicitant le dispositif à l'aide d'une entrée en sinus balayé et les trois signaux d'accélération afin d'extraire les trois premières fréquences propres. Les fréquences propres des positions proches de la position d'inversion théorique ($L_{m3}=29.4\text{cm}$) sont présentées dans le Tableau 2.5.

L_{m3} (cm) \ Fréquence résonante (Hz)	31.3	30.8	30.3	26.8	26.3
f_1	6.63	6.63	6.80	6.75	6.75
f_2	17.19	17.34	17.05	17.49	17.49
f_3	22.95	22.95	23.15	23.55	23.55

Tableau 2.5 Fréquences propres aux différentes positions de la masse mobile lorsqu'elles sont proches de la position d'inversion de formes modales

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

Selon la position de la masse mobile, des courbes d'accélération présentées sur la Figure 2.14, aux fréquences de résonance, sont enregistrées. En cohérence avec les calculs et les simulations précédentes, le signe de la première composante de la deuxième forme modale est négatif [-1] lorsque la masse mobile est en position initiale basse. Le signe de cette première composante est utilisé comme référence lors du mouvement de la masse mobile. Sur la Figure 2.14, les signes de la deuxième forme modale obtenue sont [-1;-1;1] lorsque la masse mobile est en position initiale basse. L'amplitude du signal du deuxième capteur d'accélération est quasi nulle pour la plage de position $L_{m3} = [30.3\text{cm}-26.8\text{cm}]$. Après 26.8cm, les signes de la deuxième forme modale passent à [-1;1;1]. Donc, une inversion de formes modales intervient dans la 2^{ème} forme modale. La position de l'inversion est donc à l'intérieur de la plage précitée de [30.3cm-26.8cm]. Les signes des première et troisième formes modales sont constants comme le montre la Figure 2.14.

Le phénomène d'inversion de la forme modale est donc validé sur la structure réelle.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

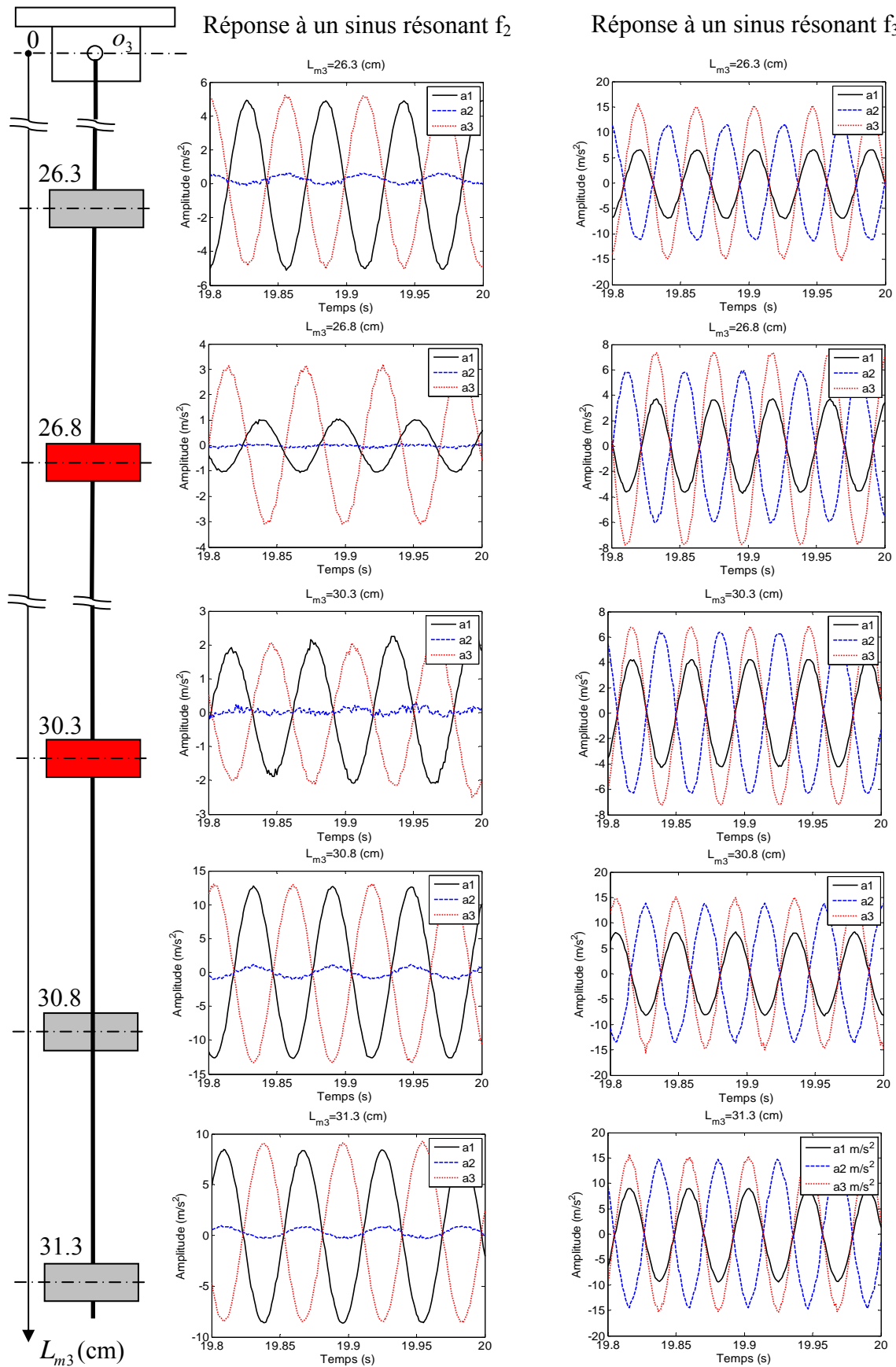


Figure 2.14 Accélérations aux résonances pour différentes positions de la masse mobile

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

▪ Recalage du contrôle modal figé

Le contrôle des vibrations est caractérisé par sa capacité à réduire l'influence d'une perturbation inconnue. Une impulsion de type choc est utilisée ici pour le vérifier expérimentalement. Cette impulsion est produite par une bille.

La structure réelle diffère légèrement du modèle présenté précédemment car l'effet de nombreux phénomènes mineurs ne peuvent être pris en compte dans la modélisation.

Afin d'obtenir des performances proches de celles présentées en simulation, un léger réglage des caractéristiques de contrôle a dû être opéré. Ainsi la matrice de pondération \mathbf{Q} du contrôleur donnant les gains \mathbf{G}_0 en simulation présentés dans le Tableau 2.3 est modifié à \mathbf{Q}_{exp} . Ce recalage de \mathbf{Q}_{exp} conduit à la modification de \mathbf{G}_0 qui a été réglé à \mathbf{G}_{0exp} (cf. Tableau 2.6). En revanche, les coefficients de pondération de l'observateur ont été maintenus pour l'expérimentation par rapport à la simulation à \mathbf{Q}_{obs} , \mathbf{R}_{obs} (cf. section 2.3.2).

Le contrôle a été ainsi mis en place lorsque la masse mobile est fixée dans sa position la plus basse. La réponse fréquentielle de la structure contrôlée est présentée sur la Figure 2.15. L'atténuation sur les trois modes est performante : respectivement 11, 9 et 21 dB sur le 1^{er}, 2^{ème} et 3^{ème} mode. Par ailleurs, une réponse temporelle présentant les accélérations de chaque pendule dans le cas d'une perturbation de type choc est présentée Figure 2.16. Elle montre un bon comportement dynamique contrôlé : la réjection de la perturbation est performante.

	Simulation : Contrôleur \mathbf{G}_0	Expérimentation : Contrôleur \mathbf{G}_{0exp}
Matrices pondération	$\mathbf{Q}=1/3\text{diag}(10^{-3}, 10^{-3}, 10^{-3}, 10^3, 5 \cdot 10^5, 10^4)$ $\mathbf{R}=1$	$\mathbf{Q}_{exp}=1/3\text{diag}(3 \cdot 10^{-3}, 3 \cdot 10^{-3}, 3 \cdot 10^{-3}, 9 \cdot 10^3, 1.2 \cdot 10^5, 1.8 \cdot 10^5)$ $\mathbf{R}=1$
Gain	$10^3 [-0.012, 1.054, 0.379, 0.016, -0.348, 0.049]$	$10^3 [-0.088, 2.258, 1.638, 0.043, -0.115, 0.236]$
Performance	bonne	bonne
Position d'inversion L_{m3} (m)	0.28	[0.303-0.268]

Tableau 2.6 Caractéristiques du contrôleur : simulation et expérience

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

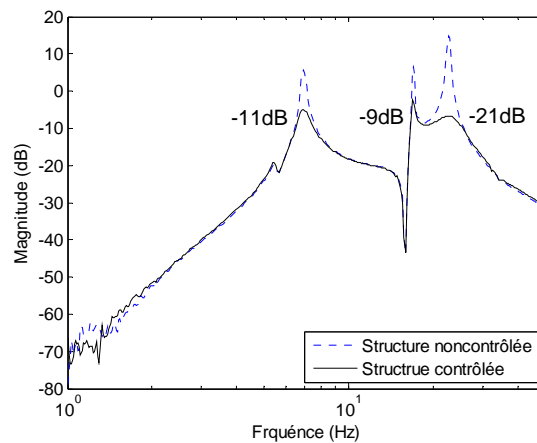


Figure 2.15 Réponse fréquentielle expérimentale de la structure contrôlée et non contrôlée (masse mobile en position basse)

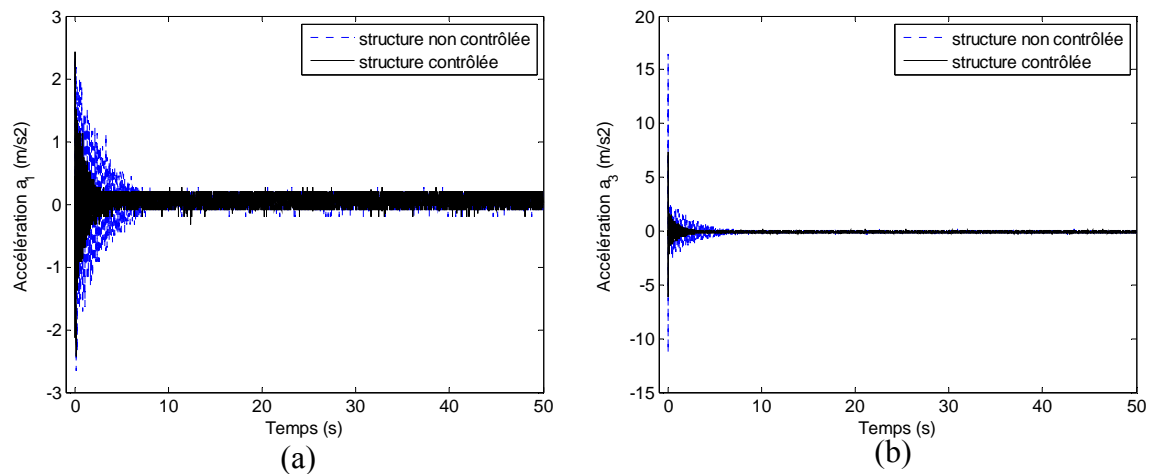


Figure 2.16 Accélération lorsque la masse mobile est en position basse
accélération 1, (b) accélération 3

▪ Instabilité du contrôle modal figé lors de l'évolution de la structure

Contrairement au contrôle performant en position basse, si la masse mobile se déplace vers le haut, la structure contrôlée devient instable lorsqu'elle est sollicitée par le même choc (cf. Figure 2.17).

D'après les simulations de la partie précédente et l'expérience, lorsqu'une variation importante a lieu sur la structure évolutive (par exemple, l'inversion de la forme modale dans notre cas), la structure contrôlée par un contrôle figé sera éventuellement instable. Au mieux la performance du contrôle sera détériorée par l'évolution des caractéristiques. Afin de maintenir le fonctionnement et la performance du contrôle de la structure évolutive, la réactualisation du système de contrôle s'avère donc nécessaire.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

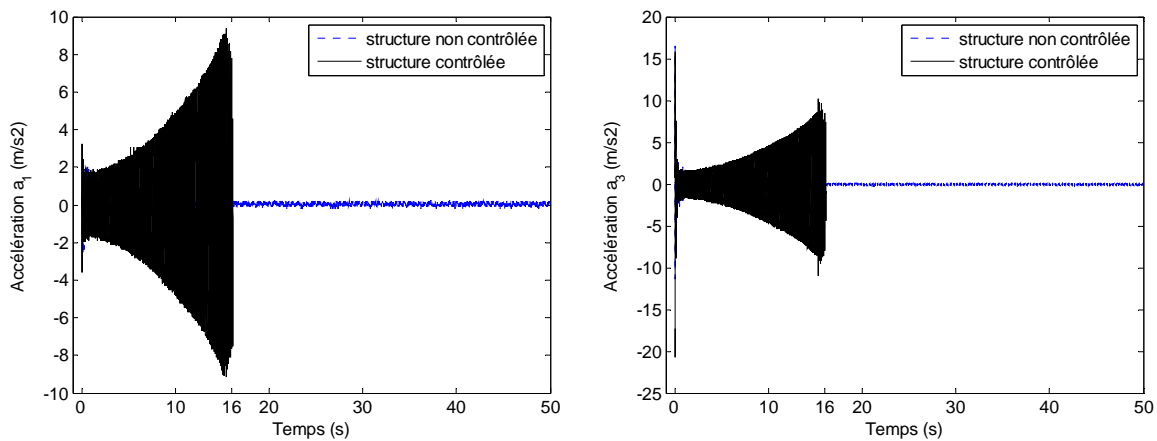


Figure 2.17 Accélérations de la structure contrôlée par le contrôleur figé lorsque la masse mobile est en position haute ($L_{m3} = 0.247$ m)

2.4. Faisabilité de la réactualisation

Dans les sections précédentes, les paramètres de contrôle qui sont calculés à partir du modèle modal initial amènent à une éventuelle instabilité ou à une réduction de performances lors des modifications temporelles des caractéristiques de la structure évolutive. L'idée suivie ici et dans la suite du mémoire est donc la réactualisation du modèle, sans modification de moyens de mesure, donc sans information spécifique complémentaire permettant de reconstruire les modifications de caractéristiques pour faire évoluer le contrôleur.

Il s'agit donc, avec des moyens purement informatiques, d'établir une méthode afin de mettre à jour le gain du contrôleur, celui de l'observateur ainsi que son modèle. Cette réactualisation doit garantir la stabilité du contrôle et maintenir la performance initiale malgré les évolutions. De plus, la réactualisation doit être continue et ne pas être brutale car un changement discontinu du contrôleur, donc du modèle détériorerait l'effet du contrôle, voire déstabiliserait la structure par les perturbations induites par les sauts d'effort de contrôle. En utilisant les outils de simulation sur la structure 3DDL précédente, la réactualisation est étudiée dans les paragraphes suivants.

Dans cette section l'effet d'un saut de commande sur la stabilité lorsque le contrôle est réactualisé est étudié dans une position n'impliquant pas d'inversion de formes modales. Pour cela le contrôle est maintenant conçu pour être robuste par rapport aux évolutions de la structure : la position de la masse mobile considérée maintenant initiale est $L_{m3} = 0.28$ m. Les paramètres du contrôle sont choisis pour donner lieu à un contrôle particulièrement réactif

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

pour la totalité de la plage de variation considérée de la position de la masse mobile. Le contrôleur est donc recalculé pour différentes positions successives figées de la masse mobile. La matrice pondération choisie \mathbf{Q}_f donne lieu pour chaque position à des gains $\mathbf{G}_f(t)$ plus importants que la matrice \mathbf{Q} précédente (cf. Tableau 2.3 ou Tableau 2.7). Lorsque $L_{m3} = 0.28$ m, les deux matrices de gains sont présentés dans le Tableau 2.7.

	Contrôleur $\mathbf{G}_{\mathbf{Q}_{0.28m}}$	Contrôleur $\mathbf{G}_f(0)$
Matrices pondération	$\mathbf{Q}=1/3\text{diag}(10^{-3}, 10^{-3}, 10^{-3}, 10^3, 5 \cdot 10^5, 10^4)$ $\mathbf{R}=1e0$	$\mathbf{Q}_f=1/3\text{diag}(10^{-3}, 10^{-3}, 10^{-3}, 10^8, 5 \cdot 10^9, 10^9)$ $\mathbf{R}=1e0$
Gain	$10^3[-0.006, -0.693, 0.131, 0.016, 0.242, 0.048]$	$10^6[-0.12, -1.838, 1.796, 0.005, 0.034, 0.014]$

Tableau 2.7 Caractéristiques des deux contrôleurs qui sont conçus lorsque $L_{m3} = 0.28$ m.

Les sauts d'effort de contrôle peuvent être repérés sur la courbe de la Figure 2.18. Afin de les mettre en évidence, la structure évolutive est soumise uniquement à un bruit blanc qui simule les bruits environnementaux. Lorsque la masse mobile se déplace à la position $L_{m3} = 0.23$ m (7.04s), le modèle est réactualisé afin de mettre à jour le contrôleur. Celui-ci est alors calculé avec la matrice de pondération \mathbf{Q}_f . Le changement de gain induit par la réactualisation est brutal comme cela peut être constaté sur la courbe de la 2^{ème} composante du gain du contrôleur (cf. Figure 2.18a). La discontinuité de la force de contrôle correspondante apparaît sur la Figure 2.18b (écart de la force de contrôle 103.1 N). Les effets de cette discontinuité sur le comportement dynamique de la structure sont présentés par l'intermédiaire du déplacement, par exemple le déplacement η_3 du 3^{ème} pendule (cf. Figure 2.18 c).

Si la réactualisation du modèle est réalisée plus tard, par exemple à la position $L_{m3} = 0.18$ m, la modification du gain est encore plus importante. La perturbation correspondante devient donc très grande (cf. Figure 2.19). L'écart de la force de contrôle est $8.9 \cdot 10^{15}$ N. Ce résultat est peu réaliste, il est bien entendu issu d'une simulation permettant de dégager la tendance.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

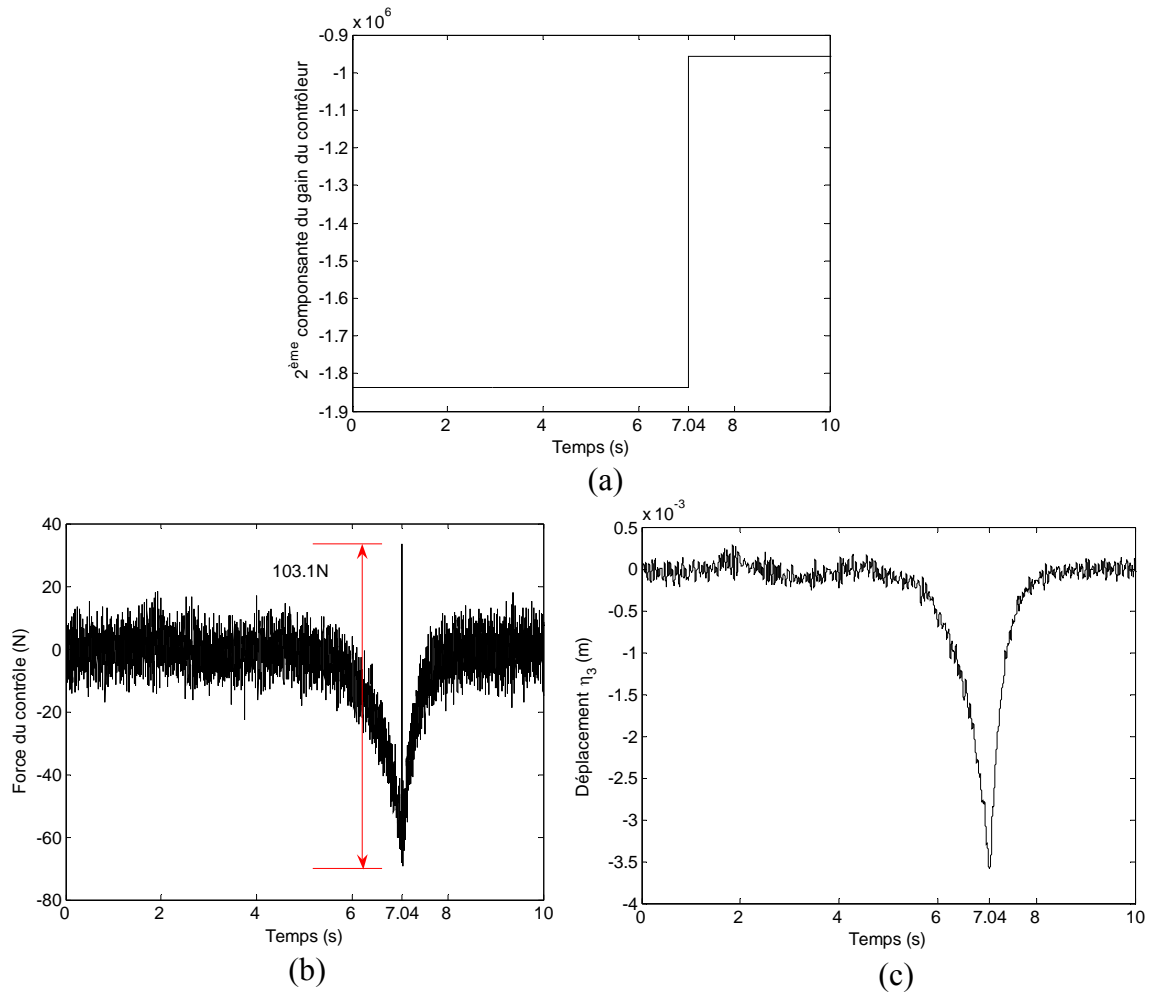


Figure 2.18 Effets d'un changement brutal des gains de contrôle

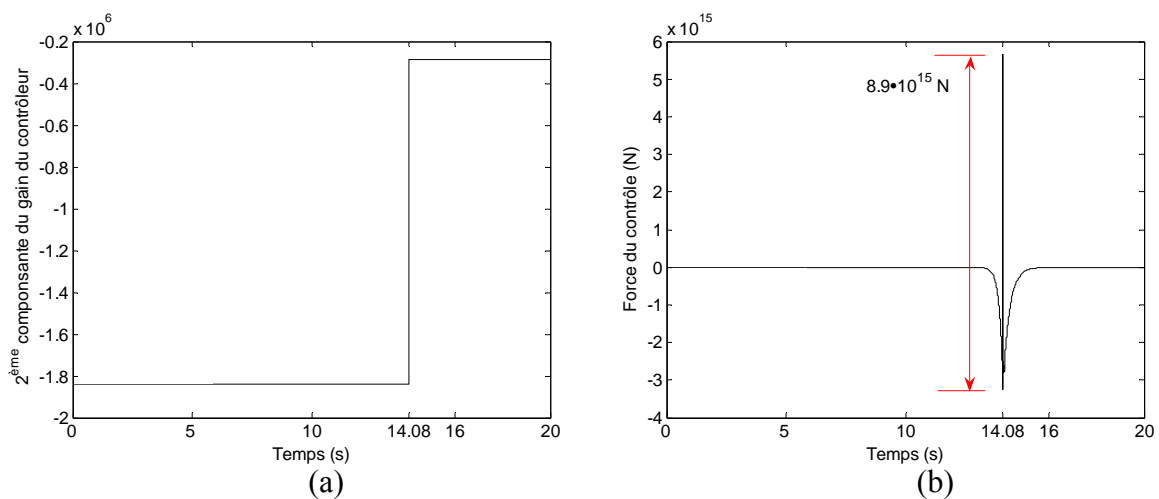


Figure 2.19 Effet d'un changement brutal du contrôle 2^{ème} composante du gain du contrôleur,
 (b) force du contrôle

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

Pour mettre en évidence la relation entre chaque écart de force de contrôle et chaque position de la masse mobile dont la réactualisation est effectuée, plusieurs simulations sont effectuées. Pour tous les cas de réactualisation présentés, la masse mobile se déplace vers l'articulation à partir de la position $L_{m3} = 0.28\text{m}$. Pour chaque simulation, le modèle ainsi que le contrôle sont réactualisés une seule fois. Par exemple dans la première simulation, le contrôle est réactualisé lorsque $L_{m3} = 0.27\text{m}$, pour la deuxième, le contrôle est réactualisé lorsque $L_{m3} = 0.26\text{m}$ etc... L'écart de force de contrôle par rapport à L_{m3} est tracé sur la Figure 2.20. Il peut être constaté que l'écart de l'effort du contrôle est de plus en plus important, donc la modification des gains de contrôle est de plus en plus brutale lorsque la réactualisation du modèle est retardée. Au contraire, avant la position $L_{m3} = 0.24\text{m}$, les écarts sont très faibles et presque identiques.

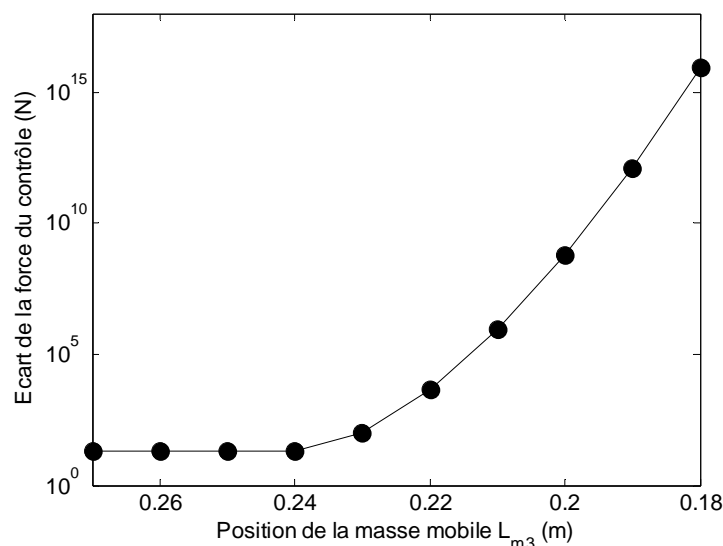


Figure 2.20 Effet de la réactualisation du contrôle par rapport à la position de la masse mobile

Les résultats précédents ont été obtenus à raison d'une réactualisation par simulation. Si plusieurs réactualisations du contrôle sont réalisées, à savoir que le modèle est calculé à espace régulier pour réactualiser le contrôle tout en ayant accès à la mesure de la position de la masse mobile, l'évolution du gain est relativement continue comme le montre la Figure 2.21a. La force de contrôle induite par le bruit blanc environnemental n'évolue donc plus brutalement comme le montre la Figure 2.21b.

2. INSTABILITÉ DU CONTRÔLE INDUITE PAR L'ÉVOLUTION DE FORMES MODALES

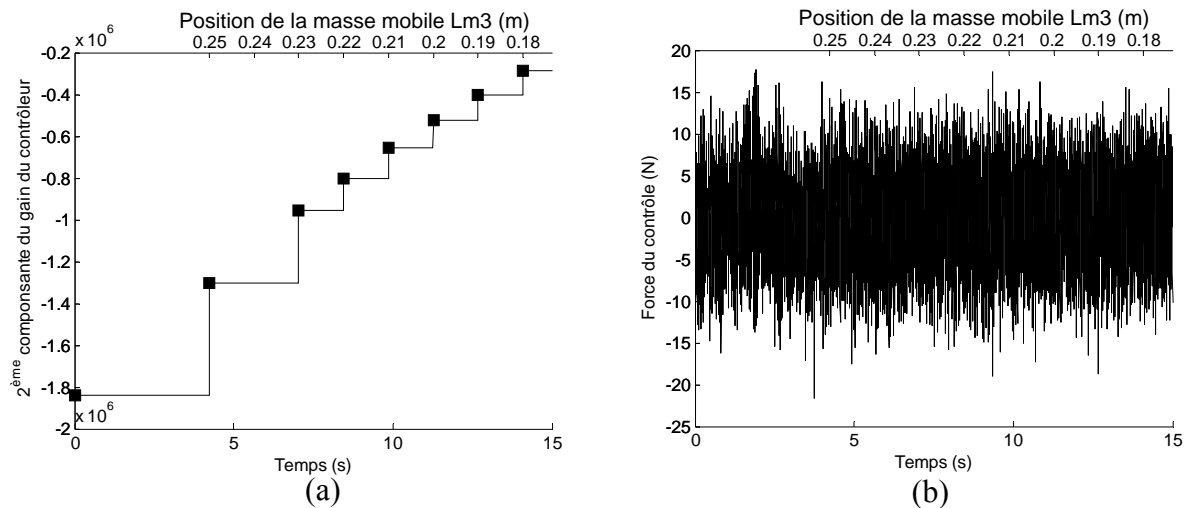


Figure 2.21 Effet d'une réactualisation régulière du contrôle

2.5. Conclusion

Le contrôle modal et les risques d'instabilité dus à l'évolution importante des caractéristiques modales, notamment l'inversion des formes modales ont été présentés dans ce chapitre.

Pour garantir stabilité et performance, il a été montré d'une part que le contrôle nécessite une réactualisation. Et d'autre part que cette réactualisation doit être régulière.

La réactualisation nécessite des informations spécifiques, par exemple la position de la masse mobile pour permettre le calcul de l'inertie. Cependant les informations spécifiques permettant de reconstruire les modifications de caractéristiques ne peuvent pas toujours être mesurées ou connues *a priori* dans les cas industriels. Il faut donc disposer d'algorithmes d'identification en temps réel utilisant exclusivement les informations disponibles pour le contrôle.

Un identificateur ne nécessite que des informations d'entrée et de sortie de la structure qui sont disponibles : la commande est générée par le contrôleur et les mesures sont utilisées par ce dernier. De plus, le processus de réactualisation du contrôle utilisant les résultats de l'identification peut être relativement continu.

Dans les chapitres suivants, le principe identification/réactualisation/contrôle sera donc utilisé dans le cadre modal : l'identification en temps réel du modèle modal identifié sera réalisée pour réactualiser le contrôle grâce à un algorithme choisi et adapté permettant d'optimiser les paramètres de contrôle à partir de la connaissance des caractéristiques modales identifiées.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

Dans le chapitre précédent, le contrôle modal a été présenté ainsi que la nécessité de mettre à jour ce contrôle lorsque la structure évolue, en particulier sur ses formes modales. Dans le cas du contrôle modal optimal, la réactualisation nécessite un modèle sous une forme modale, adaptée à la conception du contrôle. Le contrôle doit être sensible aux évolutions de la structure et plus particulièrement aux sources d'instabilité qui sont induites par ces évolutions. La réactualisation du modèle en fonction de l'évolution de la structure rendra possible l'évolution du contrôleur en fonction des informations transmises au contrôleur. Cependant, de manière générale, les informations d'évolution nécessaires ne sont pas toujours mesurables ou connues *a priori* dans les cas d'application réels. Ce chapitre abordera donc ce problème de reconstruction d'un modèle modal expérimental sur la base de méthodes d'identification classiques. Les conditions nécessaires à la reconstruction d'un modèle modal seront abordées à la fois par les contraintes liées aux phénomènes physiques sous jacents mais également par les limites d'une mise en œuvre en temps réel.

Ce chapitre est divisé en quatre sections qui décrivent les fonctions nécessaires à l'identification d'un modèle expérimental. Dans la première section, les choix qui ont conduit à retenir une méthode parmi l'ensemble des approches existantes sont présentés avec le souci d'une intégration dans la construction d'un processus autoadaptatif. La méthode d'identification retenue est présentée après avoir rappelé les éléments théoriques correspondants. Ensuite le passage d'un modèle identifié à un modèle exploitable par le contrôleur constitue la seconde section démontrant la faisabilité de l'approche, décrite à l'aide du formalisme mécanicien. Dans la troisième section, l'ensemble des contraintes imposées à la fois par les limites théoriques, physiques et technologiques sont précisées pour bien définir le périmètre d'application de l'identification dans le contexte retenu. Enfin, la quatrième partie est entièrement consacrée à la validation expérimentale de l'identification du modèle modal expérimental. Cette dernière section met en évidence les paramètres sur lesquels il est possible d'agir pour améliorer les performances et la qualité du modèle reconstruit. Ces paramètres seront pris comme moyens de réglage de l'identification lors de son intégration dans la boucle de contrôle autoadaptatif.

3.1. Identification par représentation d'état et algorithmes associés

Comme l'a montré le deuxième chapitre, la précision du modèle peut influencer la performance ainsi que la stabilité du contrôle modal. La source d'instabilité du contrôle peut provenir d'un changement de formes modales ce qui nécessite de pouvoir reconstruire et suivre leur évolution. Dans le cadre du contrôle autoadaptatif, il est nécessaire de pouvoir déterminer un modèle modal linéaire à partir de grandeurs mesurées sur la structure évolutive puis d'en déterminer ses caractéristiques modales (fréquences propres, facteur d'amortissement modal, formes modales).

Généralement, deux approches se distinguent par le fait qu'elles construisent une identification soit dans le domaine fréquentiel soit dans le domaine temporel [65].

L'approche fréquentielle basée sur les fonctions de réponse en fréquence (« Frequency Response Functions (FRF) ») nécessite un régime stabilisé suffisamment long pendant lequel il est possible d'effectuer une transformée de Fourier d'autant plus précise que le temps de mesure sera long. L'identification ainsi conduite est généralement associée à une description non paramétrique du modèle. Cette première approche ne s'adapte pas bien au cas où les systèmes étudiés présentent une évolution du comportement dynamique. Par ailleurs, les formes modales identifiées par ces approches doivent être reconstruites à l'aide de nombreux calculs généralement peu adaptés à une description modale paramétrique directement utilisable par le contrôle modal.

Dans la seconde approche, dite temporelle, l'identification est réalisée par la minimisation d'une fonctionnelle qui peut représenter, par exemple, l'écart des grandeurs de sortie identifiées aux grandeurs mesurées. Généralement, ces approches temporelles nécessitent un nombre de points de mesure relativement faible pour aboutir à des modèles paramétriques plus proches du modèle modal. Certaines approches paramétriques peuvent conduire à la caractérisation des fonctions de transfert brutes entre les différentes entrées et sorties à nouveau mal adaptées à l'objectif du modèle modal. Par contre, il existe une classe de méthodes conduisant à la construction d'un modèle d'état, proche du modèle modal caractéristique du comportement dynamique mécanique des structures. Cette classe d'approches d'identification sera donc retenue pour cette proximité, mais également parce qu'elles ne font intervenir qu'un seul méta paramètre qui est l'ordre du modèle à identifier. Dans le cas présenté, ce paramètre est connu en fonction des modes qui sont ciblés par le contrôleur et ne constitue pas un élément de réglage supplémentaire. Ces méthodes utilisant la forme d'état sont essentiellement basées sur une description discrète des relations dynamiques et nécessitent une transformation pour aboutir à une description dite continue des modèles identifiés.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

3.1.1. Nécessités et avantages de l'identification par la méthode des sous-espaces

Les méthodes d'identification discrètes sont largement utilisées [65]. Elles reposent schématiquement sur la détermination d'une ou plusieurs relations de récurrence qui sont ensuite transformées en leur équivalent continu [66] (fonction de transfert ou représentation d'état). La grande majorité des méthodes classiques d'identification ont été développées pour des systèmes monovariables. Il est théoriquement possible de les appliquer à des procédés multivariables. Cependant, lorsque le nombre d'entrées et de sorties devient conséquent, l'utilisation de représentations polynomiales n'est plus adaptée. En conséquence, ces méthodes ne permettent pas d'avoir un accès direct à des variables telles que l'état du système [67]. En effet, l'état du système est largement utilisé dans l'étape de conception du contrôle pour un système avec plusieurs entrées et sorties. Donc, une approche d'identification de modèle d'état s'est avérée être une alternative intéressante aux autres représentations. Aboutissant à une représentation paramétrique, les nombreux algorithmes d'identification regroupés sous la dénomination de méthode des sous-espaces sont donc proposés pour identifier directement un modèle d'état [68]. Une synthèse des méthodes des sous-espaces est introduite dans les paragraphes suivants pour bien comprendre cette approche et les contraintes qui lui sont liées.

3.1.2. Méthode initiale : ERA (Eigensystem Realization Algorithm)

Les méthodes des sous-espaces s'inspirent de la théorie de la réalisation [58] et ont pour objectif de fournir un modèle d'état discret, linéaire et invariant du système étudié. Comme approche initiale, la méthode de réalisation «Eigensystem Realization Algorithm (ERA)» est présentée dans cette section, elle permet de fournir une représentation d'état du système sous une forme discrète dans un contexte non-bruité:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(k) \end{aligned} \quad (3.1)$$

où $k = 0, 1, 2, \dots, n_k - 1$, n_k est le nombre de données. \mathbf{A}_d est la matrice d'évolution, \mathbf{B}_d la matrice d'entrée, \mathbf{C}_d la matrice de sortie et \mathbf{D}_d la matrice de transmission directe. $\mathbf{u}(k)$, $\mathbf{x}(k)$, $\mathbf{y}(k)$ sont respectivement les vecteurs discrets d'entrée, d'état et de sortie avec les dimensions respectives $N_u \times 1$, $N_x \times 1$, et $N_y \times 1$. Si l'état initial $\mathbf{x}(0) = \mathbf{0}$ et si le système est soumis à une impulsion définie par :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\mathbf{u}(k) = \begin{cases} \mathbf{1}, & k = 0 \\ \mathbf{0}, & k = 1, 2, \dots \end{cases} \quad (3.2)$$

alors sa réponse peut s'écrire :

$$\mathbf{y}(k) = \begin{cases} \mathbf{D}_d, & k = 0 \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{k-1} \mathbf{B}_d, & k = 1, 2, \dots \end{cases} \quad (3.3)$$

Il peut être remarqué que la matrice \mathbf{D}_d peut être obtenue dans l'équation (3.3) à partir de $k = 0$, soit $\hat{\mathbf{D}}_d = \mathbf{y}(0)$ directement. Pour obtenir les autres matrices de la représentation d'état, il faut introduire la matrice de Hankel constituée des différentes valeurs du vecteur de sortie à différents instants, en remarquant que :

$$\begin{aligned} \mathbf{H}_{K_s, N_s} &= \begin{bmatrix} \mathbf{y}(1) & \mathbf{y}(2) & \mathbf{y}(3) & \dots & \mathbf{y}(N_s) \\ \mathbf{y}(2) & \mathbf{y}(3) & \mathbf{y}(4) & \dots & \mathbf{y}(N_s + 1) \\ \mathbf{y}(3) & \mathbf{y}(4) & \mathbf{y}(5) & \dots & \mathbf{y}(N_s + 2) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{y}(K_s) & \mathbf{y}(K_s + 1) & \mathbf{y}(K_s + 2) & \dots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 1) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \mathbf{B}_d & \dots & \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{N_s-1} \mathbf{B}_d \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^2 \mathbf{B}_d & \dots & \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{N_s} \mathbf{B}_d \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{B}_d & \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s} \mathbf{B}_d & \dots & \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s+N_s-2} \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Les valeurs de K_s et de N_s sont choisies en respectant $N_x < K_s \leq N_s$ et suffisamment grandes pour avoir suffisamment de données nécessaires à l'identification. Elles déterminent la longueur de fenêtre (l'ensemble des instants d'échantillonnage) de l'identification L_i . Ici, cette longueur L_i correspond à $K_s + N_s - 1$ points échantillonnés à une période d'échantillonnage t_i . L_i et t_i (ou $1/t_i$ la fréquence d'échantillonnage) sont des hyperparamètres essentiels qui gouvernent l'identification, leur choix sera discuté dans la section 3.3. Dans le cas général, N_x est inconnu, il nécessite une supposition de N_x maximal qui est lié avec l'ordre du modèle. Dans le cas du contrôle modal, l'ordre peut être connu en fonction du nombre de modes à contrôler ou à identifier. Si le rang de la matrice de Hankel est $\text{rang}(\mathbf{H}_{K_s, N_s}) = N_x$, l'équation (3.4) peut être factorisée comme :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\begin{aligned} \mathbf{H}_{K_s, N_s} &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \\ \vdots \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d^2 \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{A}_d^{N_s-1} \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \\ &= \boldsymbol{\Theta}_{K_s} \boldsymbol{\Upsilon}_{N_s} \end{aligned} \quad (3.5)$$

où $\boldsymbol{\Theta}_{K_s}$ est la matrice d'observabilité étendue et $\boldsymbol{\Upsilon}_{N_s}$ la matrice de contrôlabilité étendue. La forme des matrices d'observabilité et de contrôlabilité étendues permet de retrouver les matrices d'état par les étapes suivantes :

Si $\boldsymbol{\Theta}_{K_s}$ est connue, la matrice \mathbf{C}_d peut être obtenue directement dans l'équation (3.5) par $\hat{\mathbf{C}}_d = \boldsymbol{\Theta}_{K_s(1:N_y, 1:N_x)}$. La matrice \mathbf{A}_d , quant à elle, peut être calculée à partir de la propriété d'A-invariance de la matrice d'observabilité étendue. Cette propriété présentée par l'équation (3.6) permet d'estimer la matrice \mathbf{A}_d par un calcul de pseudo-inverse (3.7) :

$$\boldsymbol{\Theta}_{K_s}^\downarrow = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \\ \vdots \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \\ \vdots \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \end{bmatrix} \mathbf{A}_d = \boldsymbol{\Theta}_{K_s}^\uparrow \mathbf{A}_d \quad (3.6)$$

$$\hat{\mathbf{A}}_d = \left[\boldsymbol{\Theta}_{K_s}^\uparrow \right]^\dagger \boldsymbol{\Theta}_{K_s}^\downarrow \quad (3.7)$$

où $\left[\boldsymbol{\Theta}_{K_s}^\uparrow \right]^\dagger$ est la pseudo-inverse de $\boldsymbol{\Theta}_{K_s}^\uparrow$.

Si $\boldsymbol{\Upsilon}_{N_s}$ est connue, la matrice \mathbf{B}_d peut aussi être obtenue directement par $\hat{\mathbf{B}}_d = \boldsymbol{\Upsilon}_{N_s(1:N_x, 1:N_u)}$.

Pour obtenir les matrices d'observabilité étendue et de contrôlabilité étendue, on peut effectuer une décomposition en valeurs singulières (SVD) de la matrice de Hankel constituée de valeurs mesurées (cf. équation (3.4)). Cette décomposition en valeurs singulières permet de construire une forme particulière de la matrice \mathbf{H}_{K_s, N_s} :

$$\mathbf{H}_{K_s, N_s} = \begin{bmatrix} \mathbf{U}_s & \mathbf{U}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Sigma}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V}_s^T \\ \mathbf{V}_n^T \end{bmatrix} = \mathbf{U}_s \boldsymbol{\Sigma}_s \mathbf{V}_s^T \quad (3.8)$$

où $\boldsymbol{\Sigma}_s$ est une matrice diagonale avec les N_x premières valeurs singulières non nulles de \mathbf{H}_{K_s, N_s} . Les matrices d'observabilité $\boldsymbol{\Theta}_{K_s}$ et de contrôlabilité $\boldsymbol{\Upsilon}_{N_s}$ étendues peuvent alors être estimées par :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\hat{\Theta}_{K_s} = U_s \Sigma_s^{1/2} T \quad (3.9)$$

$$\hat{Y}_{N_s} = T^{-1} \Sigma_s^{1/2} V_s^T \quad (3.10)$$

où T est une matrice non-singulière quelconque par exemple la matrice identité. En suivant ces étapes, les matrices A_d , B_d , C_d , D_d peuvent donc être obtenues. Il faut néanmoins faire attention à la forme de $\hat{\Theta}_{K_s}$ et \hat{Y}_{N_s} dans les équations (3.9) et (3.10) qui est un choix arbitraire traditionnellement utilisé. Cette méthode ne permet pas de choisir le contenu du vecteur d'état utilisé pour la représentation finale.

Cette technique est efficace théoriquement, mais elle nécessite de connaître la réponse impulsionnelle (3.3) *a priori*. Dans la plupart des cas réels, il est difficile de réunir les conditions d'utilisation requises pour cette méthode, à savoir une réponse impulsionnelle et un état initial nul. Sur la base de cette approche, d'autres algorithmes permettent d'identifier un modèle de système sollicité par une excitation $u(k)$ généralement différente d'une impulsion.

Il a été proposé dans la littérature de nouveaux algorithmes d'identification utilisant directement les mesures d'entrée et de sortie, comme les algorithmes « Multivariable Output-Error State sPace (MOESP) » [69], « Numerical algorithms for Subspace State Space System Identification (N4SID) » [70], ou « Canonical Variate Analysis (CVA) » [71] etc... Ils sont regroupés dans le cadre général des méthodes des sous-espaces [72] car ils recherchent tous un espace de projection particulier en ajustant ce sous-espace aux données d'entrée-sortie. Ces méthodes utilisent cette notion de projection pour s'affranchir du régime forcé et retrouver les caractéristiques propres du système pour aboutir à la partie de la réponse correspondant à la réponse impulsionnelle. Elles sont présentées dans les parties suivantes pour les détailler.

3.1.3. Algorithme MOESP

Ayant introduit le principe de la méthode d'identification ERA, deux étapes sont maintenant présentées. Elles permettent de prendre en compte l'excitation générale du système à identifier par la méthode MOESP.

Dans la première étape, il faut ranger les données sous la matrice de Hankel comme montré ci-après. Le modèle d'état linéaire discret et invariant avec des variables d'état quelconques est représenté par l'équation (3.1). Les données d'entrée et de sortie sont mesurées et rassemblées sous forme matricielle pour $K_s + N_s - 1$ instants d'échantillonnage :

$$u = \begin{bmatrix} u(0) & u(1) & \cdots & u(K_s) & \cdots & u(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\mathbf{y} = [\mathbf{y}(0) \quad \mathbf{y}(1) \quad \cdots \quad \mathbf{y}(K_s) \quad \cdots \quad \mathbf{y}(K_s + N_s - 2)] \quad (3.12)$$

En considérant l'équation (3.1) et en la répétant pour tous les instants, il vient [73] :

$$\begin{aligned} \mathbf{y}(k+1) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(k+1) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(k+1) \\ &= \mathbf{C}_d (\mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(k)) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(k+1) \\ &= \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + [\mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \quad \mathbf{D}_d] \begin{bmatrix} \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{u}(k+1) \end{bmatrix} \\ &\vdots \\ \mathbf{y}(k+K_s-1) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(k+K_s-1) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(k+K_s-1) \\ &= \mathbf{C}_d (\mathbf{A}_d \mathbf{x}(k+K_s-2) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(k+K_s-2)) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(k+K_s-1) \\ &\vdots \\ &= \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{x}(k) + [\mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d \quad \cdots \quad \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \quad \mathbf{D}_d] \begin{bmatrix} \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{u}(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(k+K_s-1) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Les sorties $\mathbf{y}(1), \dots, \mathbf{y}(K_s-1)$ peuvent être exprimées à partir de l'état initial $\mathbf{x}(0)$. Combinées à l'expression de $\mathbf{y}(0)$, il vient :

$$\begin{aligned} \mathbf{y}(0) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(0) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(0) \\ \mathbf{y}(1) &= \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \mathbf{x}(0) + [\mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \quad \mathbf{D}_d] \begin{bmatrix} \mathbf{u}(0) \\ \mathbf{u}(1) \end{bmatrix} \\ &\vdots \\ \mathbf{y}(K_s-1) &= \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{x}(0) + [\mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d \quad \cdots \quad \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \quad \mathbf{D}_d] \begin{bmatrix} \mathbf{u}(0) \\ \mathbf{u}(1) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(K_s-1) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Les sorties $\mathbf{y}(1), \dots, \mathbf{y}(K_s)$ peuvent également être exprimées en fonction de $\mathbf{x}(1)$. Dans ce cas, pour calculer $\mathbf{y}(2), \dots, \mathbf{y}(K_s)$ facilement, $k=1$ est utilisé dans l'équation (3.13). Combinées à l'expression de $\mathbf{y}(1)$, il vient :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\begin{aligned}
 \mathbf{y}(1) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(1) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(1) \\
 \mathbf{y}(2) &= \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \mathbf{x}(1) + [\mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \quad \mathbf{D}_d] \begin{bmatrix} \mathbf{u}(1) \\ \mathbf{u}(2) \end{bmatrix} \\
 &\vdots \\
 \mathbf{y}(K_s) &= \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{x}(1) + [\mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d \quad \cdots \quad \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \quad \mathbf{D}_d] \begin{bmatrix} \mathbf{u}(1) \\ \mathbf{u}(2) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(K_s) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

En suivant ces étapes pour les sorties jusqu'à $\mathbf{y}(N_s - 1), \dots, \mathbf{y}(K_s + N_s - 2)$, elles peuvent être exprimées à partir de $\mathbf{x}(N_s - 1)$. Toutes les entrées et sorties peuvent se réécrire sous la forme d'une matrice de Hankel [58] comme :

$$\begin{aligned}
 &\begin{bmatrix} \mathbf{y}(0) & \mathbf{y}(1) & \cdots & \mathbf{y}(N_s - 1) \\ \mathbf{y}(1) & \mathbf{y}(2) & \cdots & \mathbf{y}(N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{y}(K_s - 1) & \mathbf{y}(K_s) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \\ \vdots \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_d(0) & \mathbf{x}_d(1) & \cdots & \mathbf{x}_d(N_s - 1) \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} \mathbf{D}_d & & & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}(0) & \mathbf{u}(1) & \cdots & \mathbf{u}(N_s - 1) \\ \mathbf{u}(1) & \mathbf{u}(2) & \cdots & \mathbf{u}(N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{u}(K_s - 1) & \mathbf{u}(K_s) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

Les matrices suivantes sont définies par :

$$\mathbf{Y}_{0|K_s-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{y}(0) & \mathbf{y}(1) & \cdots & \mathbf{y}(N_s - 1) \\ \mathbf{y}(1) & \mathbf{y}(2) & \cdots & \mathbf{y}(N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{y}(K_s - 1) & \mathbf{y}(K_s) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \tag{3.17}$$

$$\mathbf{U}_{0|K_s-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}(0) & \mathbf{u}(1) & \cdots & \mathbf{u}(N_s - 1) \\ \mathbf{u}(1) & \mathbf{u}(2) & \cdots & \mathbf{u}(N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{u}(K_s - 1) & \mathbf{u}(K_s) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \tag{3.18}$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\Gamma_{K_s} = \begin{bmatrix} \mathbf{D}_d & & & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

sachant que la matrice d'état initial est :

$$\mathbf{X}_0 = [\mathbf{x}(0) \quad \mathbf{x}(1) \quad \cdots \quad \mathbf{x}(N_s - 1)] \quad (3.20)$$

L'équation (3.16) peut s'écrire sous forme plus synthétique par :

$$\mathbf{Y}_{0|K_s-1} = \Theta_{K_s} \mathbf{X}_0 + \Gamma_{K_s} \mathbf{U}_{0|K_s-1} \quad (3.21)$$

avec la matrice d'observabilité étendue Θ_{K_s} et la matrice Γ_{K_s} qui contient les matrices \mathbf{B}_d et \mathbf{D}_d .

Dans la deuxième étape, à partir de l'écriture de l'équation (3.21), il est nécessaire d'estimer les matrices Θ_{K_s} et Γ_{K_s} en s'affranchissant de la connaissance de la matrice d'état initial \mathbf{X}_0 . En utilisant la décomposition LQ présentée en (3.22) des matrices de Hankel $\mathbf{U}_{0|K_s-1}$ et $\mathbf{Y}_{0|K_s-1}$, il est possible d'extraire les matrices \mathbf{A}_d , \mathbf{B}_d , \mathbf{C}_d et \mathbf{D}_d par la méthode MOESP [58] présentée ci-après.

La décomposition LQ des matrices $\mathbf{U}_{0|K_s-1}$ et $\mathbf{Y}_{0|K_s-1}$ s'écrit :

$$\begin{bmatrix} \mathbf{U}_{0|K_s-1} \\ \mathbf{Y}_{0|K_s-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{L}}_{11} & \mathbf{0} \\ \bar{\mathbf{L}}_{21} & \bar{\mathbf{L}}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{Q}}_1^T \\ \bar{\mathbf{Q}}_2^T \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

ainsi, la matrice $\mathbf{U}_{0|K_s-1}$ devient :

$$\mathbf{U}_{0|K_s-1} = \bar{\mathbf{L}}_{11} \bar{\mathbf{Q}}_1^T \quad (3.23)$$

ce qui conduit à réécrire l'équation (3.21) sous la forme :

$$\mathbf{Y}_{0|K_s-1} = \Theta_{K_s} \mathbf{X}_0 + \Gamma_{K_s} \bar{\mathbf{L}}_{11} \bar{\mathbf{Q}}_1^T \quad (3.24)$$

En considérant l'expression de $\mathbf{Y}_{0|K_s-1}$ à partir de l'équation (3.22), il vient :

$$\bar{\mathbf{L}}_{21} \bar{\mathbf{Q}}_1^T + \bar{\mathbf{L}}_{22} \bar{\mathbf{Q}}_2^T = \Theta_{K_s} \mathbf{X}_0 + \Gamma_{K_s} \bar{\mathbf{L}}_{11} \bar{\mathbf{Q}}_1^T \quad (3.25)$$

Puisque les projections $\bar{\mathbf{Q}}_1$ et $\bar{\mathbf{Q}}_2$ sont orthogonales, l'équation (3.25) multipliée à droite par $\bar{\mathbf{Q}}_2$ permet d'obtenir l'expression :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\bar{\mathbf{L}}_{22} = \boldsymbol{\Theta}_{K_s} \mathbf{X}_0 \bar{\mathbf{Q}}_2 \quad (3.26)$$

Par une décomposition SVD de $\bar{\mathbf{L}}_{22}$,

$$\bar{\mathbf{L}}_{22} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{U}}_s & \bar{\mathbf{U}}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{V}}_s^T \\ \bar{\mathbf{V}}_n^T \end{bmatrix} = \bar{\mathbf{U}}_s \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s \bar{\mathbf{V}}_s^T \quad (3.27)$$

il est possible de retrouver la matrice d'observabilité étendue $\boldsymbol{\Theta}_{K_s}$ par un choix arbitraire :

$$\hat{\boldsymbol{\Theta}}_{K_s} = \bar{\mathbf{U}}_s \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s^{1/2} \mathbf{T} \quad (3.28)$$

En utilisant la même approche que la section 3.1.2, $\hat{\boldsymbol{\Theta}}_{K_s}$ peut être utilisée pour calculer les matrices \mathbf{A}_d et \mathbf{C}_d .

Pour obtenir les matrices \mathbf{B}_d et \mathbf{D}_d , la méthode présentée ci-après est mise en œuvre. Tout d'abord, en remarquant que :

$$\bar{\mathbf{U}}_n^T \bar{\mathbf{L}}_{22} = \bar{\mathbf{U}}_n^T \bar{\mathbf{U}}_s \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s \bar{\mathbf{V}}_s^T = \mathbf{0} \cdot \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s \bar{\mathbf{V}}_s^T = \mathbf{0} \quad (3.29)$$

et si l'estimation $\hat{\boldsymbol{\Theta}}_{K_s}$ est exacte, il vient :

$$\bar{\mathbf{U}}_n^T \hat{\boldsymbol{\Theta}}_{K_s} = \bar{\mathbf{U}}_n^T \bar{\mathbf{U}}_s \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s^{1/2} \mathbf{T} = \mathbf{0} \cdot \bar{\boldsymbol{\Sigma}}_s^{1/2} \mathbf{T} = \mathbf{0} \quad (3.30)$$

L'équation (3.25) peut à nouveau être avantageusement utilisée. Elle est multipliée à gauche par $\bar{\mathbf{U}}_n^T$ ce qui conduit à l'expression :

$$\bar{\mathbf{U}}_n^T \bar{\mathbf{L}}_{21} \bar{\mathbf{Q}}_1^T = \bar{\mathbf{U}}_n^T \boldsymbol{\Gamma}_{K_s} \bar{\mathbf{L}}_{11} \bar{\mathbf{Q}}_1^T \quad (3.31)$$

Cette expression peut ensuite être multipliée à droite par $\bar{\mathbf{Q}}_1$ pour aboutir à :

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{U}}_n^T \bar{\mathbf{L}}_{21} \mathbf{L}_{11}^{-1} &= \bar{\mathbf{U}}_n^T \boldsymbol{\Gamma}_{K_s} \\ &= \bar{\mathbf{U}}_n^T \begin{bmatrix} \mathbf{D}_d & & & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.32)$$

où le terme de gauche est connu.

En écrivant le terme de droite de manière astucieuse à l'aide des matrices \mathbf{M}_i et \mathbf{L}_i :

$$\bar{\mathbf{U}}_n^T \bar{\mathbf{L}}_{21} \mathbf{L}_{11}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & \mathbf{M}_2 & \cdots & \mathbf{M}_{K_s} \end{bmatrix}, \quad \bar{\mathbf{U}}_n^T = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_1 & \mathbf{L}_2 & \cdots & \mathbf{L}_{K_s} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

ce qui conduit à la réécriture de l'équation (3.32):

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\begin{bmatrix} M_1 & M_2 & \cdots & M_{K_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_1 & L_2 & \cdots & L_{K_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{D}_d & & & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

d'où :

$$\begin{aligned} M_1 &= L_1 \mathbf{D}_d + L_2 \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d + \cdots + L_{K_s-1} \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-3} \mathbf{B}_d + L_{K_s} \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d \\ M_2 &= L_2 \mathbf{D}_d + L_3 \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d + \cdots + L_{K_s} \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s-3} \mathbf{B}_d \\ &\vdots \\ M_{K_s-1} &= L_{K_s-1} \mathbf{D}_d + L_{K_s} \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d \\ M_{K_s} &= L_{K_s} \mathbf{D}_d \end{aligned} \quad (3.35)$$

En définissant $\bar{L}_i = [L_i \ \cdots \ L_{K_s}]$, $i = 2, \dots, K_s$, une équation linéaire peut être obtenue sous la forme suivante :

$$\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_{K_s-1} \\ M_{K_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_1 & \bar{L}_2 \boldsymbol{\Theta}_{K_s-1} \\ L_2 & \bar{L}_3 \boldsymbol{\Theta}_{K_s-2} \\ \vdots & \vdots \\ L_{K_s-1} & \bar{L}_{K_s} \boldsymbol{\Theta}_1 \\ L_{K_s} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{D}_d \\ \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

A partir de cette forme, les matrices \mathbf{B}_d et \mathbf{D}_d peuvent être calculées par la méthode des moindres carrés par exemple.

Dans cette approche, le processus de calcul est lourd car les matrices d'état sont calculées séparément. Basée sur une estimation discrète des matrices d'état, la méthode N4SID peut obtenir toutes les matrices d'état directement [72], elle est présentée dans la partie suivante.

3.1.4. Algorithme N4SID

Dans cette méthode, les données d'entrée (excitation) et de sortie (réponse) mesurées et l'état sont regroupés dans deux ensembles de mesures dénommés «passé» (indiqué p) et «futur» (indiqué f) [58]. L'équation d'état future est estimée pour reconstruire toutes les matrices d'état. Pour réaliser cet objet, une projection oblique est utilisée pour éviter le régime forcé et représenter l'équation d'état future par l'ensemble de données mesurées. Le processus est présenté dans les paragraphes suivants.

Les données d'entrée et de sortie sont mesurées et rassemblées sous forme matricielle pour $2K_s + N_s - 1$ instants d'échantillonnage :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\mathbf{u} = [\mathbf{u}(0) \quad \mathbf{u}(1) \quad \cdots \quad \mathbf{u}(K_s) \quad \cdots \quad \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \quad \cdots \quad \mathbf{u}(2K_s + N_s - 2)] \quad (3.37)$$

$$\mathbf{y} = [\mathbf{y}(0) \quad \mathbf{y}(1) \quad \cdots \quad \mathbf{y}(K_s) \quad \cdots \quad \mathbf{y}(K_s + N_s - 2) \quad \cdots \quad \mathbf{y}(2K_s + N_s - 2)] \quad (3.38)$$

Le même processus de calcul (3.16) est utilisé pour obtenir l'ensemble de données mesurées aux instants $K_s, \dots, 2K_s + N_s - 2$:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \mathbf{y}(K_s) & \mathbf{y}(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 1) \\ \mathbf{y}(K_s + 1) & \mathbf{y}(K_s + 2) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{y}(2K_s - 1) & \mathbf{y}(2K_s) & \cdots & \mathbf{y}(2K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d \\ \vdots \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s - 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(K_s) & \mathbf{x}(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{x}(K_s + N_s - 1) \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \mathbf{D}_d & & & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \mathbf{C}_d \mathbf{A}_d^{K_s - 2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{C}_d \mathbf{B}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}(K_s) & \mathbf{u}(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 1) \\ \mathbf{u}(K_s + 1) & \mathbf{u}(K_s + 2) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{u}(2K_s - 1) & \mathbf{u}(2K_s) & \cdots & \mathbf{u}(2K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Peuvent être définies : l'entrée, la sortie, et l'état futur comme :

$$\begin{aligned} \mathbf{U}_f &= \mathbf{U}_{K_s | 2K_s - 1} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{u}(K_s) & \mathbf{u}(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 1) \\ \mathbf{u}(K_s + 1) & \mathbf{u}(K_s + 2) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{u}(2K_s - 1) & \mathbf{u}(2K_s) & \cdots & \mathbf{u}(2K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{Y}_f &= \mathbf{Y}_{K_s | 2K_s - 1} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{y}(K_s) & \mathbf{y}(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 1) \\ \mathbf{y}(K_s + 1) & \mathbf{y}(K_s + 2) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \mathbf{y}(2K_s - 1) & \mathbf{y}(2K_s) & \cdots & \mathbf{y}(2K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$\mathbf{X}_f = [\mathbf{x}(K_s) \quad \mathbf{x}(K_s + 1) \quad \cdots \quad \mathbf{x}(K_s + N_s - 1)] \quad (3.42)$$

Par conséquent, l'équation (3.39) se réécrit synthétiquement sous sa forme future par :

$$\mathbf{Y}_f = \mathbf{\Theta}_{K_s} \mathbf{X}_f + \mathbf{\Gamma}_{K_s} \mathbf{U}_f \quad (3.43)$$

De manière similaire, l'équation (3.21) se réécrit sous forme passée par :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\mathbf{Y}_p = \Theta_{K_s} \mathbf{X}_p + \Gamma_{K_s} \mathbf{U}_p \quad (3.44)$$

où l'entrée, la sortie, et l'état passés sont définis comme :

$$\mathbf{U}_p = \mathbf{U}_{0|K_s-1}, \mathbf{Y}_p = \mathbf{Y}_{0|K_s-1}, \mathbf{X}_p = \mathbf{X}_0 \quad (3.45)$$

Ensuite, on démontre que l'état futur peut être représenté par les données passées \mathbf{U}_p et \mathbf{Y}_p . Cette preuve théorique peut garantir que l'état futur peut être obtenu ainsi que les matrices d'état par les calculs suivants.

En effet selon la 1^{ère} écriture de l'équation (3.1), les états aux instants différents peuvent être exprimés par un état précédent, par exemple :

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(0) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(0) \\ \mathbf{x}(2) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(1) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(1) \\ &= \mathbf{A}_d^2 \mathbf{x}(0) + \mathbf{A}_d \mathbf{B}_d \mathbf{u}(0) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(1) \\ \mathbf{x}(3) &= \mathbf{A}_d^3 \mathbf{x}(0) + \mathbf{A}_d^2 \mathbf{B}_d \mathbf{u}(0) + \mathbf{A}_d \mathbf{B}_d \mathbf{u}(1) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(2) \\ &\vdots \end{aligned} \quad (3.46)$$

et :

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(2) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(1) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(1) \\ \mathbf{x}(3) &= \mathbf{A}_d^2 \mathbf{x}(1) + \mathbf{A}_d \mathbf{B}_d \mathbf{u}(1) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(2) \\ &\vdots \end{aligned} \quad (3.47)$$

Une forme synthétique est donc obtenue :

$$\mathbf{x}(k+i) = \mathbf{A}_d^k \mathbf{x}(i) + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d^{k-1} \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d^{k-2} \mathbf{B}_d & \dots & \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}(i) \\ \mathbf{u}(i+1) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(i+k-1) \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

où $i = 0, 1, 2, \dots$. Donc l'état futur peut être représenté par les états et les entrées passés comme :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}(K_s) &= \mathbf{A}_d^{K_s} \mathbf{x}(0) + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}(0) \\ \mathbf{u}(1) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(K_s-1) \end{bmatrix} \\
 \mathbf{x}(K_s+1) &= \mathbf{A}_d^{K_s} \mathbf{x}(1) + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}(1) \\ \mathbf{u}(2) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(K_s) \end{bmatrix} \\
 &\vdots \\
 \mathbf{x}(K_s+N_s-1) &= \mathbf{A}_d^{K_s} \mathbf{x}(N_s-1) + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}(N_s-1) \\ \mathbf{u}(N_s) \\ \vdots \\ \mathbf{u}(K_s+N_s-2) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.49}$$

En utilisant les équations (3.42) et (3.45), l'état futur peut être écrit sous la forme synthétique :

$$\mathbf{X}_f = \mathbf{A}_d^{K_s} \mathbf{X}_p + \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d^{K_s-1} \mathbf{B}_d & \mathbf{A}_d^{K_s-2} \mathbf{B}_d & \cdots & \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \mathbf{U}_p \tag{3.50}$$

En considérant l'équation (3.44), \mathbf{X}_p peut être représenté par \mathbf{U}_p et \mathbf{Y}_p . Donc l'état futur \mathbf{X}_f peut être déduit à partir des données passées \mathbf{U}_p et \mathbf{Y}_p . Ensuite des calculs spécifiques sont effectués pour obtenir l'équation d'état future et puis les matrices d'état correspondantes.

L'issue de MOESP est obtenue en trouvant la matrice d'observabilité étendue Θ_{K_s} selon les données mesurées. Pour présenter facilement, une forme condensée de \mathbf{U}_p et de \mathbf{Y}_p est définie par :

$$\mathbf{W}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{U}_p \\ \mathbf{Y}_p \end{bmatrix} \tag{3.51}$$

Ensuite, la décomposition LQ suivante des matrices $\mathbf{U}_f, \mathbf{Y}_f, \mathbf{W}_p$ est utilisée :

$$\begin{bmatrix} \mathbf{U}_f \\ \mathbf{W}_p \\ \mathbf{Y}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\bar{\mathbf{L}}}_{11} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \bar{\bar{\mathbf{L}}}_{21} & \bar{\bar{\mathbf{L}}}_{22} & \mathbf{0} \\ \bar{\bar{\mathbf{L}}}_{31} & \bar{\bar{\mathbf{L}}}_{32} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\bar{\mathbf{Q}}}_1^T \\ \bar{\bar{\mathbf{Q}}}_2^T \\ \bar{\bar{\mathbf{Q}}}_3^T \end{bmatrix} \tag{3.52}$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

Si les projections orthogonales $\bar{\bar{Q}}_1$ et $\bar{\bar{Q}}_2$ sont utilisées, la méthode MOESP est retrouvée en isolant les 1^{ère} et 3^{ème} lignes matricielles de l'équation (3.52). De façon différente, N4SID utilise la totalité des lignes matricielles de (3.52) avec les projections obliques U_f et W_p pour exprimer Y_f :

$$\begin{aligned}
 Y_f &= \left(\bar{\bar{L}}_{31} \bar{\bar{Q}}_1^T + \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{Q}}_2^T \right) \\
 &= \left(\bar{\bar{L}}_{31} \bar{\bar{L}}_{11}^{-1} U_f + \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger \left(W_p - \bar{\bar{L}}_{21} \bar{\bar{Q}}_1^T \right) \right) \\
 &= \left(\bar{\bar{L}}_{31} \bar{\bar{L}}_{11}^{-1} U_f + \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger W_p - \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger \bar{\bar{L}}_{21} \bar{\bar{L}}_{11}^{-1} U_f \right) \\
 &= \left(\bar{\bar{L}}_{31} - \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger \bar{\bar{L}}_{21} \right) \bar{\bar{L}}_{11}^{-1} U_f + \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger W_p
 \end{aligned} \tag{3.53}$$

où $\bar{\bar{L}}_{22}^\dagger$ est la pseudo-inverse de $\bar{\bar{L}}_{22}$. En comparant l'équation (3.53) et l'équation (3.43), et en remarquant que X_f peut être représenté par l'ensemble passé, il vient :

$$\bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger W_p = \Theta_{K_s} X_f \tag{3.54}$$

Par une décomposition SVD de $\bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger W_p$:

$$\bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger W_p = \begin{bmatrix} \bar{\bar{U}}_s & \bar{\bar{U}}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\bar{\Sigma}}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\bar{V}}_s^T \\ \bar{\bar{V}}_n^T \end{bmatrix} = \bar{\bar{U}}_s \bar{\bar{\Sigma}}_s \bar{\bar{V}}_s^T \tag{3.55}$$

il est possible de retrouver l'état futur X_f et la matrice d'observabilité étendue Θ_{K_s} par choix arbitraire de \hat{X}_f ou de $\hat{\Theta}_{k_s}$:

$$\hat{X}_f = T^{-1} \bar{\bar{\Sigma}}_s^{1/2} \bar{\bar{V}}_s^T, \quad \hat{\Theta}_{k_s} = \bar{\bar{U}}_s \bar{\bar{\Sigma}}_s^{1/2} T \tag{3.56}$$

Si $\hat{\Theta}_{k_s}$ est utilisé, les matrices A_d et C_d peuvent être estimées par la même approche qu'en 3.1.2. En comparant les équations (3.53) et (3.43), il vient :

$$\begin{aligned}
 \left(\bar{\bar{L}}_{31} - \bar{\bar{L}}_{32} \bar{\bar{L}}_{22}^\dagger \bar{\bar{L}}_{21} \right) \bar{\bar{L}}_{11}^{-1} &= \Gamma_{k_s} \\
 &= \begin{bmatrix} D_d & & & & \\ C_d B_d & D_d & & & \\ \vdots & & \ddots & & \\ C_d A_d^{k_s-2} B_d & \cdots & C_d B_d & D_d & \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.57}$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

qui a une forme similaire à l'équation (3.32). Par conséquent, en utilisant la même approche que celle présentée dans l'algorithme MOESP, les matrices \mathbf{B}_d et \mathbf{D}_d peuvent être estimées.

Il existe cependant une manière plus directe. Puisque l'état futur \mathbf{X}_f est déjà estimé et les données d'entrée et de sortie sont connues, ils permettent d'estimer toutes les matrices d'état en même temps ce qui est présenté ci-après.

En explicitant temporellement l'équation (3.1) il vient :

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}(K_s + 1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(K_s) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(K_s) \\
 \mathbf{x}(K_s + 2) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(K_s + 1) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(K_s + 1) \\
 &\vdots \\
 \mathbf{x}(K_s + N_s - 1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(K_s + N_s - 2) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \\
 \mathbf{y}(K_s) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(K_s) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(K_s) \\
 \mathbf{y}(K_s + 1) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(K_s + 1) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(K_s + 1) \\
 &\vdots \\
 \mathbf{y}(K_s + N_s - 2) &= \mathbf{C}_d \mathbf{x}(K_s + N_s - 2) + \mathbf{D}_d \mathbf{u}(K_s + N_s - 2)
 \end{aligned} \tag{3.58}$$

qui peut se réécrire par :

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \mathbf{x}(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{x}(K_s + N_s - 1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(K_s) & \cdots & \mathbf{x}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \mathbf{u}(K_s) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \\
 \begin{bmatrix} \mathbf{y}(K_s) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{C}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(K_s) & \cdots & \mathbf{x}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \mathbf{u}(K_s) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.59}$$

En définissant les matrices suivantes :

$$\begin{aligned}
 \bar{\mathbf{X}}_{K_s+1} &= \begin{bmatrix} \mathbf{x}_d(K_s + 1) & \cdots & \mathbf{x}_d(K_s + N_s - 1) \end{bmatrix}, \quad \bar{\mathbf{X}}_{K_s} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_d(K_s) & \cdots & \mathbf{x}_d(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix} \\
 \bar{\mathbf{U}}_{K_s|K_s} &= \begin{bmatrix} \mathbf{u}(K_s) & \cdots & \mathbf{u}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix}, \quad \bar{\mathbf{Y}}_{K_s|K_s} = \begin{bmatrix} \mathbf{y}(K_s) & \cdots & \mathbf{y}(K_s + N_s - 2) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.60}$$

l'équation (3.59) est réécrite sous la forme condensée :

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_{K_s+1} \\ \bar{\mathbf{Y}}_{K_s|K_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{B}_d \\ \mathbf{C}_d & \mathbf{D}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_{K_s} \\ \bar{\mathbf{U}}_{K_s|K_s} \end{bmatrix} \tag{3.61}$$

Donc les matrices discrètes d'état peuvent être estimées par la méthode des moindres carrés :

$$\begin{bmatrix} \hat{\mathbf{A}}_d & \hat{\mathbf{B}}_d \\ \hat{\mathbf{C}}_d & \hat{\mathbf{D}}_d \end{bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_{K_s+1} \\ \bar{\mathbf{Y}}_{K_s|K_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_{K_s} \\ \bar{\mathbf{U}}_{K_s|K_s} \end{bmatrix}^T \right) \left(\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_{K_s} \\ \bar{\mathbf{U}}_{K_s|K_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{X}}_{K_s} \\ \bar{\mathbf{U}}_{K_s|K_s} \end{bmatrix}^T \right)^{-1} \tag{3.62}$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

où \bar{X}_{K_s} et \bar{X}_{K_s+1} sont connus à partir de l'état futur estimé \hat{X}_f de l'équation (3.56), et $\bar{U}_{K_s|K_s}$ et $\bar{Y}_{K_s|K_s}$ sont connus à partir des données mesurées (cf. équations (3.37) et (3.38)).

Comme l'algorithme de la méthode des sous-espaces, N4SID est toujours convergent (non itératif) et stable numériquement malgré l'état initial $x(0)$ nul ou non nul [70]. Il est à rappeler cependant que l'algorithme N4SID, de même que les algorithmes ERA et MOESP, donne une forme d'état futur ainsi qu'une matrice d'observabilité étendue dans l'équation (3.56) qui est quelconque après la décomposition SVD. Ceci un modèle identifié discret (3.62) non modal de représentation d'état quelconque.

L'algorithme N4SID a été validé et testé sur la structure évolutive dans [74].

A partir du modèle identifié discret, un modèle continu peut être construit et diagonalisé. La diagonalisation conduit à des vecteurs propres qui ne sont pas encore les formes modales au sens mécanique. Il est alors nécessaire de construire un changement de base prenant en compte la normalisation retenue qui conduit à l'expression des formes modales mécaniques classiques.

3.2. Reconstruction du modèle modal

La méthode de reconstruction du modèle modal mécanique à partir du modèle identifié non modal quelconque d'état discret est présentée dans cette section. Comme cela sera démontré, cette reconstruction n'est possible qu'à la condition d'avoir un actionneur et un capteur colocalisés ainsi qu'un amortissement faible.

3.2.1. Difficulté de la reconstruction des caractéristiques modales : les formes modales

Le modèle identifié discret est d'abord transformé en un modèle continu ce qui se fait selon des méthodes basiques. Cependant, le modèle utilisé pour optimiser le contrôleur étant modal, la description modale doit être complète. Si les fréquences et l'amortissement ne posent aucun problème en revanche la difficulté porte sur les formes modales. L'ensemble des éléments de calcul classique et originaux sont donnés ci-dessous.

Grâce aux matrices d'état estimées discrètes de l'équation (3.62), le modèle d'état continu s'écrit :

$$\begin{aligned}\dot{x}_c &= \hat{A}_c x_c + \hat{B}_c u \\ y &= \hat{C}_c x_c + \hat{D}_c u\end{aligned}\tag{3.63}$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

où $\hat{A}_c = \boldsymbol{\varphi} \hat{A}_d \boldsymbol{\varphi}^{-1}$, \hat{A}_c est la valeur estimée de la matrice d'état continu \hat{A}_d à partir de :

$$\hat{A}_c = \frac{\ln(\hat{A}_d)}{t_i} \quad (3.64)$$

où \hat{A}_d est les valeurs propres de \hat{A}_d de l'équation (3.62). $\boldsymbol{\varphi}$ est la matrice des vecteurs propres complexes conjuguées de \hat{A}_d , et $\hat{B}_c = (\hat{A}_d - I)^{-1} \hat{A}_c \hat{B}_d$, $\hat{C}_c = \hat{C}_d$, $\hat{D}_c = \hat{D}_d$ [63].

Evidemment, ce modèle n'est pas encore identique au modèle d'état sous la forme de la représentation modale mécanique de l'équation (2.10) qui est nécessaire pour le contrôle modal et rappelée ci dessous :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\boldsymbol{\Omega} & -\mathbf{E} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\text{diag}(\omega_i^2) & -\text{diag}(2\xi_i \omega_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{B}_p \end{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{aligned} \quad (3.65)$$

Dans cette équation, l'amortissement nécessite d'être proportionnel comme le montre la partie 2.2.1. Même si les pulsations propres ω_i et les facteurs d'amortissement modaux ξ_i de la structure mécanique peuvent être calculés directement à partir de \hat{A}_c comme cela est montré dans la partie suivante, la matrice des N formes modales :

$$\boldsymbol{\Phi} = [\boldsymbol{\phi}_1 \quad \cdots \quad \boldsymbol{\phi}_N]_{N \times N} \quad (3.66)$$

ne peut pas être obtenue directement. Cette matrice sera dénommée matrice de formes modales réelles dans ce mémoire.

Bien entendu, si l'amortissement n'est pas proportionnel, les valeurs et vecteurs propres de la structure mécanique seront complexes, conduisant à des formes modales qualifiées formes modales complexes.

Comme cela a été dit à la fin de la section précédente, un changement de base est nécessaire pour trouver l'expression des formes modales mécaniques classiques $\boldsymbol{\Phi}$. En effet, selon le modèle identifié, plusieurs méthodes existent pour estimer les caractéristiques physiques ou modales de la structure mécanique. Par exemple, une méthode dans le cas où le nombre de capteurs est identique au nombre de DDL est proposée dans la référence [61]. De manière similaire, une méthode où le nombre d'actionneurs est identique au nombre de DDL est proposée dans la référence [62]. En ayant un actionneur et un capteur colocalisé sur un même DDL, une autre méthode qui permet de s'affranchir des conditions très restrictives de capteur ou de actionneur précédentes est présentée dans [63]. En utilisant cette méthode, les formes modales complexes de la structure mécanique peuvent facilement être estimées, à partir desquelles les formes modales réelles peuvent être calculées. En conséquence, l'équation (3.65) peut être reconstruite. Pour bien comprendre cette méthode, l'estimation de

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \Gamma & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix} &= I \\ \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix} &= -\Lambda \end{aligned} \quad (3.71)$$

Cette forme de normalisation est utilisée dans les paragraphes suivants pour obtenir les formes modales complexes ainsi que les formes modales réelles.

La méthode pour estimer les formes modales complexes est fonction de la nature des capteurs et des actionneurs [63]. Selon les types de sortie qui sont mesurés par les capteurs, il est nécessaire de modifier légèrement les équations. Dans le domaine du contrôle vibratoire, les mesures peuvent être des déplacements, des vitesses ou des accélérations. Les trois ont déjà été testées sur la structure 3DLL dans [65].

Pour illustrer simplement l'utilisation de cette méthode les données de sortie mesurées sont supposées être les déplacements. Selon l'équation (3.68), les déplacements des différents DDL sont : $\eta = \Psi e^{At}$, $\dot{\eta} = \Psi\Lambda e^{At}$. Pour isoler le déplacement mesuré par le capteur, la matrice C_p est utilisée : $y = C_p \eta$.

La transformation $\eta = \Psi \varepsilon$ est utilisée à partir de l'équation (3.67) ce qui donne :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \Gamma & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix} \dot{\varepsilon} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix} \varepsilon &= \begin{bmatrix} B_p \\ 0 \end{bmatrix} u \\ y &= \begin{bmatrix} C_p & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi\Lambda \end{bmatrix} \varepsilon \end{aligned} \quad (3.72)$$

où C_p est la matrice de sélection de la position des capteurs.

Puisque la normalisation (3.71) est utilisée, cette équation s'écrit :

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon} &= \Lambda \varepsilon + \Psi^T B_p u \\ y &= C_p \Psi \varepsilon \end{aligned} \quad (3.73)$$

Puisque x_c de l'équation (3.63) peut être transformé en $x_c = \varphi p$, en utilisant cette dernière expression, une autre représentation d'état est reconstruite à partir de l'équation (3.63) :

$$\begin{aligned} \dot{p} &= \hat{\Lambda}_c p + \varphi^{-1} \hat{B}_c u \\ y &= \hat{C}_c \varphi p \end{aligned} \quad (3.74)$$

Ainsi, pour la même structure mécanique, les deux représentations d'état (3.73) et (3.74) sont équivalentes avec les mêmes entrées et sorties. Seules elles se différencient par le choix de la norme des vecteurs d'état. p est encore un état quelconque, mais ε est un état de forme mécanique. Une matrice de passage τ est utilisée pour passer d'une représentation d'état à l'autre :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\mathbf{p} = \boldsymbol{\tau}\boldsymbol{\varepsilon} \quad (3.75)$$

En introduisant l'équation (3.75) dans l'équation (3.74), puis en comparant cette dernière avec l'équation (3.73), les relations suivantes sont obtenues :

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\tau}^{-1}\hat{\boldsymbol{\Lambda}}_c\boldsymbol{\tau} &= \mathbf{A} \\ \boldsymbol{\tau}^{-1}\boldsymbol{\varphi}^{-1}\hat{\mathbf{B}}_c &= \boldsymbol{\Psi}^T\mathbf{B}_p \\ \hat{\mathbf{C}}_c\boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{\tau} &= \mathbf{C}_p\boldsymbol{\Psi} \end{aligned} \quad (3.76)$$

ce qui permet d'obtenir les formes modales complexes $\boldsymbol{\Psi}$. S'il n'y a pas de valeurs propres multiples (tous les modes sont suffisamment découplés), la matrice $\boldsymbol{\tau}$ est diagonale ce qui permet de la déterminer simplement. Pour calculer $\boldsymbol{\tau}$, il est nécessaire d'introduire des versions «étendues» $\hat{\mathbf{B}}_c^E$, \mathbf{B}_p^E et $\hat{\mathbf{C}}_c^E$, \mathbf{C}_p^E des matrices $\hat{\mathbf{B}}_c$, \mathbf{B}_p et $\hat{\mathbf{C}}_c$, \mathbf{C}_p . La construction des matrices $\hat{\mathbf{B}}_c^E$ et \mathbf{B}_p^E se fait en ajoutant autant de colonnes remplies de 0 qu'il y a de DDL sans actionneur. Les colonnes correspondant aux DDL ayant des actionneurs seront localisées aux colonnes correspondant aux numéros des DDL. Pour les matrices $\hat{\mathbf{C}}_c^E$ et \mathbf{C}_p^E , la construction consistera à ajouter autant de lignes remplies de 0 qu'il y a de DDL sans capteur. Enfin, il faut qu'un DDL au moins possède à la fois un actionneur et un capteur [63]. Les équations (3.76) s'écrivent alors :

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\tau}^{-1}\hat{\boldsymbol{\Lambda}}_c\boldsymbol{\tau} &= \mathbf{A} \\ \boldsymbol{\tau}^{-1}\boldsymbol{\varphi}^{-1}\hat{\mathbf{B}}_c^E &= \boldsymbol{\Psi}^T\mathbf{B}_p^E \\ \hat{\mathbf{C}}_c^E\boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{\tau} &= \mathbf{C}_p^E\boldsymbol{\Psi} \end{aligned} \quad (3.77)$$

Le DDL où se situent le capteur et l'actionneur colocalisés étant noté s_{co} , le membre de droite de la deuxième et la troisième équation de (3.77) devient équivalent :

$$\mathbf{C}_p^E(s_{co},:) \boldsymbol{\Psi} = \left(\boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{B}_p^E(:,s_{co}) \right)^T \quad (3.78)$$

ce qui permet alors d'écrire la relation suivante :

$$\hat{\mathbf{C}}_c^E(s_{co},:) \boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{\tau} = \left(\boldsymbol{\tau}^{-1}\boldsymbol{\varphi}^{-1}\hat{\mathbf{B}}_c^E(:,s_{co}) \right)^T \quad (3.79)$$

ou encore

$$\hat{\mathbf{C}}_c^E(s_{co},:) \boldsymbol{\varphi}\boldsymbol{\tau}^2 = \left(\boldsymbol{\varphi}^{-1}\hat{\mathbf{B}}_c^E(:,s_{co}) \right)^T \quad (3.80)$$

Dans cette expression, il est facile de calculer tous les termes de la diagonale de $\boldsymbol{\tau}$ car $\hat{\mathbf{C}}_c^E$, $\hat{\mathbf{B}}_c^E$ et $\boldsymbol{\varphi}$ sont connus.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

Pour pouvoir ensuite remonter aux formes modales complexes Ψ , des relations dépendant du type d'information connues sur un DDL particulier noté ici s_{su} supportant un actionneur ou un capteur, sont utilisées. Si ce DDL supporte un capteur, la s_{su} ^{ème} ligne de la matrice C_p^E est une ligne de 0 sauf pour le terme s_{su} qui est égal à un. Alors l'équation suivante est obtenue :

$$\Psi(s_{su}, \cdot) = C_p^E(s_{su}, \cdot) \Psi \quad (3.81)$$

En considérant la 3^{ème} équation de (3.77), la s_{su} ^{ème} ligne de Ψ est estimée par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \hat{\Psi}(s_{su}, \cdot) &= C_p^E(s_{su}, \cdot) \Psi \\ &= \hat{C}_c^E(s_{su}, \cdot) \varphi \tau \end{aligned} \quad (3.82)$$

où \hat{C}_c^E , φ , et τ sont connus.

Si le DDL supporte un actionneur à la place du capteur, la s_{su} ^{ème} colonne de la matrice B_p^E est une colonne de 0 sauf pour le terme s_{su} qui est égal à un. Alors l'équation suivante est obtenue :

$$\left(\Psi(s_{su}, \cdot) \right)^T = \Psi^T B_p^E(:, s_{su}) \quad (3.83)$$

La s_{su} ^{ème} ligne de Ψ est estimée par les relations suivantes :

$$\left(\hat{\Psi}(s_{su}, \cdot) \right)^T = \Psi^T B_p^E(:, s_{su}) \quad (3.84)$$

en considérant la 2^{ème} équation de (3.77) :

$$\hat{\Psi}(s_{su}, \cdot) = \left(\tau^{-1} \varphi^{-1} \hat{B}_c^E(:, s_{su}) \right)^T \quad (3.85)$$

où \hat{B}_c^E , φ , et τ sont connus.

Lorsque le DDL sera le DDL où sont colocalisés un capteur et un actionneur, l'une ou l'autre des deux formules précédentes pourra être choisie. L'intérêt de cette approche est donc qu'avec une seule paire d'actionneur et de capteur placés au même DDL, un système peut être identifié.

Si les sorties mesurées sont la vitesse ou l'accélération, il faut adapter la méthode de la manière suivante. Si des mesures de vitesse sont utilisées, les sorties de l'équation (3.72) s'écrivent sous la forme suivante :

$$y = \begin{bmatrix} 0 & C_p^v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi \Lambda \end{bmatrix} \varepsilon = C_p^v \Psi \Lambda \varepsilon \quad (3.86)$$

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

où C_p^v est la matrice de sélection de la position des capteurs de vitesse. Si des mesures d'accélération sont utilisées, les sorties de l'équation (3.72) s'écrivent sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} y &= \begin{bmatrix} 0 & C_p^a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi \Lambda \end{bmatrix} \dot{\varepsilon} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & C_p^a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi \Lambda \end{bmatrix} \Lambda \varepsilon + \begin{bmatrix} 0 & C_p^a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Psi \\ \Psi \Lambda \end{bmatrix} \Psi^T B_p u \\ &= C_p^a \Psi \Lambda^2 \varepsilon + C_p^a \Psi \Lambda \Psi^T B_p u \end{aligned} \quad (3.87)$$

où C_p^a est la matrice de sélection de la position des capteurs d'accélération.

Ces changements interviennent donc sur la 3^{ème} équation de la relation (3.76) sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \text{Si les vitesses sont mesurées} \quad & \hat{C}_c \phi \tau = C_p^v \Psi \Lambda \\ & \hat{C}_c \phi \Lambda^{-1} \tau = C_p^v \Psi \end{aligned} \quad (3.88)$$

$$\begin{aligned} \text{Si les accélérations sont mesurées} \quad & \hat{C}_c \phi \tau = C_p^a \Psi \Lambda^2 \\ & \hat{C}_c \phi \Lambda^{-2} \tau = C_p^a \Psi \end{aligned} \quad (3.89)$$

Donc, si les vitesses sont mesurées, $\hat{C}_c \phi$ de l'équation (3.76) est remplacé par $\hat{C}_c \phi \Lambda^{-1}$. Si les accélérations sont mesurées, $\hat{C}_c \phi$ de l'équation (3.76) est remplacé par $\hat{C}_c \phi \Lambda^{-2}$. Les mêmes algorithmes et processus pour trouver τ peuvent être utilisés.

3.2.3. Transformation des formes modales complexes en formes modales réelles

La relation entre les formes modales complexes et réelles peut être estimée de la manière suivante :

Les valeurs propres complexes théoriques $\lambda_{2j} = -\xi_j \omega_j + i \sqrt{1 - \xi_j^2} \omega_j$ qui sont associées à la forme modale complexe ψ_{2j} sont multipliées par $-2i \omega_j \sqrt{1 - \xi_j^2}$ pour aboutir à l'expression :

$$-\lambda_{2j} 2i \omega_j \sqrt{1 - \xi_j^2} = 2\omega_j^2 - 2\xi_j^2 \omega_j^2 + 2i \xi_j \omega_j^2 \sqrt{1 - \xi_j^2} \quad (3.90)$$

En remarquant que :

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

$$\begin{aligned}\omega_j^2 - \lambda_{2j}^2 &= \omega_j^2 - \left(-\xi_j \omega_j + i\sqrt{1-\xi_j^2} \omega_j\right)^2 \\ &= 2\omega_j^2 - 2\xi_j^2 \omega_j^2 + 2i\xi_j \omega_j^2 \sqrt{1-\xi_j^2}\end{aligned}\quad (3.91)$$

le terme de droite de l'équation (3.90) peut être remplacé par $\omega_j^2 - \lambda_{2j}^2$. L'équation (3.90) s'écrit donc :

$$\frac{\omega_j^2}{2i\omega_j\sqrt{1-\xi_j^2}} - \frac{\lambda_{2j}^2}{2i\omega_j\sqrt{1-\xi_j^2}} = -\lambda_{2j}\quad (3.92)$$

Selon les normalisations dans les équations (2.4) et (2.6), l'équation (3.92) peut s'écrire :

$$\frac{\phi_j^T \mathbf{K} \phi_j}{2i\omega_j\sqrt{1-\xi_j^2}} - \frac{\phi_j^T \mathbf{M} \phi_j \lambda_{2j}^2}{2i\omega_j\sqrt{1-\xi_j^2}} = -\lambda_{2j}\quad (3.93)$$

Selon l'équation (3.71), l'équation suivante est obtenue:

$$\begin{cases} \psi_l^T \mathbf{K} \psi_m - \psi_l^T \mathbf{M} \psi_m \lambda_m^2 = -\lambda_m & l = m \\ \psi_l^T \mathbf{K} \psi_m - \psi_l^T \mathbf{M} \psi_m \lambda_m^2 = 0 & l \neq m \end{cases} \quad l, m = 1 \dots 2N \quad (3.94)$$

En comparant les équations (3.93) et (3.94), lorsque $l = m = 2j$, la forme modale réelle peut alors être obtenue à partir des formes modales complexes estimées, des pulsations propres estimées et des facteurs d'amortissement modaux estimés [75] :

$$\hat{\phi}_j = \hat{\psi}_{2j} \sqrt{2i\hat{\omega}_j \sqrt{1-\hat{\xi}_j^2}} \quad (3.95)$$

Dans les applications, si l'amortissement est vraiment proportionnel, les modes sont bien découplés. Dans ce cas, selon la normalisation de l'équation (3.71), les amplitudes des composantes réelles et imaginaires des modes complexes $\hat{\psi}_{2j-1}, \hat{\psi}_{2j}$ sont égales, le mode $\hat{\phi}_j$ estimé par l'équation (3.95) est alors réel et il peut être normalisé comme dans l'équation (2.5). L'équation (3.65) peut alors être utilisée pour la reconstruction modale du contrôle modal.

Si l'amortissement n'est pas vraiment proportionnel, la condition qui permet de suffisamment découpler deux modes est que cet amortissement est faible, ce qui revient à :

$$2\xi_j \omega_j / |\omega_j - \omega_h| \ll 1 \quad (3.96)$$

Dans ce cas le mode $\hat{\phi}_j$ estimé par l'équation (3.95) est complexe, mais la composante imaginaire de $\hat{\phi}_j$ est alors suffisamment faible et peut être ignorée. On peut utiliser seulement la composante réelle de $\hat{\phi}_j$ comme estimée de la forme modale réelle.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

3.2.4. Modèle modal complet

Les formes modales complexes Ψ peuvent être estimées par les approches de la partie 3.2.2. Ensuite les formes modales réelles $\Phi = [\phi \ \dots \ \phi_N]_{N \times N}$ peuvent être estimées par l'équation (3.95) dans la partie 3.2.3. Avec la pulsation propre estimée $\hat{\omega}_i$, le facteur d'amortissement modal $\hat{\xi}_i$ estimé comme dans la partie 3.2.2 et la forme modale réelle $\hat{\phi}$, le modèle modal sous forme d'une représentation d'état peut être reconstruit.

En utilisant les principes présentés, l'identification du modèle modal doit être validée sur la structure évolutive en temps réel. Dans ce cas, la performance et la réalisation d'identification sont limitées par les conditions théoriques, physiques et technologiques qui seront présentées dans les sections suivantes.

3.3. Limites théoriques et physiques du modèle identifié

Des études sont effectuées dans cette section sur la structure 3DDL du deuxième chapitre pour mettre en évidence l'intérêt de l'approche proposée et définir les compromis qui sont à réaliser. En imposant l'ordre du modèle qui est parfaitement déterminé, les principales grandeurs caractéristiques d'une identification qui doivent être adaptées sont :

- **la longueur de la fenêtre temporelle d'identification L_i**

Elle est définie par le nombre de points nécessaires à l'identification, lui-même conditionné par l'ordre du modèle à identifier. Ce nombre sera d'autant plus grand que l'ordre du modèle sera élevé. Elle est également déterminée par la 1^{ère} fréquence propre : le nombre de points doit être suffisant pour garantir une taille de fenêtre d'identification assez longue afin d'identifier l'information du 1^{er} mode. Dans le cadre d'un suivi de comportement de structure évolutive, il faut également veiller à choisir la taille de cette fenêtre d'identification la plus courte possible afin de déceler des changements de comportement rapides. D'où un compromis à réaliser : il sera fait dans la section suivante.

- **la période d'échantillonnage t_i**

Elle conditionne la qualité d'identification réalisée. La fréquence d'échantillonnage doit être adaptée de manière à ne pas sur-échantillonner les signaux mesurés, tout en respectant le critère de Shannon. Sur le dispositif choisi et avec la méthode d'identification proposée, la fréquence d'échantillonnage est déterminée à environ 8 à 10 fois la fréquence maximale d'intérêt (mode le plus élevé en fréquence). Les moyens d'acquisition et de génération de signaux seront partagés par les opérations du contrôle et d'identification. Cela peut conduire à une adaptation des fréquences d'échantillonnage qui peut être réalisée par un

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

post traitement. Ce traitement devra inclure un filtrage passe bas numérique et un ré-échantillonnage.

▪ la bande de fréquence d'intérêt et la densité modale

En fonction des modes qui ont besoin d'être contrôlés, la bande fréquentielle d'intérêt et l'ordre du modèle doivent être définis pour réduire le temps de calcul ainsi que pour garantir la qualité de l'identification. Cet ordre détermine le nombre et la position des capteurs et des actionneurs, paramètres qui sont limités aussi par le dispositif réel. Dans cette plage de fréquence, il est nécessaire que tous les modes soient découplés parfaitement. Ces modes doivent également pouvoir être identifiés par une disposition des capteurs et actionneurs adéquate.

L'identification systématique, simple et efficace, est tout d'abord choisie. Elle prend en compte des points mesurés qui ne sont pas superposés d'une fenêtre d'identification à la suivante. L'identification systématique permet d'identifier le modèle modal à une fréquence définie et invariable. Selon la longueur de la fenêtre temporelle d'identification, lorsque suffisamment de points mesurés sont disponibles, l'identification est effectuée. Les nouveaux points mesurés sont enregistrés pour le prochain calcul d'identification. Respectant les principales grandeurs précédentes, la fenêtre temporelle est la plus courte possible tout en permettant une identification correcte. A titre d'exemple, le processus d'identification systématique est illustré sur la Figure 3.1.

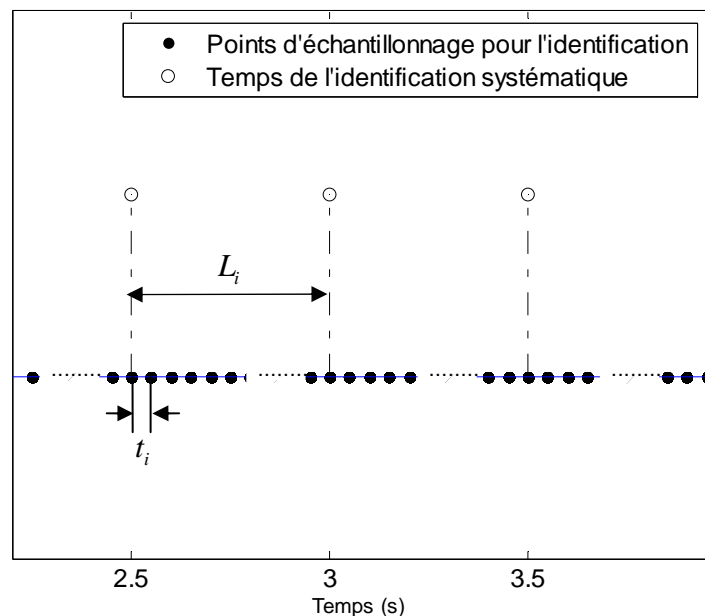


Figure 3.1 Exemple du processus principal d'identification systématique

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

En considérant les limites présentées et pour valider cette technique d'identification du modèle modal en temps réel, l'expérience est effectuée sur la structure 3DDL dans la section suivante.

3.4. Identification en temps réel réalisée par l'expérience

Dans cette thèse, l'identification est utilisée pour obtenir un modèle modal qui sera utilisé pour réactualiser le contrôle modal en temps réel. Par conséquent, l'identification doit être effectuée en temps réel pour fournir un modèle au contrôle. La réactualisation du modèle doit être relativement continue. Pour lier l'identification et le contrôle sur la même structure, les matériels et dispositifs qui sont similaires à ceux de la section 2.3 sont utilisés dans cette section.

Dans la partie 3.4.1 suivante, le système expérimental est tout d'abord présenté. Ensuite dans la deuxième partie, considérant l'aspect calculatoire, les limites techniques du temps réel et la programmation, les différentes solutions possibles sont présentées. Enfin dans la troisième partie, l'identification en temps réel en boucle ouverte est validée sur la structure 3DDL. Cette validation permet de mettre en évidence les paramètres d'identification qui peuvent améliorer les performances et la qualité du modèle reconstruit.

3.4.1. Système expérimental

L'organisation du système expérimental est présentée sur la Figure 3.2.

Le signal d'excitation est connu pour conditionner la qualité de l'identification. Ce signal doit être suffisamment énergétique, à contenu spectral suffisant et persistant. Afin de satisfaire ces conditions, l'excitation du dispositif sera toujours de type bruit blanc avec une bande de fréquence ciblée sur les modes présumés de la structure. Ce bruit blanc peut être produit soit à l'aide de cartes temps réel (par exemple Dspace), soit par un instrument, par exemple l'analyseur. Plusieurs essais ont été réalisés pour comparer la qualité de l'identification obtenue de ces deux systèmes (cf. Annexe). Selon les résultats obtenus dans ces essais, il n'existe pas de différence importante entre les deux approches. Pour des raisons pratiques, l'analyseur est utilisé classiquement pour générer l'excitation nécessaire à l'identification et pour obtenir les informations modales (fréquences propres, formes modales etc.) hors ligne. Ces informations modales ont été conservées comme référence. Par ailleurs, pour l'identification en temps réel et le contrôle modal autoadaptatif du chapitre suivant, les réglages d'amplitude ont été plus faciles à réaliser à l'aide de cet instrument. L'analyseur a donc été conservé pour l'excitation de l'identification pendant les essais.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

Le signal d'excitation provenant de l'analyseur est converti en une force F par un amplificateur et un pot électrodynamique. Cette force est appliquée sur la structure et elle est mesurée pour l'identification. Des mesures d'accélération $\ddot{\eta}_1, \ddot{\eta}_2, \ddot{\eta}_3$ ont été choisis dans les travaux antérieurs [74] pour obtenir l'identification performante dans le cas hors ligne[74]. Les mesures d'accélération sont maintenues.

L'équipement expérimental (c) de la Figure 3.2 (Matlab/ Simulink/Dspace carte 1006) a été choisi pour réaliser l'identification en temps réel dans cette thèse. Comme cela est montré dans la suite, cet équipement expérimental avec sa programmation permet de respecter l'aspect calculatoire et fonctionne parfaitement dans les limites technologiques en temps réel.

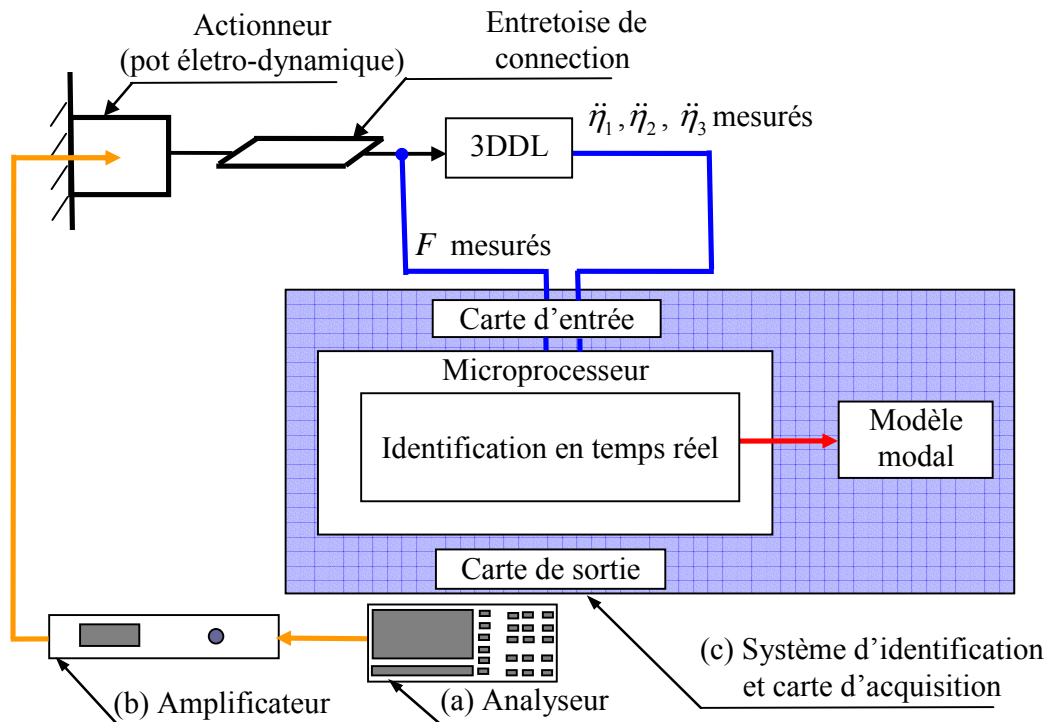


Figure 3.2 Synoptique du système expérimental réalisant l'identification en temps réel

Un pot électrodynamique est généralement suspendu pour exciter la structure dans le cadre d'une analyse modale. Dans le cadre du contrôle, cet actionneur doit être fixé pour assurer une performance maximale en transmission d'effort. Ce pot peut alors être utilisé pour réaliser l'identification et le contrôle simultanément. L'identification est donc effectuée lorsque le pot est fixé sur le bâti de la structure 3DDL pour renforcer l'effet du contrôle. Il est connecté sur le 2^{ème} pendule pour garantir une inversion de forme modale. Dans ce cas, il faut vérifier que les caractéristiques modales ne sont pas modifiées par la fixation du pot. Un balayage sinus est effectué par l'analyseur dans les deux cas : pot fixé et suspendu (cf. Figure 3.3). La réponse fréquentielle (accélération par rapport à la force mesurée) est présentée sur la Figure 3.4. Les trois premiers modes rigides de la structure sont concernés par cette comparaison. Pour les deux montages, les trois modes caractéristiques sont quasiment

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

identiques et tous les trois bien découplés. Par conséquent, la fixation du pot peut être maintenue pour l'identification, n'entraînant pas de manière notable de différence dans la caractérisation de la structure étudiée.

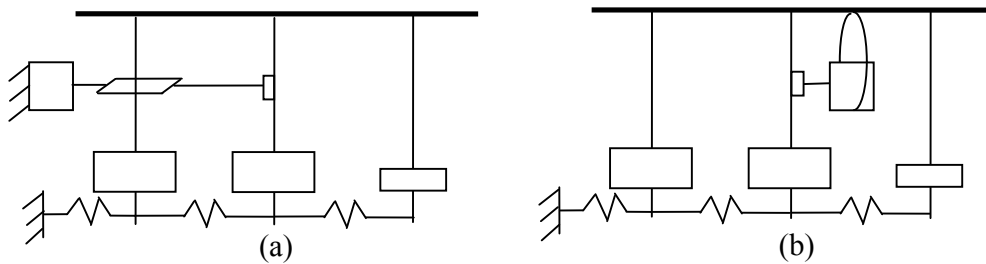


Figure 3.3 Différents montages du pot : (a) pot fixé, (b) pot suspendu

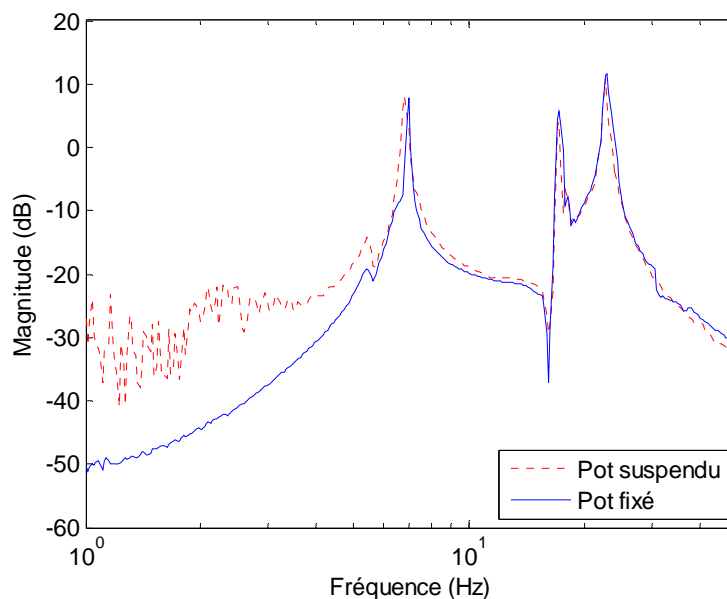


Figure 3.4 Réponse fréquentielle pour les différents montages du pot

3.4.2. Aspect calculatoire, les limites technologiques du temps réel, la programmation et la réalisation de l'identification

▪ Problèmes du calcul en temps réel

Dans les applications, tout le processus de calcul d'identification est effectué par les microprocesseurs ou d'autres matériels similaires. La programmation du calcul doit tenir compte de différentes synchronisations du fait du caractère temps réel de l'étude et sera limitée par les technologies des matériels actuels :

▪ synchronisation calculatoire en temps réel :

Elle consiste à organiser le processus de calcul. L'ensemble des calculs à réaliser est décomposé en tâches élémentaires. Normalement, lorsqu'une tâche est terminée, la tâche

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

suivante peut être effectuée par le microprocesseur. Un exemple du processus de calcul est présenté sur la Figure 3.5. D'abord, la tâche 1 «Ta1» et la tâche 2 «Ta2» sont effectuées successivement toutes les secondes. A la fin, la tâche 3 «Ta3» est effectuée toutes les 2 secondes alternativement. Si les calculs de tâche sont légers et rapides, la dernière tâche 3 peut être finie avant que la tâche 1 ne recommence (cf. Figure 3.5a). Dans ce cas, le processus de calcul peut fonctionner parfaitement, mais si l'une des tâches est lourde et lente, alors cette tâche ne peut pas être finie avant que la tâche suivante ne recommence. Ainsi, une superposition a lieu. Par exemple sur la Figure 3.5b, le calcul de la dernière tâche 3 est lourd et lent, donc il y a une superposition entre la tâche 1 et la tâche 3. Le processus de calcul sera donc erroné. La technique de «multi-tâche» doit donc être considérée pour résoudre ce problème, elle sera présentée dans les paragraphes suivants.

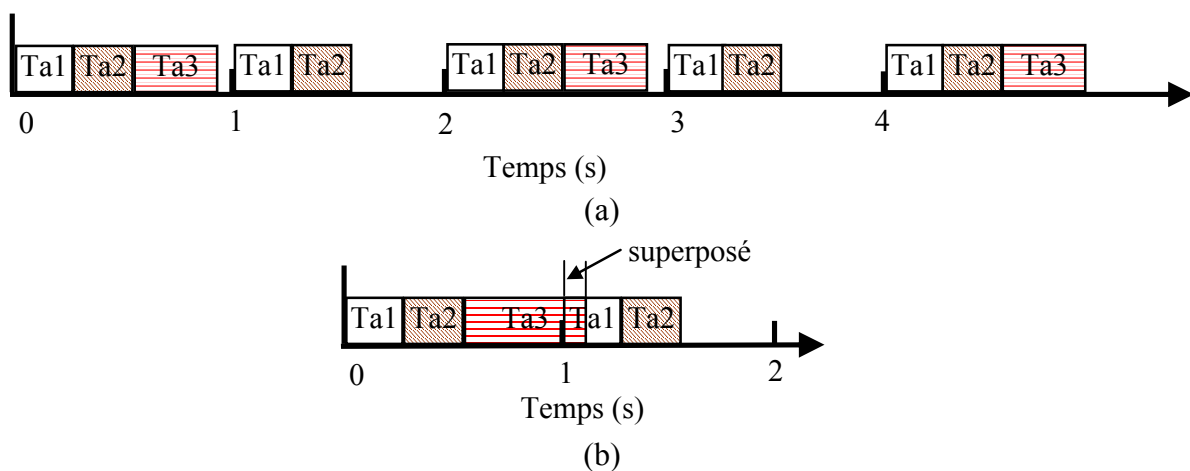


Figure 3.5 Processus de calcul : (a) cas non superposé, (b) cas superposé

- vitesse du microprocesseur, limitée par les technologies actuelles :

Elle détermine la capacité de calcul du microprocesseur. Si la rapidité du processeur est augmentée, le temps pour calculer chaque tâche sera réduit. Cela conduira à une plus grande capacité à détecter des changements de comportement et donc à un suivi de comportement plus rapide. Ceci est expliqué simplement ci-après tant du point de vue du problème de superposition que du point de vue de la longueur de la fenêtre d'identification.

- programmation temps réel : un travail dense et lourd :

Les blocs de programmation des algorithmes de simulation Simulink/Matlab ne sont pas tous traduits lors du transfert sur les cartes processeurs temps réel. Aussi une programmation lourde en temps réel est nécessaire. Dans cas présent, le choix de Dspace a conduit à une programmation en langage C de chaque routine d'identification et de contrôle. Le détail est présenté ci-après.

- **Solutions possibles**

Dans cette thèse, le calculateur est constitué d'un environnement Dspace/Matlab-Simulink qui permet d'assurer la réalisation temps réel de cette application. La programmation

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

expérimentale de toute la partie identification n'étant pas disponible dans l'environnement Dspace, de très nombreux modules du contrôle autoadaptatif ont du être écrits en langage C sous la forme de s-fonction dans le modèle Simulink.

Le modèle utilisé en simulation est compilé puis transféré sur la carte Dspace après établissement des liens entre programmes en optimisant l'organisation des calculs pour résoudre les problèmes provenant de la synchronisation calculatoire en temps réel. En effet, Dspace permet d'utiliser les techniques de «multi-tâche» et de «séquence calcul» qui sont détaillées dans les trois paragraphes suivants.

Comme montré précédemment, dans un processus calculatoire entier pour le contrôle autoadaptatif, certains calculs sont effectués en permanence, par exemple les tâches de génération de la commande « Ta1 » et « Ta2 » sur la Figure 3.5, d'autres calculs sont effectués uniquement au moment de la réactualisation du contrôleur, par exemple la tâche «Ta3» sur la Figure 3.5. Dans ce cas, une définition de «priorité» est proposée pour classer les différentes tâches selon leur ordre d'urgence, avec plusieurs niveaux de priorité. Le plus haut niveau de priorité est attribué aux tâches à réaliser impérativement dans l'intervalle du temps (par exemple «Ta1» et «Ta2»). Le niveau bas de priorité est attribué aux tâches qui peuvent être effectuées sur plusieurs intervalles du temps (par exemple «Ta3») ou qui peuvent être retardées.

Selon les différents niveaux de priorité, le système peut effectuer toutes les tâches pour s'adapter à leur ordre d'urgence conduisant à une exécution «multi-tâche».

Pour chaque intervalle de temps caractéristique, les tâches qui sont effectuées constituent une séquence. Cette séquence peut être déterminée par défaut par Dspace ou définies manuellement selon la nécessité de la programmation.

▪ **Réalisation de l'identification en temps réel**

▪ Organisation du calcul en temps réel :

Pour optimiser l'identification en temps réel, la structure complète de programmation correspondant au bloc (c) de la Figure 3.2 est détaillée en Figure 3.6 présentant les tâches essentielles. Prenant en compte les priorités, l'exécution multi-tâche des séquences, leur synchronisation calculatoire est présentée sur la Figure 3.7 pour illustrer la réalisation de l'identification en temps réel.

Dans les calculs en temps réel, il existe une période de base qui est l'intervalle ou le pas minimal de temps. Cette période de base est utilisée par le schéma d'intégration pour résoudre les équations différentielles ordinaires (EDO). Elle conditionne la précision des solutions d'EDO. La mise en œuvre temps réel impose obligatoirement un pas de temps fixe pour cette période, lui-même défini par la dynamique du système physique. La période de base correspond à un multiple de la période d'échantillonnage de la carte d'acquisition.

Par ailleurs, l'intervalle de temps utilisé pour la mise à jour de la commande, correspond à un multiple de la période ou pas de temps de base. Pour l'identification,

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

l'acquisition des données est réalisée également à un rythme correspondant à un multiple de la période de base.

Cette période de base sera notée t_e dans ce mémoire.

Comme cela est défini dans la section 3.3, t_i est la période d'échantillonnage d'identification et L_i est la longueur de la fenêtre temporelle d'identification. t_i doit être un multiple de la période de base t_e . A titre d'exemple et pour illustrer l'organisation des calculs de manière lisible, les relations suivantes entre les différents paramètres de temps sont choisies : $t_i = 4 \cdot t_e$ et $L_i = 8 \cdot t_e$.

Dans cet exemple, les tâches «entrée» (A) et «sortie» (E) sont effectuées à chaque instant $2t_e$. La tâche d'entrée peut comprendre les fonctions basiques comme le démultiplexage des différents signaux, la séparation des éléments statiques etc... La tâche de sortie correspond en inverse à la tâche d'entrée à laquelle s'ajoute l'enregistrement et l'affichage. Elles possèdent toutes le 1^{er} niveau de priorité comme présenté sur la Figure 3.7. Elles sont effectuées selon la séquence définie dans le 1^{er} niveau de priorité.

A chaque pas de temps t_i , lorsque les tâches du 1^{er} niveau de priorité sont terminées, la tâche (B) est exécutée. Elle permet d'effectuer un ré-échantillonnage et stocker les données pour l'identification. Elle possède le 2^{ème} niveau de priorité.

Lorsque l'acquisition des données est suffisante, à chaque période L_i , les tâches de 3^{ème} niveau (C) «calcul de N4SID», (D) «reconstruction du modèle modal» sont démarrées si le temps nécessaire pour terminer les tâches de 1^{er} niveau et de 2^{ème} niveau le permet. Au final, l'enregistrement et l'affichage du modèle identifié est réalisé à chaque instant de «sortie», le modèle identifié est obtenu/affiché à l'instant final de la dernière séquence 1^{er} niveau de priorité ayant lieu après la fin de l'identification, par exemple $t_0 + 2t_e$, $t_0 + 10t_e$.

▪ Résolution du problème de superposition :

Grâce à la technique multi-tâche, si la durée du calcul de la tâche (C) est supérieur à $2t_e$, la tâche (C) est suspendue et la tâche (D) est décalée. Cette suspension permet de traiter les tâches (A), (E) et éventuellement (B). La tâche (B) est traitée si la durée du calcul de (C) est supérieure à $4t_e$. Lorsque les calculs des tâches (A), (E) et éventuellement (B) sont terminées, les tâches (C) et (D) reprennent (cf. Figure 3.8, $t_0 + 10t_e$). Le problème de superposition étant résolu, le modèle de la structure évolutive peut être identifié.

Si la durée de calcul de la tâche (C) est supérieure à longueur de la fenêtre d'identification L_i , l'identification sera terminée après l'accumulation de nouvelles données qui peuvent conduire à un engorgement du processus d'identification. Dans ce cas, il est possible de jouer sur le réglage de la longueur de la fenêtre d'identification L_i pour résoudre ce problème. Dans le cas d'application présenté, l'ensemble des paramètres qui ont été choisis ne nous a pas conduit à cette situation.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

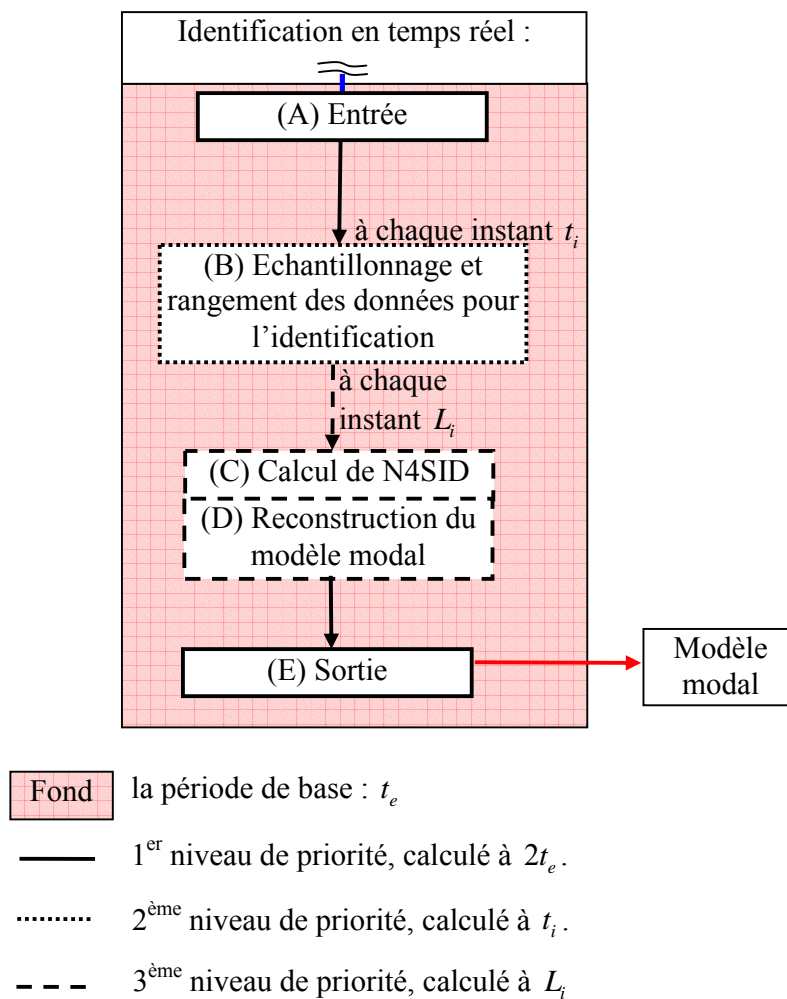


Figure 3.6 Structure et cadencement de l'identification en temps réel

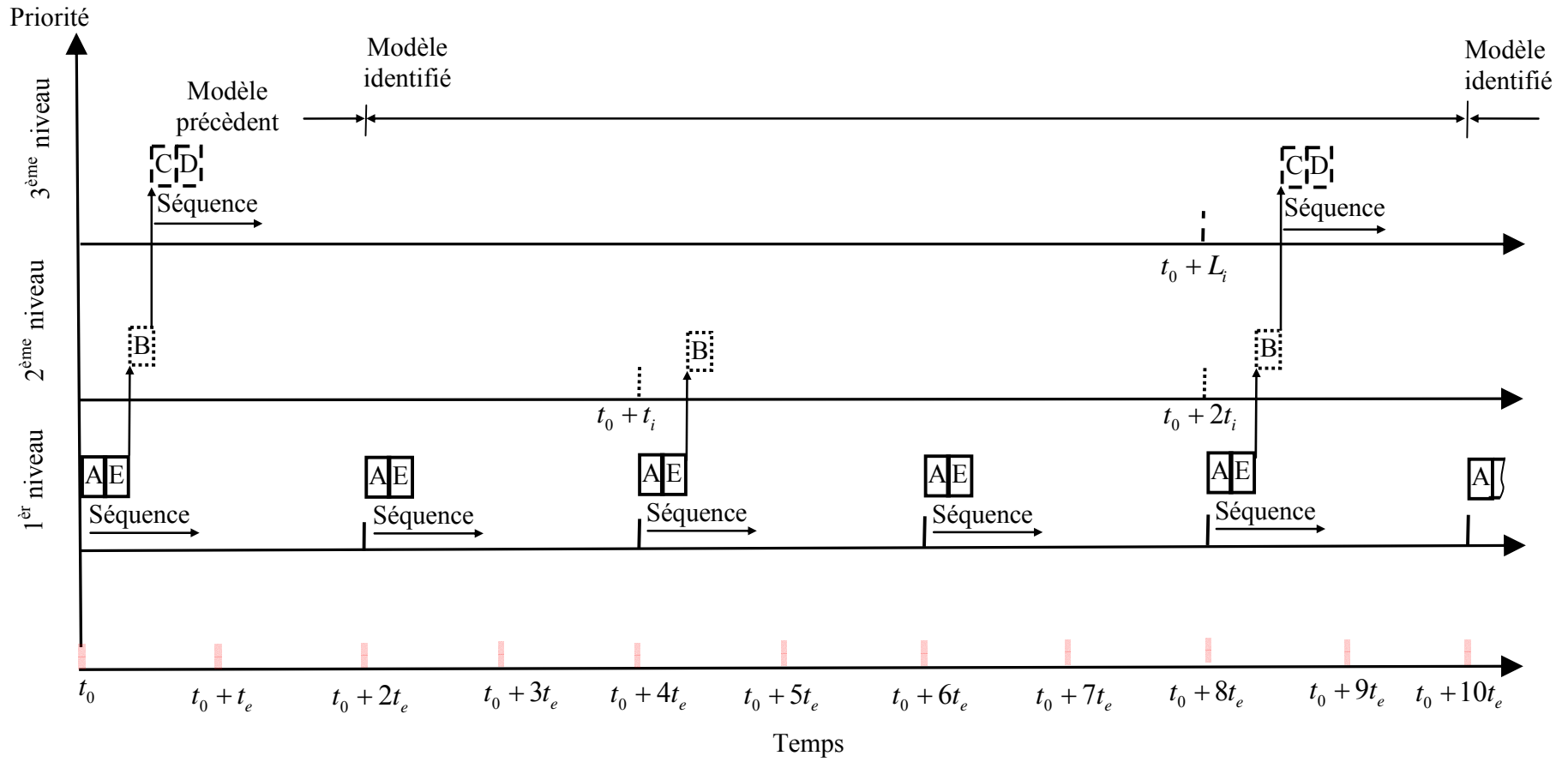


Figure 3.7 Priorités et synchronisation des séquences du calcul pour réaliser l'identification en temps réel dans le cas non superposé

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

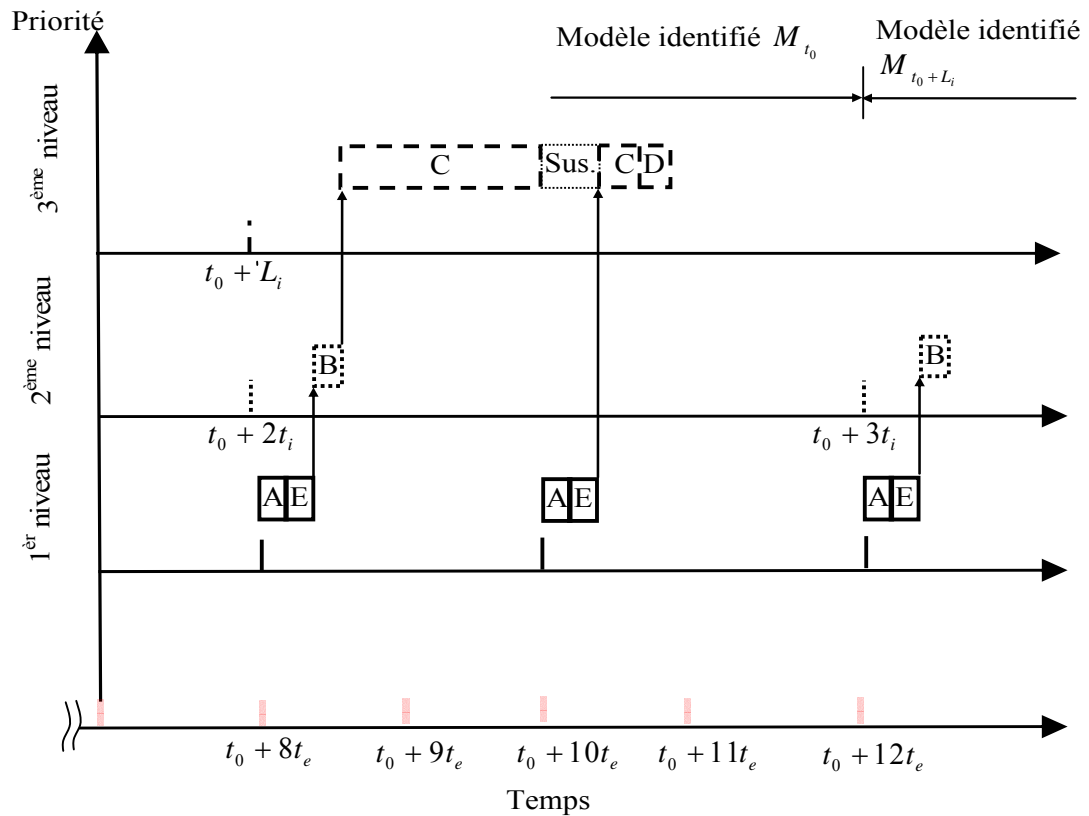


Figure 3.8 Priorités et synchronisation des séquences du calcul de réalisation de l'identification en temps réel dans le cas superposé

3.4.3. Validation de l'identification en temps réel

Pour cela, une identification hors ligne à l'aide d'une technique traditionnelle est réalisée et sera prise comme référence pour la suite. Elle est nécessaire pour obtenir les informations modales initiales de la structure. Les résultats de l'identification en temps réel pourront alors être comparés avec ceux de la référence pour permettre sa validation. Par convention, chaque mode est normalisé par rapport à sa première composante. Les résultats identifiés par l'analyseur présentés dans le Tableau 3.1 donnent les fréquences propres et les formes modales pour la position de la masse mobile correspondant à l'extrémité de la tige ($L_{m3} = 0.342$ m).

	$s = 1, 1^{\text{er}} \text{ mode}$	$s = 2, 2^{\text{ème}} \text{ mode}$	$s = 3, 3^{\text{ème}} \text{ mode}$
Pulsation(Fréquences)	41.88 rad/s (6.67 Hz)	106.5rad/s (16.96 Hz)	141.7 rad/s (22.55 Hz)
Forme modale $s = 1,2,3$			
ϕ_{1s}/ϕ_{1s}	1	1	1
ϕ_{2s}/ϕ_{1s}	1.76	0.11	-1.56
ϕ_{3s}/ϕ_{1s}	2.14	-0.91	1.41

Tableau 3.1 Résultats de l'analyse modale expérimentale hors ligne obtenus par l'analyseur

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

Puis les paramètres de l'identification en temps réel sont réglés pour obtenir une bonne performance de l'identification, ils sont choisis lorsque la structure est figée ($L_{m3} = 0.342$ m). Ces paramètres d'identification sont maintenus dans toute la suite de l'étude.

En considérant la fréquence d'échantillonnage utilisée par le contrôle et pour garantir l'exactitude des solutions d'EDO, le temps de base t_e assurant une reconstruction cohérente avec les fréquences modales peut être fixé à $1/2000$ s. Cette valeur est basée sur l'expérience de travaux antérieurs [74].

En considérant la modification des caractéristiques modales et le bruit environnemental, les filtres numériques de Simulink sont réglés dans la bande fréquentielle d'intérêt [2Hz – 40Hz].

Un temps d'échantillonnage d'identification de t_e s'avère trop rapide. En effet, la performance d'identification est mauvaise même si le critère de Shannon est respecté. Une manière d'adapter les fréquences d'échantillonnage consiste à pratiquer un ré-échantillonnage des signaux pour l'identification [74]. A titre d'exemple, les résultats obtenus pour deux ré-échantillonnages sont comparés sur la Figure 3.9 lorsque la structure est figée et la longueur de la fenêtre d'identification est réglée à 1s. Les ré-échantillonnages sont choisis avec un facteur de deux, soit une période d'échantillonnage de $1/1000$ s, et un facteur de dix, soit une période d'échantillonnage est $1/200$ s. La 1^{ère} fréquence identifiée est fortement influencée par les différents ré-échantillonnages. Mais pour les fréquences plus hautes, l'influence est faible (Figure 3.9b). Pour les formes modales, il n'existe pas de grande différence entre les différentes périodes d'échantillonnage, par exemple ϕ_{31}/ϕ_{11} sur la Figure 3.9c. Donc après plusieurs essais, la période d'échantillonnage de l'identification t_i est ré-échantillonnée à $1/200$ s. Cette fréquence (200Hz) correspond à environ 10 fois celle de la fréquence maximale d'intérêt. Elle respecte le critère de Shannon pour les modes ciblés.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

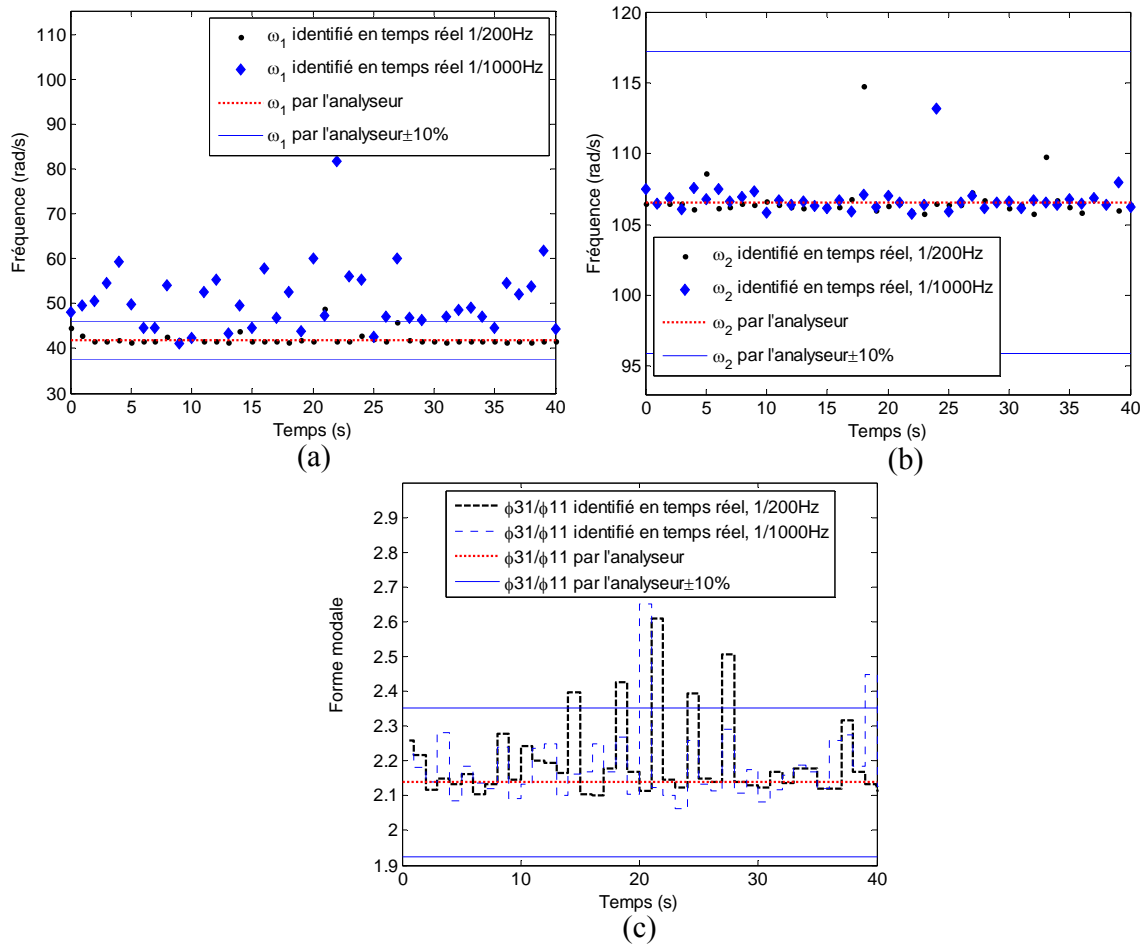


Figure 3.9 Caractéristiques modales identifiées en temps réel pour deux temps d'échantillonnage lorsque $L_{m3} = 0.342$ m et pour une longueur de la fenêtre d'identification de 1s

Différentes longueurs de la fenêtre d'identification L_i sont comparées Figure 3.10 pour permettre l'optimisation de celle-ci. La structure est figée, la période d'échantillonnage d'identification est fixée à 1/200s, trois longueurs sont présentées : 200 points (soit 1s), 400 points (soit 2s), 600 points (soit 3s). Seul le 1^{er} mode identifié est présenté car il peut être influencé par la longueur de la fenêtre. Il peut être constaté sur la Figure 3.10 que les résultats de l'identification comportent des écarts très différents selon la longueur de la fenêtre par rapport aux résultats de l'analyseur. L'écart minimum est obtenu pour une longueur de fenêtre de 600 points. Cependant, considérant le fait que plus la longueur est importante, plus l'évolution est transparente et le temps de calcul est long, le choix proposé est une longueur L_i de 400 points qui donnent des écarts proches de ceux de la longueur de 600 points.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

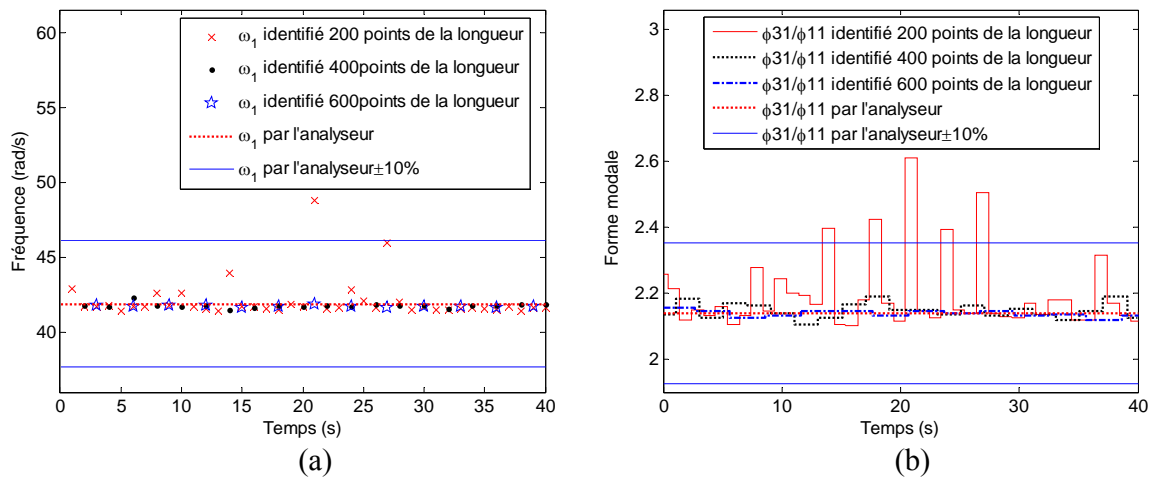


Figure 3.10 Caractéristiques du 1^{er} mode identifiées en temps réel pour trois longueurs de fenêtre d'identification lorsque $L_{m3} = 0.342$ m et pour un temps d'échantillonnage d'identification de 1/200s

Les résultats identifiés en temps réel et ceux obtenus hors ligne par l'analyseur (cf. Tableau 3.1) sont présentés sur la Figure 3.11, avec les composantes les plus significatives comme ϕ_{21}/ϕ_{11} , ϕ_{31}/ϕ_{11} , ϕ_{22}/ϕ_{12} , ϕ_{32}/ϕ_{12} , ω_1 et ω_2 . Les courbes correspondantes permettent la comparaison : les 1^{ère} et 2^{ème} fréquences propres sont toujours quasiment identiques aux valeurs obtenues par l'analyseur (cf. Figure 3.11a, b) ainsi que la 3^{ème} fréquence propre. Pour les 1^{er} et 3^{ème} modes, les écarts entre les formes modales identifiées en temps réel et par l'analyseur sont quasiment inférieurs à 10% comme la 2^{ème} et la 3^{ème} composante de la 1^{ère} forme modale (cf. Figure 3.11c). Mais pour la 2^{ème} forme modale, il existe de grands écarts entre les résultats de l'analyseur et les résultats identifiés (cf. Figure 3.11d, f) surtout pour ϕ_{22}/ϕ_{12} (plus de 20%).

Donc les paramètres choisis (longueur de fenêtre, fréquence de ré-échantillonnage, ...) permettent d'obtenir une assez bonne performance d'identification en temps réel lorsque la structure est figée.

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

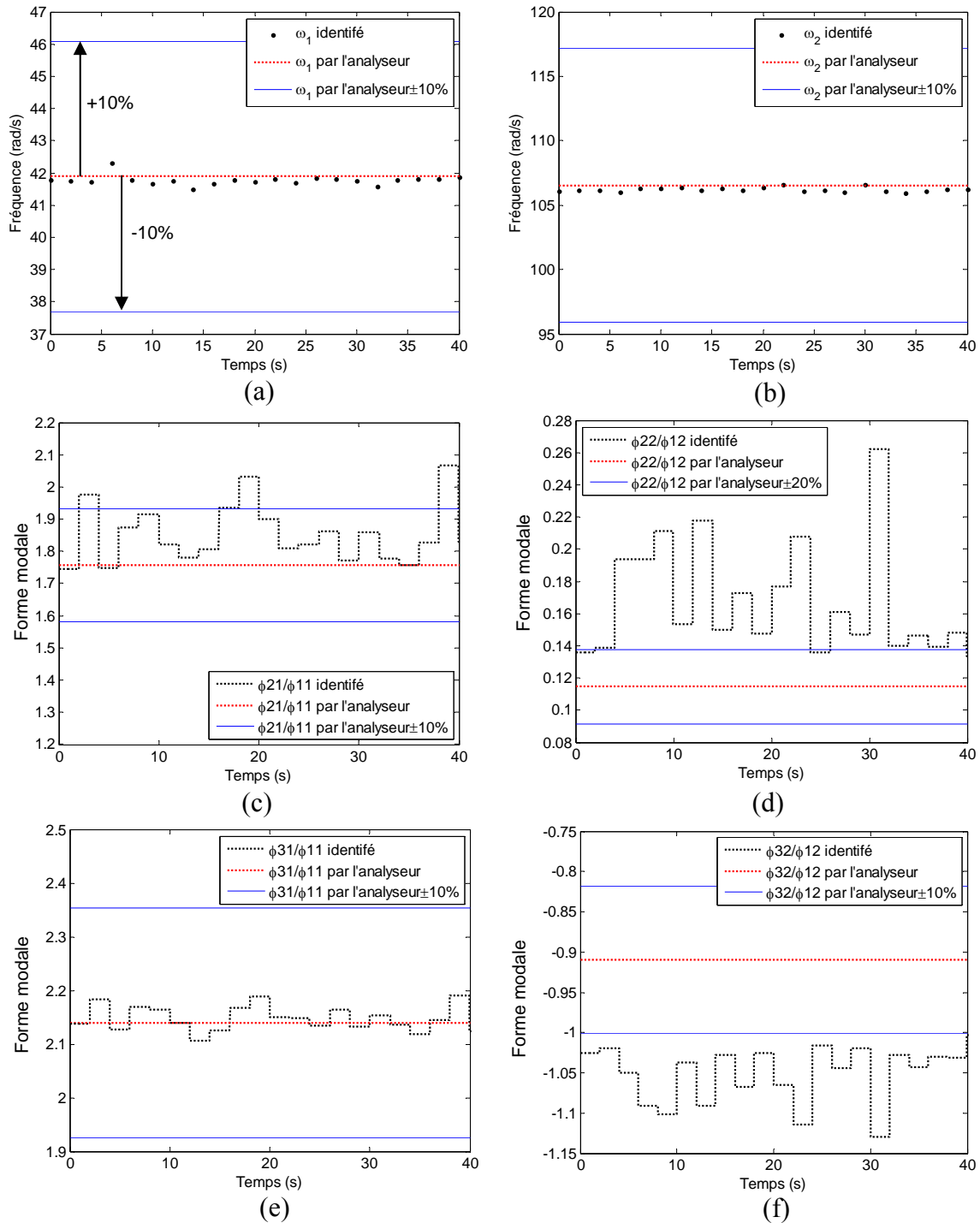


Figure 3.11 Caractéristiques modales identifiées en temps réel lorsque $L_{m3} = 0.342$ m

Enfin, pour illustrer sa capacité à détecter le changement de comportement de la structure évolutive, l'identification en temps réel est effectuée lorsque la masse mobile se déplace vers le haut avec une vitesse de 8.1mm/s qui est estimée en mesurant le temps et la distance entre le démarrage et l'arrêt de la masse mobile.

Les résultats identifiés expérimentaux sont comparés avec les valeurs théoriques obtenues par simulation. Utilisant les mêmes paramètres d'identification que ceux des

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

paragraphe précédents, les résultats identifiés significatifs lors de l'évolution concernant le 2^{ème} mode comme, ϕ_{22}/ϕ_{12} , ϕ_{32}/ϕ_{12} , ω_2 sont présentés sur la Figure 3.12. Les écarts entre identification expérimentale et résultats théoriques sont plus importants lorsque l'inversion de la forme modale a lieu dans l'intervalle de temps [8s-10s] ($L_{m3} = [0.277\text{m}-0.261\text{m}]$). Il est à remarquer que la position de l'inversion lorsque la masse se déplace est presque identique à celle obtenue dans le chapitre 2 section 2.3.3 où elle est évaluée à l'aide des courbes d'accélération fournies pour des positions fixes incrémentées. L'identification en temps réel pendant l'évolution fonctionne donc bien. Pour les 1^{er} et 3^{ème} modes, les résultats ne sont pas présentés ici cependant il a été constaté que les écarts entre les fréquences identifiées et théoriques sont inférieurs à 10%.

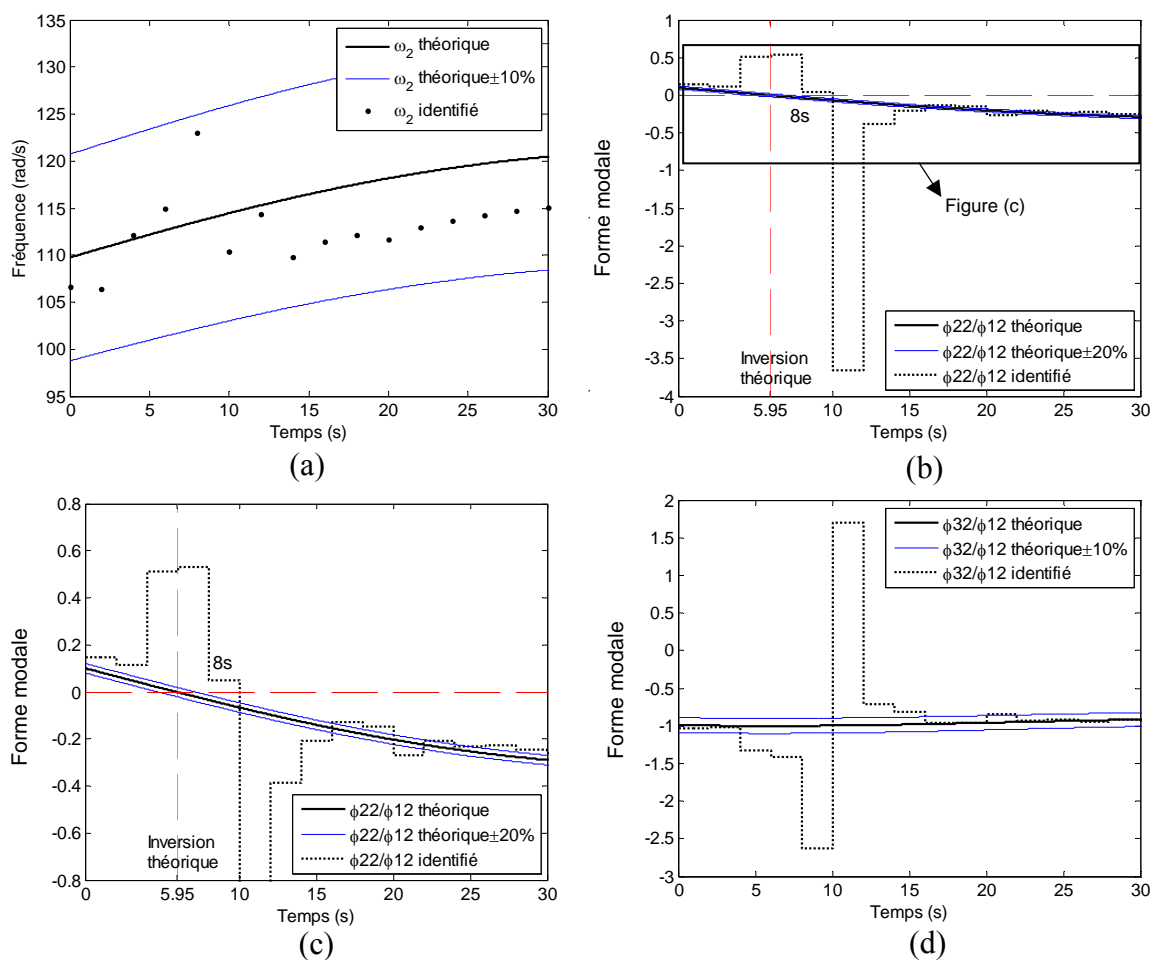


Figure 3.12 Caractéristiques modales identifiées en temps réel lorsque la masse mobile bouge

Les écarts importants proches de la position de l'inversion du 2^{ème} mode peuvent être expliqués de la manière suivante. Lorsque l'instant d'inversion est proche, l'accélération de la 2^{ème} masse qui est excitée à la 2^{ème} fréquence de résonance présente une amplitude très faible. Ainsi, l'identification n'a pas accès à des informations suffisamment discernantes. Limité par les conditions de l'expérience (par exemple la longueur de fenêtre de l'identification), il est donc difficile de connaître la position précise de l'inversion. Cet inconvénient intervient aussi

3. CHOIX DU MODÈLE MODAL IDENTIFIÉ

dans le contrôle autoadaptatif présenté dans le chapitre suivant. Les résultats modaux identifiés sont plus lisibles par simulation et seront donc discutés dans le chapitre suivant à l'aide de la simulation.

Une longueur de fenêtre plus importante permet d'obtenir plus de données mesurées pour l'identification, même si certaines données sont peu discernantes. De même, une bande fréquentielle d'intérêt plus restreinte peut limiter l'influence du bruit environnemental et de la perturbation. Donc sur l'application présentée dans l'expérience, si la longueur de la fenêtre d'identification est augmentée (par exemple 600 points, 3s) et la bande fréquentielle d'intérêt est plus précise (par exemple [4Hz – 29Hz]), les résultats identifiés peuvent être améliorés au moment de l'inversion de formes modales (cf. 2^{ème} mode identifié sur la Figure 3.13). On constate que cette amélioration agit surtout sur les 1^{er} et 2^{ème} mode. Ces longueur et bande fréquentielle seront utilisées et discutées dans le chapitre sur le contrôle autoadaptatif. Cependant, ces choix vont abaisser la rapidité de l'identification du modèle modal pénalisant ainsi le repérage du changement de comportement.

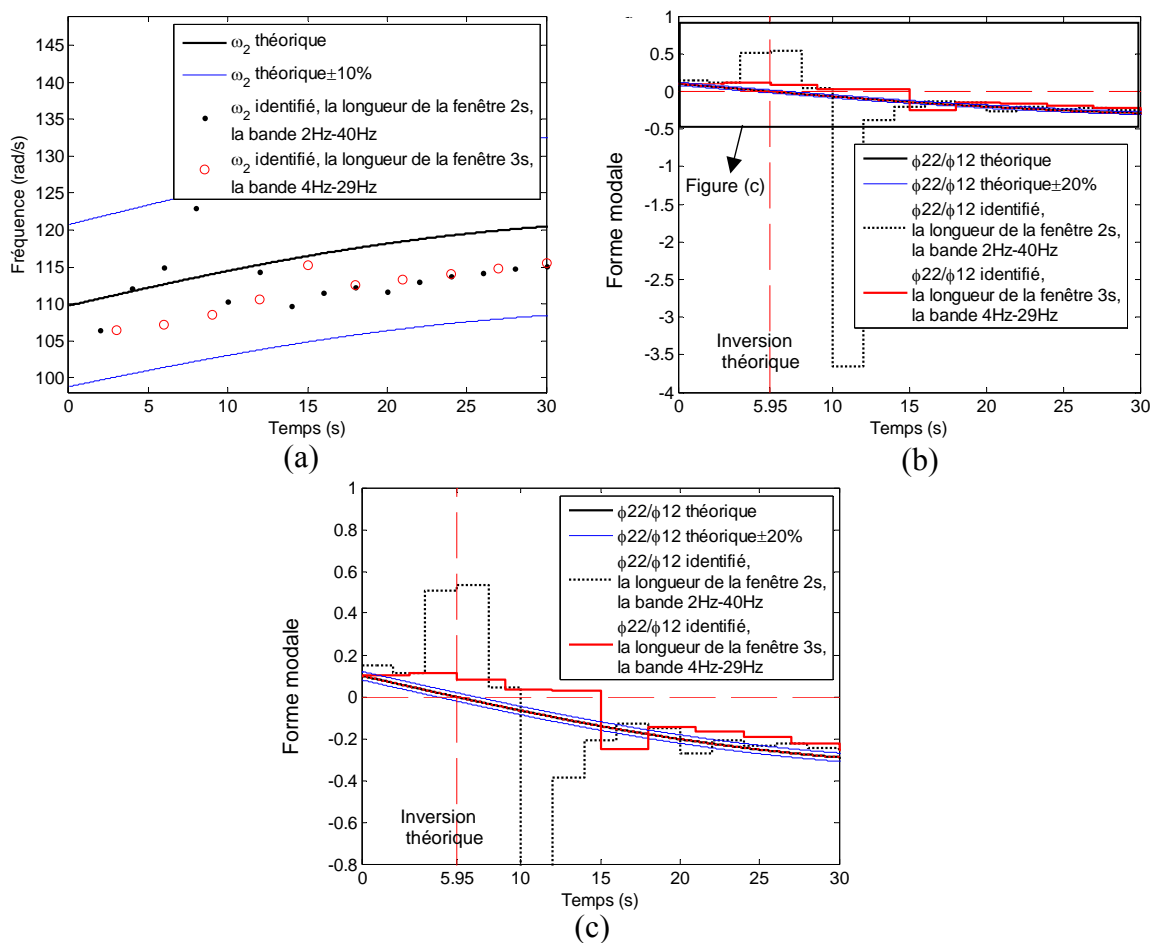


Figure 3.13 Caractéristiques modales identifiées en temps réel pour deux longueurs de fenêtre (2s et 3s) et deux bandes fréquentielles d'intérêt (2Hz-40Hz et 4Hz-29Hz)

3.5. Conclusion

L'identification du modèle modal en temps réel a été présentée dans ce chapitre. En utilisant la méthode N4SID, un modèle général avec un état quelconque est obtenu. A partir de ce modèle et sous la condition qu'il existe au moins une paire d'actionneur et de capteur placés au même DDL, une reconstruction modale est possible. Elle permet de transformer le modèle général en modèle modal sous la représentation d'état.

Considérant le calcul en temps réel, les contraintes de la programmation expérimentale et les limites techniques qui ont été prises en compte, l'expérimentation a permis de valider l'efficacité de l'identification du modèle modal sur le démonstrateur choisi.

Effectuée en temps réel et en boucle ouverte, l'identification permet de suivre l'évolution du comportement modal avec une précision jugée suffisante. Au moment de l'inversion des formes modales, l'identification des formes modales est délicate, ceci est illustré avec la 2^{ème} forme modale dans cette structure 3DLL. En revanche, les fréquences propres sont identifiées avec une relative facilité d'identification.

Dans le chapitre suivant, l'identification sera réalisée en boucle fermée en présence du contrôle, pour réactualiser le modèle du contrôleur nécessaire à l'évolution du système du contrôle en temps réel.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

L'instabilité du contrôle qui provient de l'évolution des structures a été étudiée et mise en évidence dans le deuxième chapitre. Il a été montré que dans le cas d'un contrôle basé sur un modèle, une cause fréquente d'instabilité peut provenir du modèle lui-même qui n'est pas fidèle à la structure réelle. Dans le cadre du contrôle modal, la variation de fréquence et surtout l'inversion de formes modales sont les causes de cet écart. Pour déceler ces évolutions et reconstruire un modèle suffisamment fidèle à la structure réelle, notamment sous une forme de représentation modale mécanicienne, l'identification en temps réel a été présentée dans le troisième chapitre.

L'identification fournit un modèle fidèle de la structure évolutive en temps réel au contrôle qui peut par conséquent être réactualisé et s'adapter automatiquement à la structure évolutive. Le contrôle autoadaptatif est ainsi obtenu moyennant un certain nombre de contraintes et de réglages spécifiques.

L'objectif de ce chapitre est de mettre en évidence tout d'abord les problèmes et les limites physiques actuelles associés à un fonctionnement couplé de l'identification et du contrôle afin de poser le principe du contrôle autoadaptatif faisant l'objet de cette thèse.

Dans la première section, les conditions pour réaliser l'identification en boucle fermée et le contrôle sont tout d'abord présentés. Ensuite, le principe du contrôle modal autoadaptatif est donné dans la deuxième section, suivi d'une section consacrée aux contraintes liées à la corrélation des signaux. La stabilité et les performances sont étudiées par simulation dans la troisième section. Enfin, cette méthode est validée par l'expérience.

4.1. Cadre de la liaison identification/contrôle

Tout d'abord les limites physiques et les contraintes de l'identification et de la réactualisation du contrôle sont rappelées dans cette section.

Pour garantir la qualité du modèle identifié qui sera utilisé dans la réactualisation du contrôle, l'identification et le contrôle doivent respecter toutes les limites physiques et théoriques définies dans la section 3.3:

- la longueur de la fenêtre temporelle d'identification, liée à la première fréquence de la structure et à la vitesse d'évolution de ses caractéristiques,

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

- la fréquence d'échantillonnage, doit être nettement plus rapide que la plus haute fréquence contrôlée ou observée à un instant donné de la structure évolutive,
- la bande de fréquence d'intérêt et densité modale qui définit l'ordre du modèle.

Les contraintes de puissance du système informatique limitent actuellement les possibilités de la méthode présentée :

- à partir du modèle identifié, le processus de réactualisation du contrôle doit être relativement continu et ne pas être brutal comme cela a été montré dans la section 2.4, le glissement progressif du contrôle pouvant être une solution future,
- l'identification proposée ne sera donc pas récursive car la réactualisation du contrôleur gourmande en puissance informatique ne peut être envisagée à chaque période d'échantillonnage.

Ainsi, dans cette thèse, les caractéristiques de la structure ne doivent donc pas évoluer trop rapidement.

4.2. Principe du contrôle modal autoadaptatif

Le contrôle modal autoadaptatif proposé et testé est basé sur le contrôle modal optimal et l'identification du modèle modal.

Respectant les limites physiques et théoriques présentées dans la section précédente, l'identification du modèle modal est effectuée systématiquement avec les contraintes imposées en temps réel. Un identificateur est donc introduit dans la boucle du contrôle modal. L'identification dite ici « systématique » permet de réactualiser le modèle modal à une fréquence définie et invariable. L'identificateur étant introduit dans la boucle fermée de contrôle, l'identification de type approche directe est utilisée dans ce mémoire car elle est la plus simple et permet d'obtenir le modèle de la structure elle-même utilisé par l'algorithme de contrôle.

Le contrôle modal autoadaptatif est présenté schématiquement en détail sur la Figure 4.1.

La structure évolutive (a) est contrôlée à l'aide de la boucle du contrôle modal à laquelle un identificateur en temps réel (b) est ajouté. Cette identification en temps réel des paramètres modaux est déclenchée systématiquement pour identifier cette structure. L'identificateur a besoin de trois types des signaux :

- des signaux choisis et imposés r pour réaliser une identification performante,
- les commandes du contrôle u ,

(ces deux types de signaux jouent le rôle d'excitateurs)

- les grandeurs de sortie y correspondant aux signaux de réponse de la structure contrôlée.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Le modèle identifié (c) est utilisé pour réactualiser le modèle de l'observateur (h) et aussi pour optimiser et réactualiser les gains de l'observateur (g) ainsi que les gains du contrôleur (f). Les algorithmes de contrôle choisis doivent donc permettre l'utilisation directe des résultats de l'identification tout en permettant une optimisation du contrôleur. Ainsi, les gains du contrôleur seront optimisés grâce aux algorithmes LQ (d) et LQG (e) à partir du modèle modal réactualisé (cf. Figure 4.1).

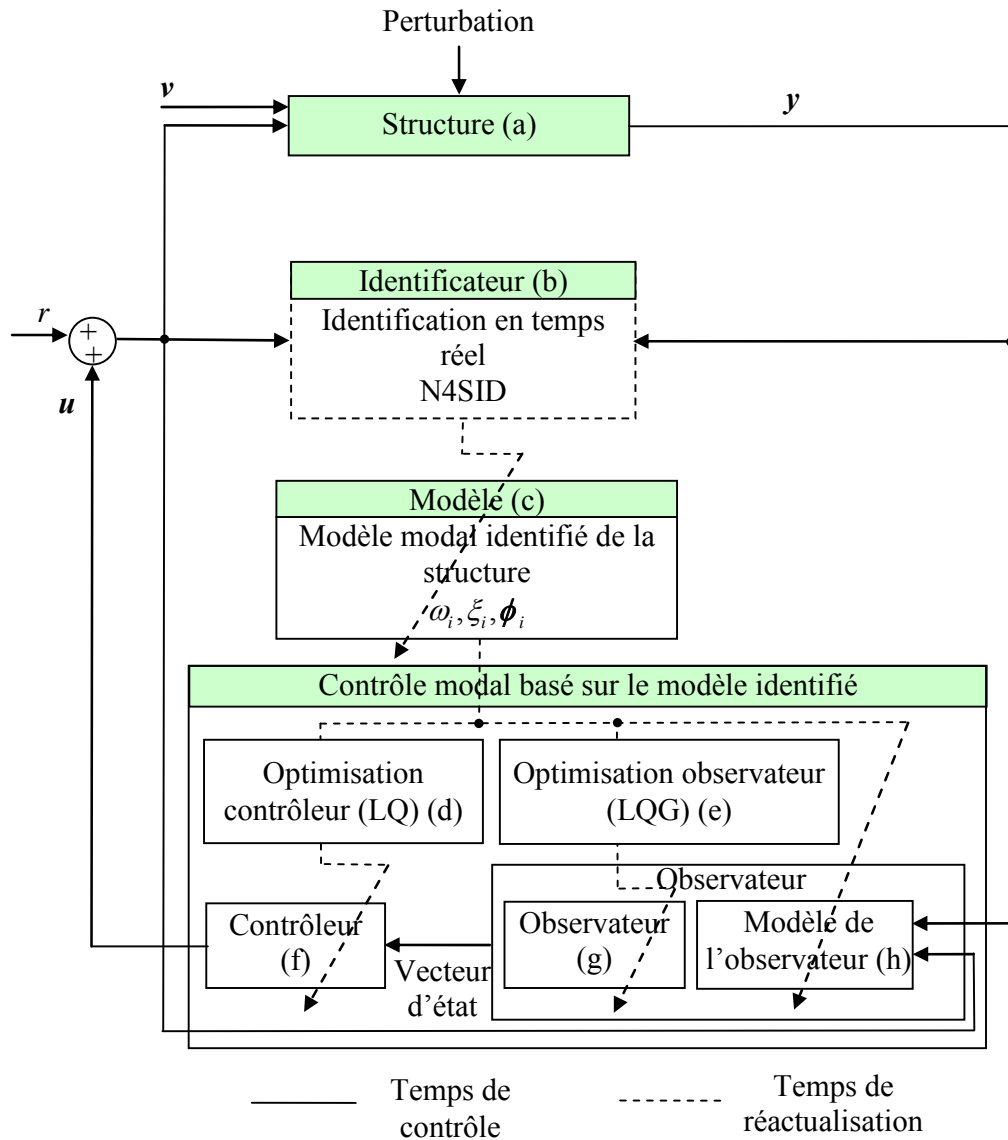


Figure 4.1 Principe du contrôle modal autoadaptatif

Les matrices de pondération \mathbf{Q} , \mathbf{R} utilisées pour l'optimisation du contrôleur sont déterminées à partir de l'état initial de la structure. \mathbf{Q} , \mathbf{R} restent donc constants. De même les matrices de pondération \mathbf{Q}_{obs} , \mathbf{R}_{obs} sont obtenues à partir du réglage initial, sachant que l'évolution des gains doit être relativement continue dans le domaine d'évolution des caractéristiques de la structure. Les matrices de pondération à l'état initial sont déterminées par tâtonnement et en fonction des objectifs de performance et de consommation choisis.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Le but du contrôle est de rejeter le mieux et le plus rapidement possible les perturbations transitoires de la structure.

Dans ce cadre, deux hypothèses sont faites :

- toutes les perturbations prises en compte dans ce mémoire sont supposées ne pas modifier le comportement dynamique de manière persistante,
- l'évolution de la structure est supposée être lente et douce ce qui permet d'obtenir un modèle identifié assez précis.

La présence d'actionneurs permet d'utiliser des signaux d'excitation choisis pour améliorer la performance de l'identification en boucle fermée. Ainsi, des signaux d'excitation r (cf. Figure 4.1), persistants et excitant la bande de fréquence d'intérêt sont ajoutés aux signaux de commande du contrôle u .

4.3. Contraintes de la méthode : problème de corrélation

Une identification étant utilisée dans le contrôle autoadaptatif, les problèmes de corrélation des signaux doivent être étudiés, d'autant plus délicats que le système est bouclé. En effet, l'excitation est en partie construite à partir des réponses du système bouclé, conduisant à une corrélation entre excitation et réponse. Dans le cadre du contrôle modal, la commande est construite à partir des gains de contrôle appliqués proportionnellement à l'état de la structure, mais cet état est reconstruit de l'observateur qui est un filtre. Par contre, la contrainte de co-localisation induite par la reconstruction modale impose d'avoir une excitation et une réponse localisées sur le même DDL et donc fortement liées entre elles.

Une solution pour pallier ce problème de corrélation consiste à introduire une excitation indépendante maîtrisée, ajoutée à la commande et suffisamment excitante et persistante. Cette excitation peut être appliquée au système contrôlé dans son ensemble (identification indirecte) ou vue comme une excitation supplémentaire du système en boucle ouverte (identification directe). Le choix de l'identification directe retenu dans cette thèse s'appuie sur deux considérations :

- d'une part, cette identification repose sur le système non amorti par le contrôleur, les systèmes peu amortis étant généralement plus faciles à identifier,
- d'autre part, elle conduit à l'estimation directe du modèle de la structure, sans compensation du modèle identifié par le modèle du contrôleur seul. Ceci permet également de limiter la charge de calcul après identification.

Cette excitation indépendante supplémentaire est maîtrisée, elle peut donc être construite pour améliorer les performances d'identification. Dans ce travail, le signal d'excitation retenu r est un bruit blanc large bande dont l'amplitude sera réglée pour exciter

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

suffisamment la structure tout en limitant la contre réaction du contrôleur, donc l'excitation due à cette sollicitation.

Pour déterminer cette excitation, plusieurs indicateurs sont mis en place afin de déterminer le bon compromis d'identification :

- le niveau d'excitation doit être supérieur aux bruits liés à l'environnement,
- le niveau d'excitation doit être limité pour éviter la prépondérance de son effet dans la commande.

Ces excitations apparaissent sur le schéma de principe (Figure 4.1) par les signaux de commande u , les signaux d'excitation maîtrisée r et les bruits environnementaux v . Les signaux de type bruit blanc r ajoutés à la commande u excitent la structure (cf. Figure 4.1.). Le niveau de ces bruits blancs r est choisi afin d'être plus important que les bruits environnementaux v qui sont vus comme une perturbation permanente naturelle mais non maîtrisée. Le niveau des bruits environnementaux v peut être déterminé par simulation pour représenter une application réaliste.

Le niveau du bruit blanc r doit être réglé pour obtenir une bonne identification. Ainsi un facteur de niveau α est défini et représente la proportion entre l'énergie du signal d'identification r et le bruit environnemental v :

$$\alpha = \frac{\int_0^t r^2 dt}{\int_0^t v^2 dt} \quad (4.1)$$

En pratique, le rapport signal/bruit sera utilisé pour caractériser l'émergence de cette excitation par rapport aux bruits environnementaux :

$$RSB = 10 \log_{10}(\alpha) \quad (4.2)$$

Dans le cadre de thèse, les travaux se sont limités au cas d'un seul actionneur (une seule commande u et une seule excitation r), et d'un seul bruit environnemental v mais le principe pourrait éventuellement être généralisé aux cas multi entrées.

La corrélation entre les excitations $u + r$ et réponses peut donc être caractérisée par un coefficient de covariance relatif à chaque réponse mesurée y_i :

$$c_{ai} = Cov(u + r, y_i) \quad (4.3)$$

Si $c_{ai} \approx 0$, la corrélation est donc très faible et les résultats d'identification peuvent être considérés comme suffisamment précis. Comme on le verra par la suite, une valeur plus importante pour le coefficient de covariance pour le couple actionneur-capteur colocalisé pourra être tolérée.

4.4. Stabilité et performances dans le cas de la structure 3DDL

Dans cette section, les simulations sont effectuées sur la structure 3DDL identique à celle présentée dans les deuxième et troisième chapitres pour mettre en évidence les points suivants.

Tout d'abord, le principe de réactualisation sera validé sur les aspects de stabilité du contrôle et de continuité de la réactualisation sur la structure évolutive.

Ensuite, la performance de l'identification en boucle fermée sera étudiée.

Enfin, la performance du contrôle autoadaptatif de vibrations sera évaluée avec un environnement bruité et une perturbation type.

Les paramètres choisis pour toutes les simulations de cette section sont les suivants :

- fréquence d'échantillonnage de 1000 Hz pour le contrôle et l'identification (le ré-échantillonnage n'est pas nécessaire),
- bande fréquentielle d'intérêt [2Hz – 50Hz] (les signaux sont filtrés numériquement),
- longueur de la fenêtre de réactualisation et d'identification identique de 500 points (0,5s).

4.4.1. Validation du principe de réactualisation

Dans cette partie, les matrices de pondération \mathbf{Q} , \mathbf{R} , \mathbf{Q}_{obs} , \mathbf{R}_{obs} de la partie 2.3.2 dans laquelle un contrôle optimal performant a été réglé et reste stable jusqu'à l'inversion des formes modales sont utilisées. La réactualisation réalisée dans la partie présente porte sur les gains \mathbf{G} du contrôleur et \mathbf{L} de l'observateur ainsi que le modèle de l'observateur utilisant le modèle modal identifié (\mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D}).

La stabilité du contrôle dans cette partie est évaluée de façon quasi-statique, la vitesse de déplacement de la masse étant fixée à une valeur très faible de 0.71mm/s, ceci afin de comparer les résultats statiques de la partie 2.3.2

Dans cette partie seront présentés successivement la façon de régler l'excitation r , la modification des pôles permettant de démontrer la stabilité, et enfin, la continuité de la commande malgré la réactualisation du contrôle.

Dans les simulations, aucune perturbation et bruit environnemental ne sont considérés (cf. Figure 4.2). Comme dans la simulation présentée dans [65], ou l'expérimentation présentée dans [74] portant sur une structure différente, il est nécessaire d'obtenir le niveau adéquat du signal d'excitation maîtrisé r utilisé pour obtenir l'identification la plus performante possible. Une expérimentation en boucle ouverte sur la structure seule est donc tout d'abord réalisée. L'avantage lié est d'éliminer les problèmes associés à l'utilisation de la boucle fermée : amortissement important et corrélation des signaux.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Dans un deuxième temps, le contrôle est connecté. r est réglé une nouvelle fois pour garantir les covariances (4.3) suffisamment faibles. Pour la structure choisie, r est réglé à une valeur r_0 définie de la façon suivante. La fonction de covariance (4.3) est calculée à partir des niveaux d'accélération (a_1, a_2, a_3) et de l'excitation ($r_0 + u$). Les valeurs de corrélation correspondantes sont présentées dans le Tableau 4.1. On constate que les facteurs c_{α_1} et c_{α_3} sont quasi nuls. Comme l'excitation ($r_0 + u$) est appliquée sur le 2^{ème} pendule dont la réponse (a_2) est mesurée, c_{α_2} est naturellement plus grand que c_{α_1} et c_{α_3} . Après comparaison des résultats des différentes identifications correspondantes présentées dans la partie suivante, il s'avère que le choix de $\sqrt{\text{var}(r_0)} = 3.17 \text{ N}$ est satisfaisant. Il sera conservé pour toutes les simulations suivantes.

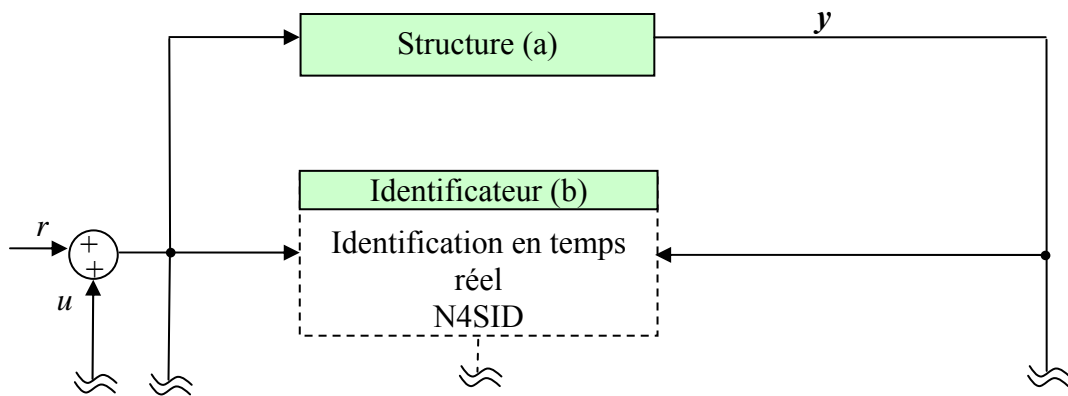


Figure 4.2 Contrôle avec identification systématique sans perturbation ni bruit environnemental v

	Accélération 1	Accélération 2	Accélération 3
Valeur de c_{α_i}	$c_{\alpha_1} = 0.0163$	$c_{\alpha_2} = 1.9291$	$c_{\alpha_3} = 0.0242$

Tableau 4.1 Valeurs des covariances avec r_0

L'évolution des pôles du contrôleur et de l'observateur est présentée sur la Figure 4.3. Lorsque la masse mobile se déplace vers le haut jusqu'à la position d'inversion, les pôles du contrôleur se déplacent vers la droite du plan complexe. Puis, à partir de la position de l'inversion de formes modales ($L_{m3}=0.294\text{m}$) jusqu'à la position la plus haute, les pôles du contrôleur retournent à gauche. Avec cette réactualisation, tous les pôles restent dans le demi plan gauche du plan complexe avec un amortissement suffisant (sauf à l'endroit proche de l'inversion). Donc la stabilité de la structure contrôlée et observée est garantie.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

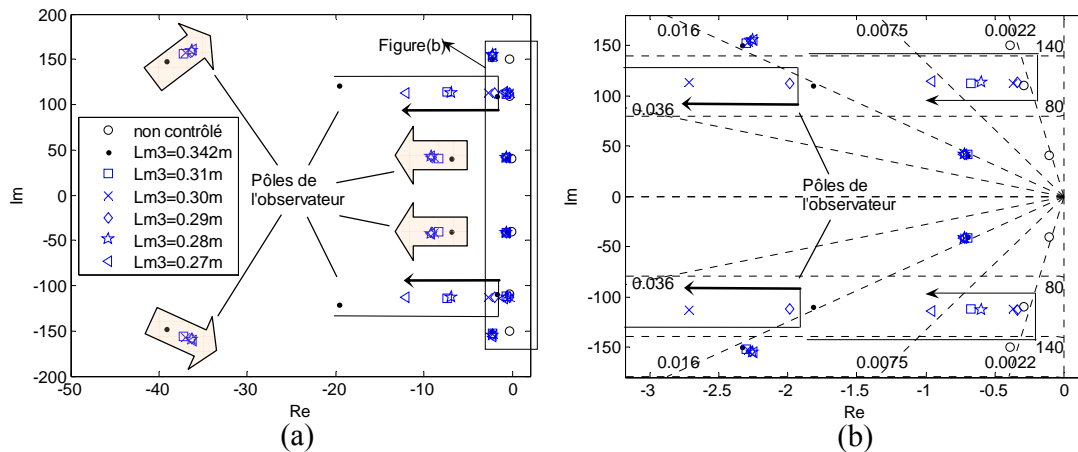


Figure 4.3 Position des pôles dans le cas des contrôleur G et observateur L réactualisés

(a) pôles, (b) détail

La fréquence d'échantillonnage commune à l'identification et au contrôle a été fixée à 1000 Hz. Comme indiqué précédemment, la taille de la fenêtre d'identification est fixée à 500 points (0,5s) ce qui permet d'obtenir avec qualité le premier mode identifié. La période de la réactualisation est donc réglée à 0.5s ce qui permet de déceler le plus rapidement possible les changements modaux qui proviennent du mouvement de la masse mobile. L'identification et la réactualisation du contrôle « systématiques » sont réalisées toutes les 0.5s, sans point de recouvrement.

De cette façon, les modifications du modèle sont suffisamment continues sauf près de l'instant d'inversion (67.09s selon la vitesse de cette simulation) où le modèle identifié est insuffisamment précis. Mis à part l'instant d'inversion (67.09s), l'évolution des gains du contrôleur et de l'observateur est relativement continue. Au moment de l'inversion, l'imprécision de l'identification induit le changement brutal des gains du contrôleur et de l'observateur (cf. Figure 4.4). A titre d'exemple, l'effet de l'inversion du deuxième mode sur les gains du contrôleur est présentée sur la Figure 4.4 par l'intermédiaire de l'évolution des 2^{ème} (déplacement modal du 2^{ème} mode) et 5^{ème} (vitesse modale du 2^{ème} mode) composantes du gain du contrôleur. Les détails et discussions sur ce point seront présentés dans la section 4.4.2.

Par ailleurs, la continuité de la commande est étudiée où deux éléments perturbateurs sont à prendre en considération :

- l'excitation r_0 de type bruit blanc, nécessaire à la qualité de l'identification qui induit des réponses indésirables de la structure ayant pour conséquence la génération de forces perturbatrices par l'intermédiaire du contrôle. La valeur de r_0 doit donc être également un compromis entre la qualité de l'identification et la perturbation parasite induite par le contrôleur,

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

- la réactualisation du contrôle, qui a un effet d'autant moins perturbant sur la commande que l'identification est systématique. En effet il peut être observé sur la Figure 4.5b que l'effet du contrôle n'est pas brutal aux instants de réactualisation. En revanche, au moment de l'inversion des formes modales, le modèle identifié avec une précision insuffisante induit un changement brutal des gains du contrôle, ce qui induit un saut de la force de contrôle (cf. Figure 4.4a et Figure 4.5a).

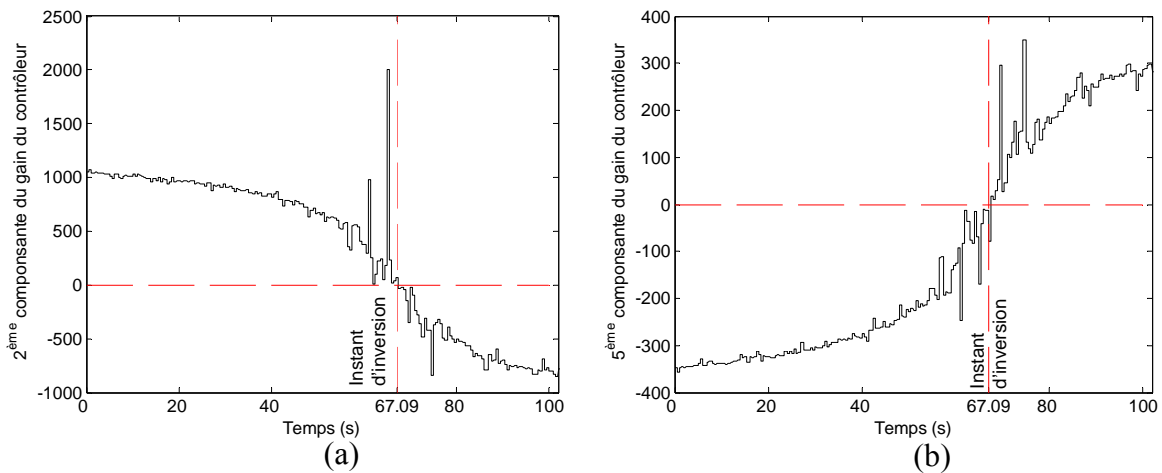


Figure 4.4 Evolutions du gain du contrôleur : (a) 2^{ème} composante et (b) 5^{ème} composante

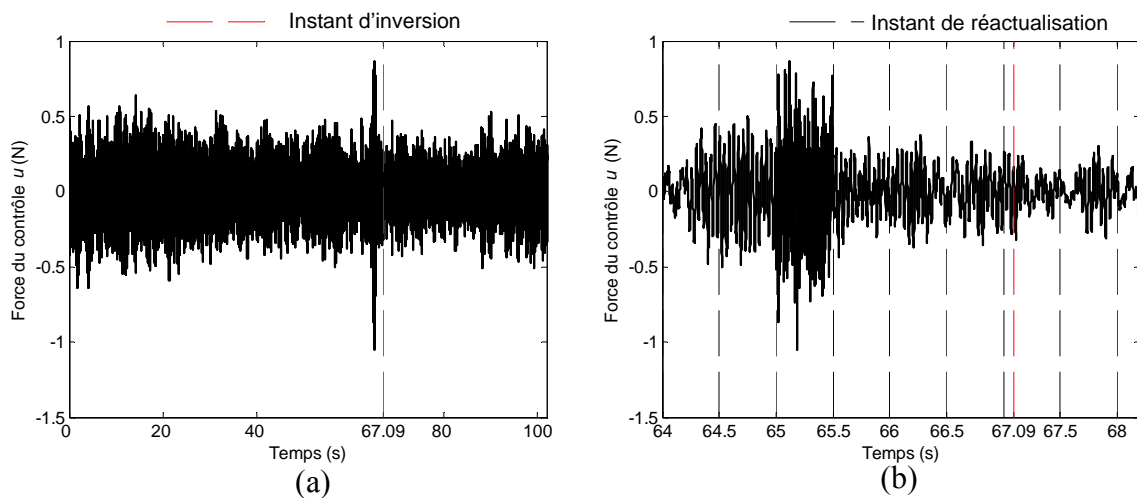


Figure 4.5 Force de contrôle utilisant le contrôleur G et l'observateur L réactualisés (vitesse de la masse mobile de 0.71mm/s) : (a) entre 0 et 100s et (b) détails

Si le signal d'excitation r est augmenté, les valeurs des covariances sont augmentées, notamment $c_{\alpha 2}$. La continuité de la réactualisation dans ce cas peut être détériorée et le fait de passer d'un gain à un autre peut donc être éventuellement brutal. Ainsi, le saut de la force de contrôle sera augmenté et relativement grand. Sont présentées sur la Figure 4.6 : les courbes d'évolution $c_{\alpha 2}$, la racine carrée de la variance de la force de contrôle, et la valeur du saut de

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

la force de contrôle en fonction de la racine carrée de la variance de r ($\sqrt{\text{var}(r)}$). En conclusion, pour obtenir une réactualisation du contrôle qui soit relativement continue et douce, il faut utiliser un signal pertinent d'excitation r_0 pour cette structure.

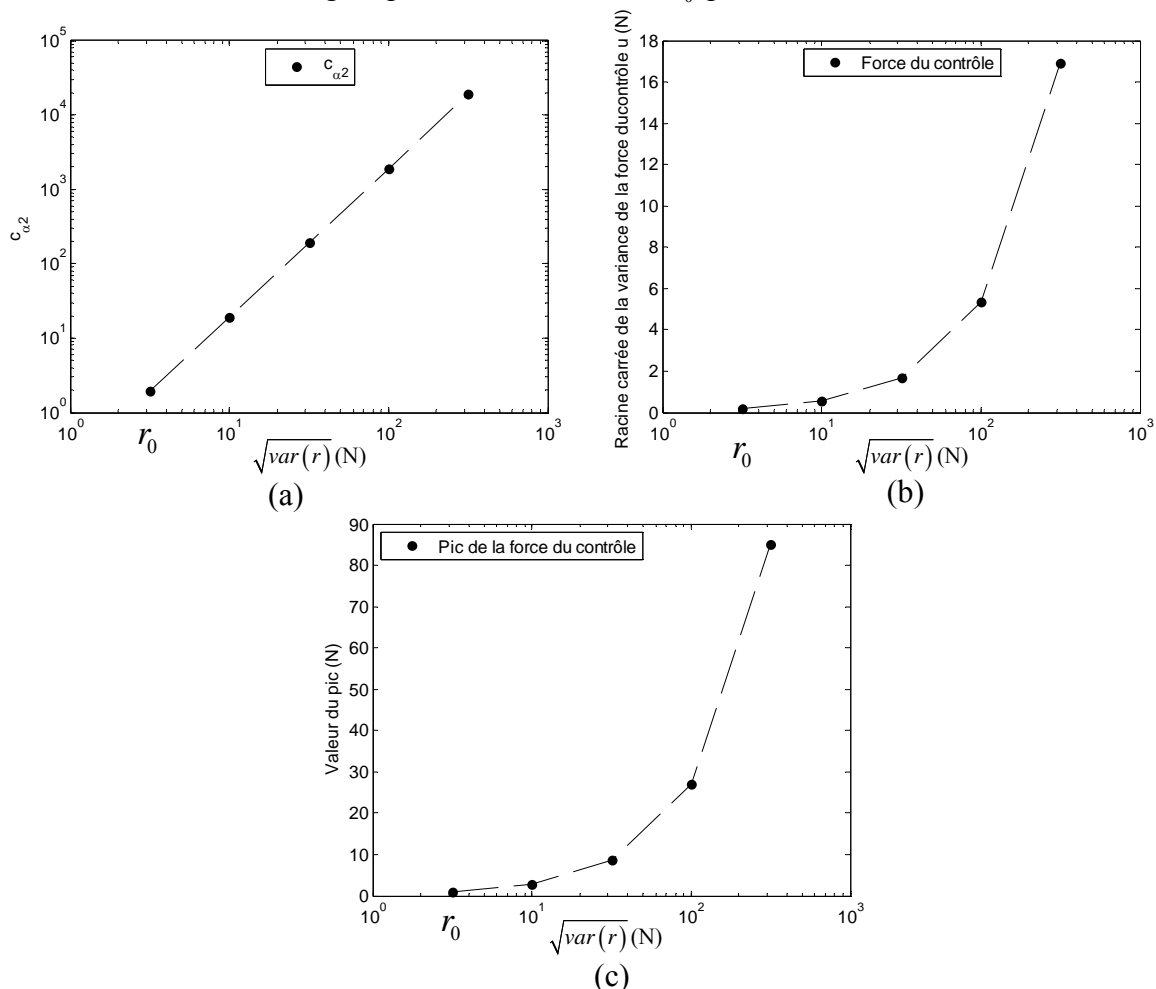


Figure 4.6 (a) Liaison entre la corrélation et l'excitation maîtrisée, (b) relation entre la force de contrôle et l'excitation maîtrisée, (c) valeur du saut de commande

Le principe et la continuité de la réactualisation sont donc validés moyennant les contraintes précisées dans cette section. La performance de l'identification en boucle fermée intégrant la réactualisation est maintenant vérifiée dans la partie suivante.

4.4.2. Identification en temps réel en boucle fermée de la structure contrôlée

Comme cela est montré précédemment, la continuité de la réactualisation du contrôle est influencée par la précision du modèle identifié. La performance de l'identification est alors

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

vérifiée. Les causes d'imprécision du modèle identifié seront présentées dans cette section pour la structure 3DDL.

Pour mettre en évidence les problèmes liés à l'évolution de la structure 3DDL, la vitesse de la masse mobile est augmentée à 3.6mm/s et elle se déplace de $L_{m3}=0.342\text{m}$ à $L_{m3}=0.234\text{m}$. Dans les simulations correspondantes, les perturbations et le bruit environnemental ν ne sont pas considérés dans un premier temps. Les autres conditions sont identiques à celles de la partie 4.4.1, en particulier la fréquence d'échantillonnage, les matrices de pondération, le signal d'excitation r_0 etc... Les formes modales, normées par rapport à la 1^{ère} composante : ϕ_{rs}/ϕ_{1s} ($r = 2,3, s = 1,2,3$) et les fréquences propres sont identifiées et comparées avec les valeurs théoriques. Les résultats identifiés les plus significatifs comme ϕ_{22}/ϕ_{12} , ϕ_{32}/ϕ_{12} , ω_1 , ω_2 sont présentés sur la Figure 4.7.

Pour les 1^{er} et 3^{ème} modes, les écarts entre les formes modales théoriques et identifiées sont inférieurs à 5% comme pour la 3^{ème} composante de la 2^{ème} forme modale sur la Figure 4.7.b. Dans la simulation présentée, toutes les caractéristiques modales identifiées (sauf ϕ_{22}/ϕ_{12}) sont inférieures à ce pourcentage. Le pourcentage de 5% est choisi comme référence.

Pour la 2^{ème} composante de la 2^{ème} forme modale, il existe de grands écarts entre les valeurs théoriques et identifiées notamment proches de 13.42s où la 2^{ème} forme modale est inversée. Même si dans la simulation, ces écarts sont assez grands, le pourcentage de 20% est choisi comme référence, il correspond à celui utilisé dans l'expérience (cf. partie 3.4.3).

Les grands écarts peuvent être expliqués par trois causes. Une des causes décrite dans la partie 3.4.3 est rappelée ici :

- lorsque l'instant d'inversion est proche, l'accélération de la 2^{ème} masse qui est excitée à la 2^{ème} fréquence de résonance présente une amplitude très faible. L'identificateur ne peut pas obtenir les informations suffisantes des réponses, par exemple la forme modale identifiée à 12.0s sur la Figure 4.7a.

Deux autres causes participent aux imprécisions de l'identification :

- tout d'abord, lorsque l'inversion a lieu dans la fenêtre d'identification, la qualité de cette dernière dépend de la position de l'instant d'inversion dans cette fenêtre. Si la majorité de la fenêtre comporte une forme modale positive ou négative, les caractéristiques modales seront plutôt bien identifiées. A l'inverse, si la fenêtre comporte deux intervalles de temps équivalents présentant chacun une forme positive ou négative, l'identification de la forme modale sera plus difficile.
- par ailleurs, cette imprécision peut être liée à la co-localisation actionneur/capteur dans la boucle fermée. La valeur de la covariance dans ce cas est forte. Voir le Tableau 4.1, en particulier la valeur de la covariance $c_{\alpha 2}$ qui est grande.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Si l'on considère la qualité d'identification en terme de fréquence, il peut être constaté que les résultats sont :

- quasiment identiques aux valeurs théoriques en ce qui concerne la première fréquence (cf. Figure 4.7c), ainsi que 3^{ème} fréquence propre.
- pour la 2^{ème} fréquence propre, les écarts entre les valeurs théoriques et identifiées sont plus grands lorsque la 2^{ème} forme modale est inversée, mais toujours inférieurs à 5% comme le montre la Figure 4.7d. Ces écarts proviennent des causes précédentes.

Si la longueur de la fenêtre d'identification est augmentée mais la vitesse d'évolution de la structure n'est pas changée, on ne peut pas garantir que les écarts introduits par l'inversion de la forme modale puissent être réduits. La Figure 4.8 correspond aux résultats d'une simulation qui a été réalisée avec une longueur de fenêtre d'identification augmentée à 1s et 2s, avec une vitesse de la masse mobile maintenue à 3.6mm/s. Les écarts autour de l'instant d'inversion restent élevés. L'influence de la longueur de la fenêtre d'identification semble négligeable. Par conséquent la première fréquence propre permet de définir cette longueur comme proposée initialement dans le chapitre 3.

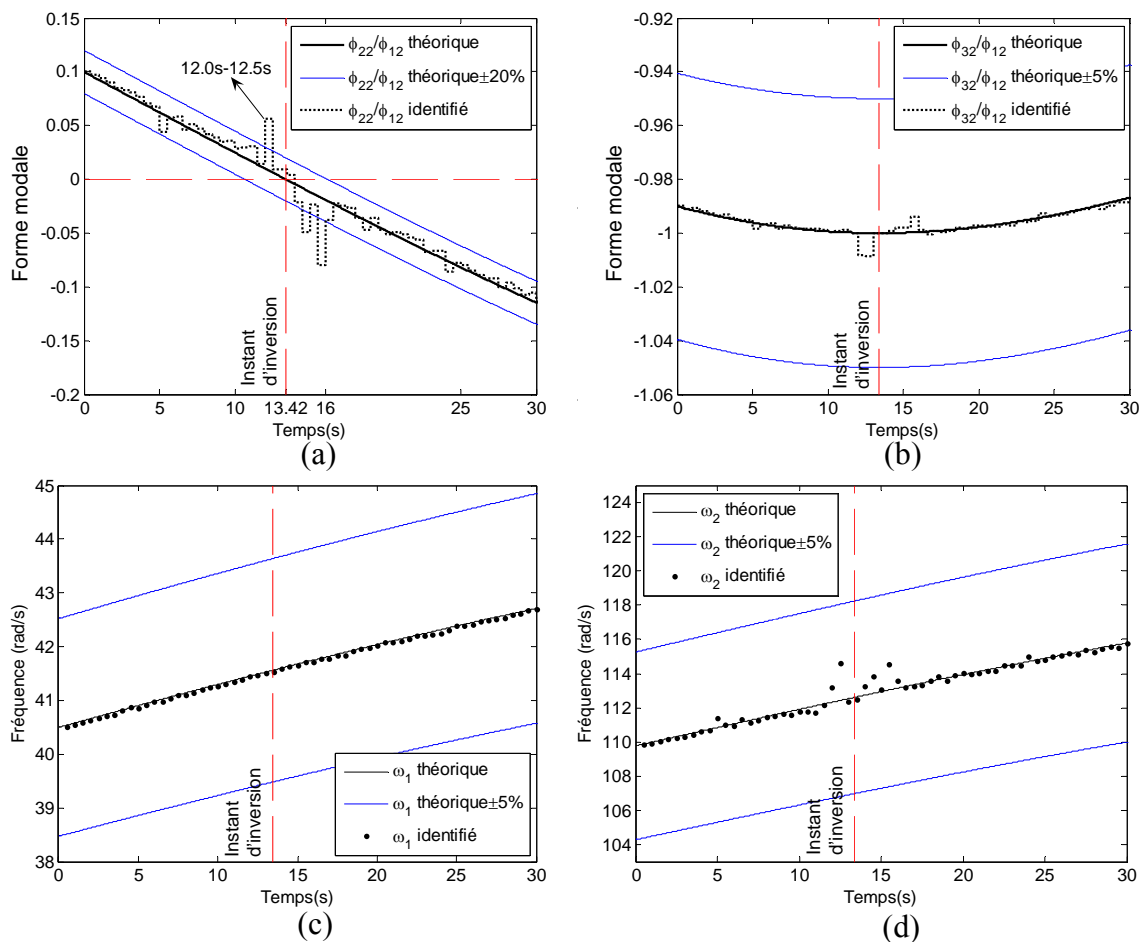


Figure 4.7 Caractéristiques modales identifiées (sans perturbation ni bruit environnemental ν)

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

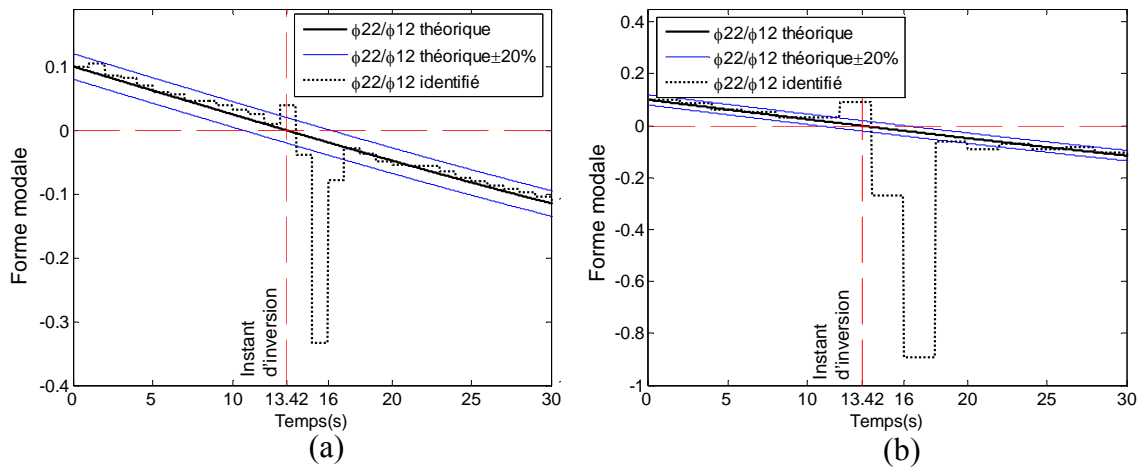


Figure 4.8 Caractéristiques modales identifiées avec deux longueurs de fenêtre d'identification : (a) fenêtré de 1s et (b) fenêtré de 2s (Pas de perturbation ni bruit environnemental ν)

Concernant la continuité, la force du contrôle et ses effets sur le comportement dynamique de la structure (par exemple le déplacement η_3) présentés sur la Figure 4.9, montre que le comportement dynamique est stable et peu perturbé par la réactualisation malgré l'évolution et une imprécision du modèle identifié aux instants proches de la position d'inversion, cf. Figure 4.7a, d. L'influence de l'imprécision n'est cependant pas nulle : un saut de la force de contrôle peut être constaté sur l'intervalle [12.0s-12.5s]. Après ce saut, les imprécisions des résultats identifiés disparaissent et influent de façon négligeable sur la force. Il peut être remarqué que la valeur du saut de la force du contrôle est supérieure à celle de la simulation présentée dans la partie précédente. La seule différence est la vitesse de la masse mobile.

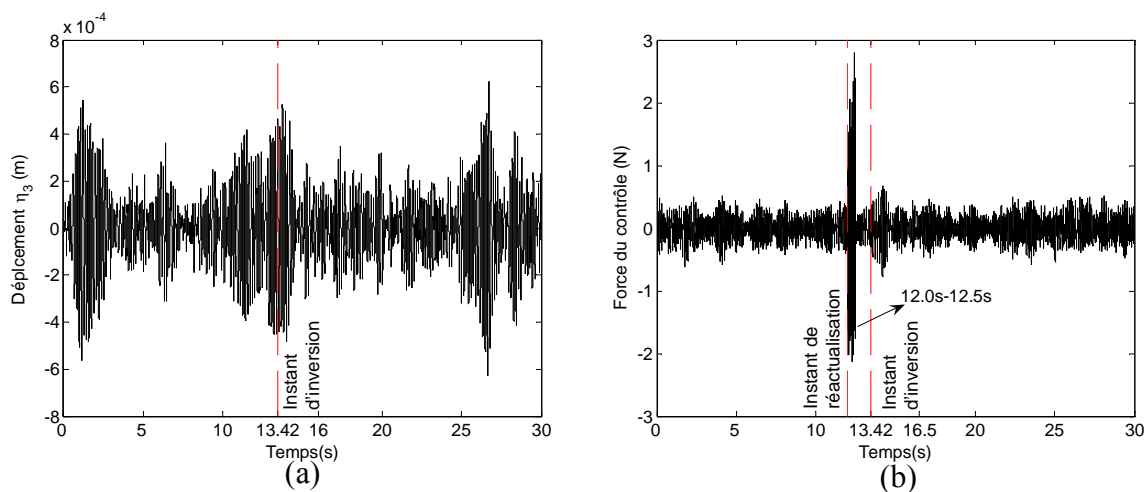


Figure 4.9 Résultat temporel de la simulation sans perturbation ni bruit environnemental pour une vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Dans cette partie, il a donc été montré d'une part que la performance de l'identification s'avère bonne sauf au moment de l'inversion, et d'autre part que lorsque le modèle identifié présente des imprécisions, le contrôle peut néanmoins s'adapter automatiquement aux évolutions de la structure. Cependant ceci a été montré sans perturbation et sans bruit environnemental. La partie suivante s'intéresse au cas d'une perturbation inconnue avec bruit environnemental.

4.4.3. Simulation de la structure contrôlée autoadaptativement

Après avoir vérifié le fonctionnement du contrôle autoadaptatif en conditions idéales, la simulation portera dans ce paragraphe sur des cas de fonctionnement bruité et en réjection de perturbation. Ces deux cas sont dissociés pour montrer clairement leurs effets sur la performance du contrôle. Le bruit environnemental sera appliqué uniquement sur le premier pendule alors que la perturbation sera appliquée sur le troisième. Rappelons ici que l'actionnement est réalisé sur le second pendule qui ne sera pas perturbé par un bruit supplémentaire.

▪ Avec bruit environnemental

Pour approcher le cas réel, un bruit environnemental v est appliqué sur la structure dans la simulation (cf. Figure 4.10). Le bruit environnemental choisi est une force de type bruit blanc injecté horizontalement au niveau de l'accéléromètre du 1^{er} pendule.

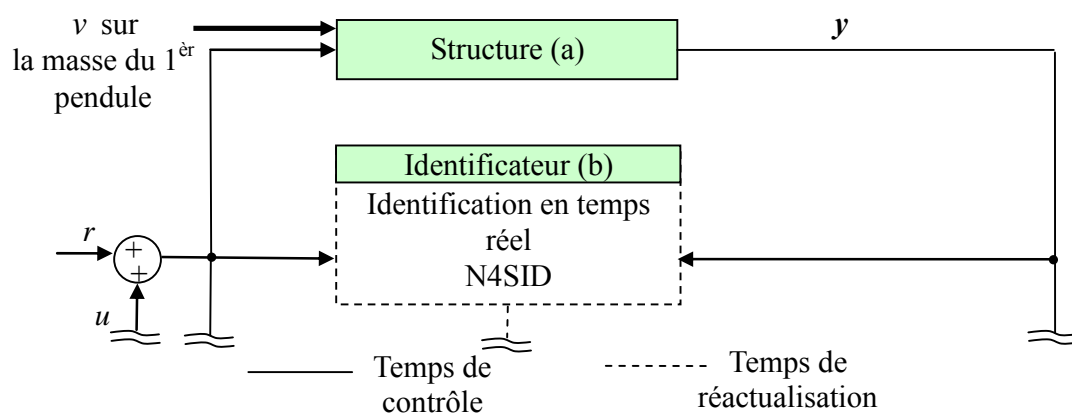


Figure 4.10 Simulation du contrôle avec identification systématique utilisant un bruit environnemental v

Pour régler le niveau de l'excitation et des bruits environnementaux, le processus peut être résumé comme suit :

(1) choisir la référence concernant le niveau et le type d'excitation maîtrisée nécessaire à l'identification, par exemple un bruit blanc, suffisamment énergétique pour exciter la structure non contrôlée et obtenir des bons résultats identifiés en boucle ouverte,

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

(2) mettre en œuvre le contrôle et régler de nouveau cette excitation afin de calculer les covariances entre les réponses et les excitations. Il faut que les covariances soient les plus faibles possibles. Au final, l'excitation est donc déterminée afin de bien exciter la structure contrôlée et garantir une corrélation faible,

(3) déterminer le type de bruit environnemental, puis appliquer et régler les bruits correspondants en garantissant que les covariances excitation/réponses restent proches des valeurs de celles déterminées à l'étape (2).

Selon les différents niveaux de bruit environnemental, les covariances entre les différentes accélérations (a_1, a_2, a_3) et l'excitation ($r_0 + u$) sont calculées grâce à l'équation (4.3) et comparées avec les covariances sans bruit environnemental présentées Tableau 4.1 et sur la Figure 4.11. Le rapport signal sur bruit (RSB) r_0/v est calculé selon l'effet du moment par rapport au centre de rotation, le lieu d'application de l'effort de contrôle et celui du bruit environnemental étant différents et induisant un bras de levier différent également.

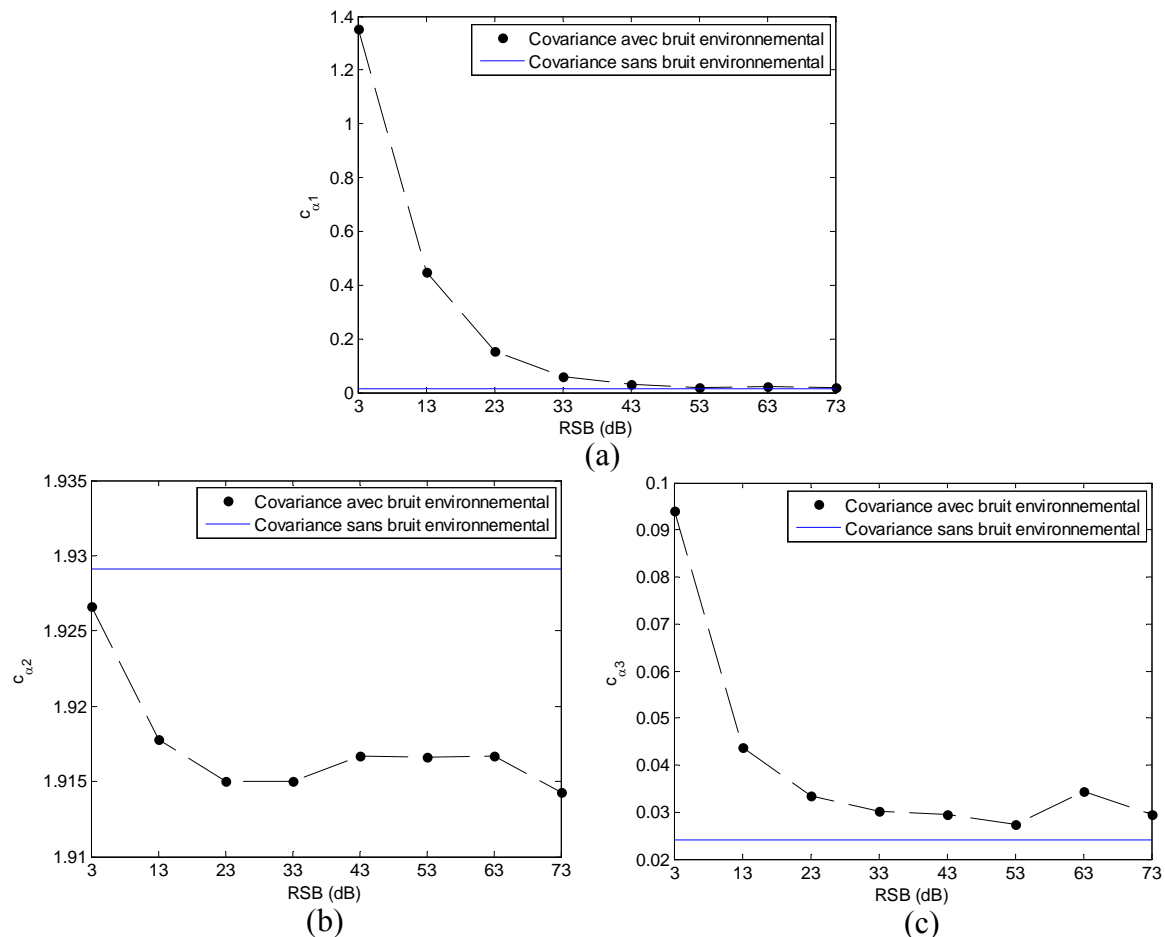


Figure 4.11 Covariances en fonction du RSB calculé selon l'effet du moment

La Figure 4.11 présente les coefficients de covariance en fonction du RSB.

Lorsque la valeur du RSB est de 3dB qui peut être qualifiée d'importante, les résultats identifiés ne sont pas précis. L'identification ne peut pas suffisamment déceler l'évolution de

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

forme modale par exemple celle du 2^{ème} mode comme le montre la Figure 4.12. Il peut être constaté que lorsqu'une oscillation de signe sur le résultat de l'identification se produit tout en restant à des niveaux faibles, cela n'entraîne pas d'instabilité. De plus, lorsque l'on est en présence d'erreurs d'identification importantes (cf. Figure 4.12a entre 26s et 28s) les efforts de contrôle augmentent nettement (cf. Figure 4.13a). Ceci peut être dû à des signaux plus faibles car la masse est située en haut de la tige du pendule, les efforts restent donc limités du fait de la faible inertie à compenser. La valeur de 3dB étudiée dans ce paragraphe est exceptionnelle dans un cas industriel. La stabilité étant constatée dans ces simulations, la méthode semble donc robuste.

Pour un niveau de RSB supérieur à 3dB, les courbes convergent assez rapidement vers des niveaux de covariance constants. A partir d'un RSB de 23dB correspondant à un bruit important, le niveau de covariance est tout à fait acceptable. Les résultats identifiés sont améliorés par exemple dans le cas du 2^{ème} mode présenté sur la Figure 4.14. Il peut être également constaté que la réactualisation du contrôle est relativement continue (cf. Figure 4.13b). Il reste sur la figure des sauts de force limités, par exemple à 21.5s et 22.5s qui ne peuvent être expliqués clairement. Par ailleurs près de l'inversion il peut être constaté qu'il n'y a pas de sauts de force alors que des écarts importants apparaissent sur la 2^{ème} composante de la 2^{ème} forme modale. Comme l'instant correspond à l'inversion la valeur de cette composante est faible et influe donc peu. Les écarts ne sont pas significatifs pour les autres composantes des formes modales.

La Figure 4.15 montre que pour des valeurs de RSB comprises entre 43 et 63 dB les résultats de l'identification sont assez similaires et de bonne qualité. Le passage à l'inversion des formes modales induit toujours une erreur mais qui n'engendre pas de forte perturbation pour ces niveaux de RSB. Il ne se dégage pas de tendance liée au niveau de bruit environnemental dans cette gamme 43-63dB. La réactualisation du contrôle est suffisamment continue, il n'existe donc pas de changement brutal dans la force de contrôle, comme le montre la Figure 4.13c.

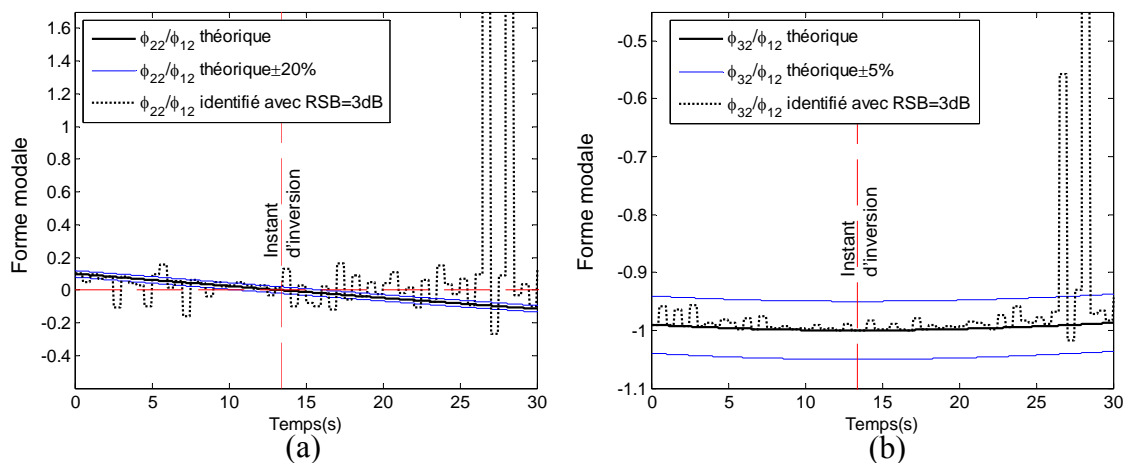


Figure 4.12 Caractéristiques modales identifiées avec RSB=3dB

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

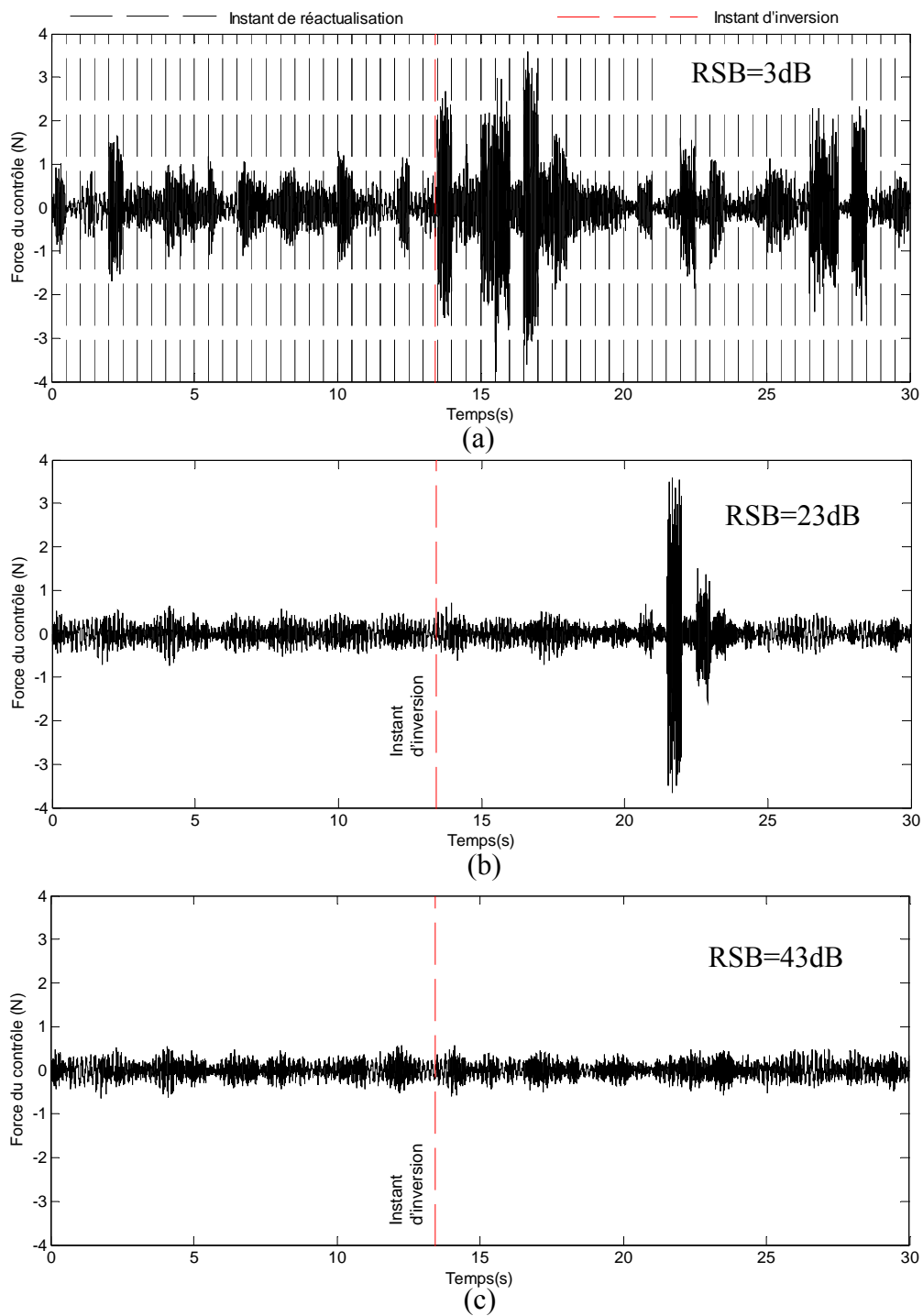


Figure 4.13 Force du contrôle avec différents RSB

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

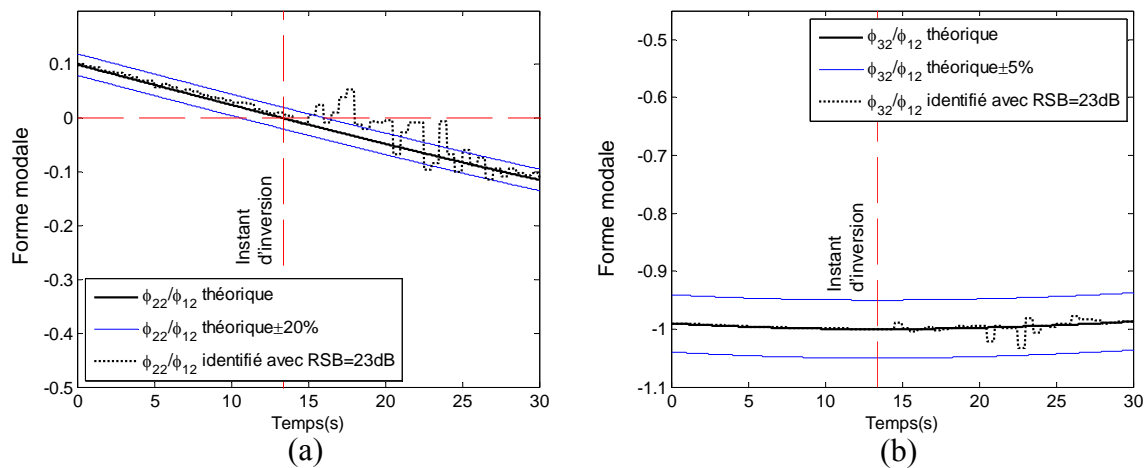


Figure 4.14 Caractéristiques modales identifiées avec RSB=23dB

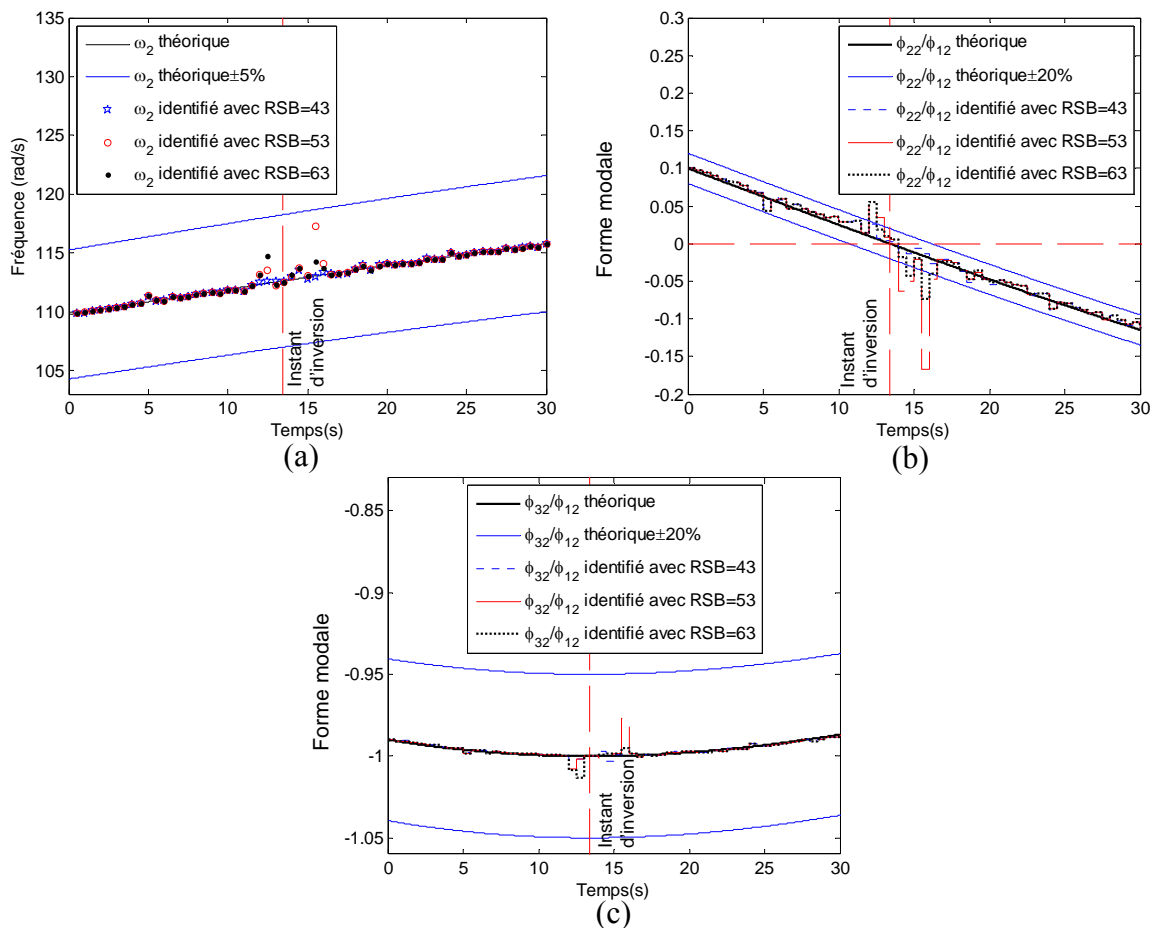


Figure 4.15 Caractéristiques modales identifiées avec différents RSB

Selon les analyses précédentes, l'excitation maîtrisée doit être assez importante par rapport au bruit environnemental, représentatif du cas réel, et suffisamment faible pour maintenir les valeurs de covariance suffisamment faibles.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Comme le montre la Figure 4.11, le coefficient c_{α_2} est plus grand que les deux autres, du fait de la co-localisation. Par contre, cette valeur est quasiment constante quelque soit la valeur du RSB. Elle peut donc être utilisée comme référence. De plus, pour le DDL sur lequel le bruit environnemental est introduit, la valeur du coefficient de covariance est celle qui présente les plus fortes variations avec le RSB. Pour des valeurs du même ordre de grandeur que la référence, la performance de l'identification et la continuité de réactualisation sont nettement détériorées. Ceci conduit à pouvoir estimer le niveau d'excitation nécessaire pour une bonne identification, pour un bruit environnemental donné. Dans le cas d'une mise en œuvre expérimentale, un indicateur indépendant de la connaissance du bruit est ainsi disponible.

▪ Avec bruit environnemental et rejection d'une perturbation

Puisque l'identification fonctionne bien, la réactualisation du contrôle peut être réalisée pour réduire avec le maximum d'efficacité les réponses de la structure évolutive à une perturbation et éviter tout risque d'instabilité. Puisque par hypothèse la perturbation ne doit pas influencer constamment sur le comportement dynamique, les résultats identifiés ne devraient pas être influencés de façon permanente par cette perturbation. De façon à vérifier l'effet du contrôle dans ce cadre, une force d'impulsion (50N) est choisie comme une perturbation inconnue et est appliquée sur l'extrémité de la 3^{ème} tige à l'instant 20.22s pendant une durée de 20ms. Le contenu fréquentiel de cette perturbation est donné Figure 4.16. Cet instant est choisi afin de bien distinguer les effets introduits par les changements induits par l'inversion de la forme modale. Le bruit environnemental v choisi est même que dans les simulations réalisées avec bruit environnemental. Les autres conditions opératives sont également identiques.

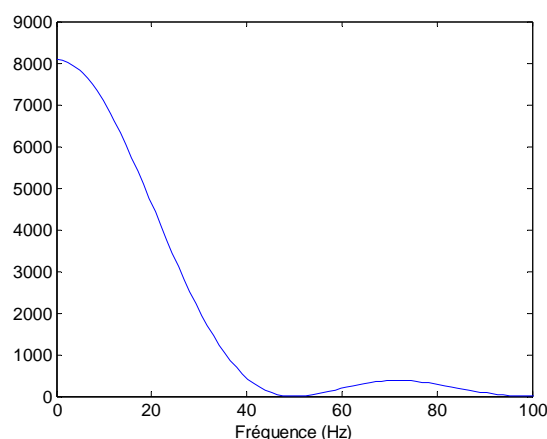


Figure 4.16 Puissance spectrale de la perturbation

Les réponses de la structure contrôlée et non contrôlée peuvent être comparées sur la Figure 4.17 qui comporte également l'évolution de la force de contrôle correspondante. Le contrôle rejette la perturbation avec performance. Pendant l'intervalle de temps [12.0s-12.5s], le saut de la force du contrôle reste présent. La cause de ce saut provient de l'imprécision du

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

modèle identifié proche de l'inversion comme le montre la partie 4.4.2. Le niveau faible de la force qui se présente dans l'intervalle [20.5s-21.0s] est dû à des résultats d'identification qui intègrent l'effet de la perturbation. La perturbation est prise en charge normalement par le contrôleur ce qui se traduit par une chute de l'effort de contrôle. Lors de la réactualisation suivante qui se produit à 21 secondes, la perturbation a disparu et ne perturbe plus le modèle identifié, par conséquent l'effort de contrôle retrouve le niveau adéquat.

Par conséquent, non seulement le contenu fréquentiel et son niveau ont une influence importante sur la réponse du système contrôlé, mais également la durée de la perturbation du fait de la réactualisation.

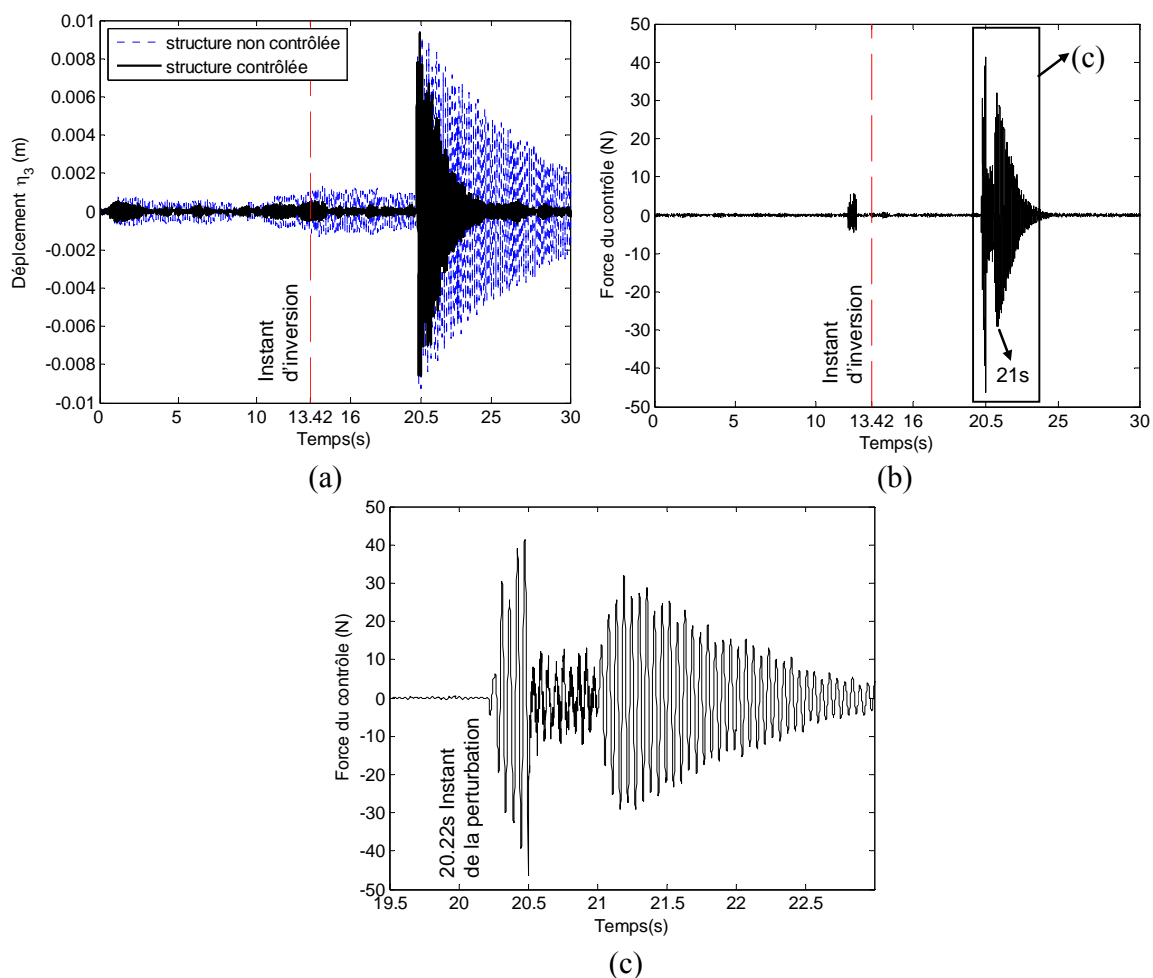


Figure 4.17 Contrôle avec identification systématique avec perturbation et bruit environnemental v , RSB=63dB (Vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s)

L'influence des valeurs du RSB sur la performance du contrôle peut être analysée sur la Figure 4.18, la perturbation précédente est introduite sur le pendule 3. Même si la valeur du RSB est importante (3dB), la perturbation est bien rejetée. Lorsque la valeur du RSB est 23dB et 43dB, on peut constater qu'il n'existe pas de différence importante des réponses (cf. Figure

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

4.19). De même pour 43dB et 63dB dont les résultats d'identification sont assez similaires, les performances du contrôle sont quasiment identiques dans cette gamme de bruit.

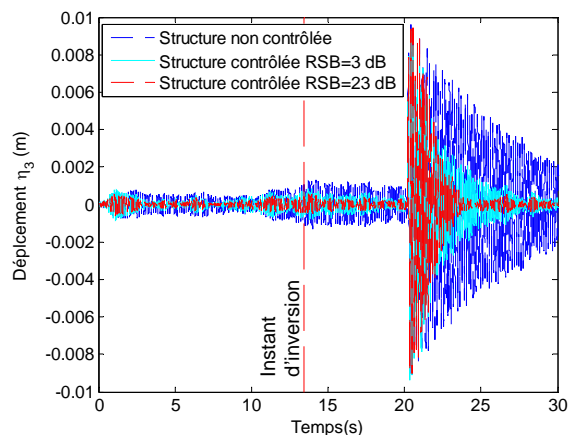


Figure 4.18 Réponse de la structure contrôlée avec RSB=3 et 23 dB

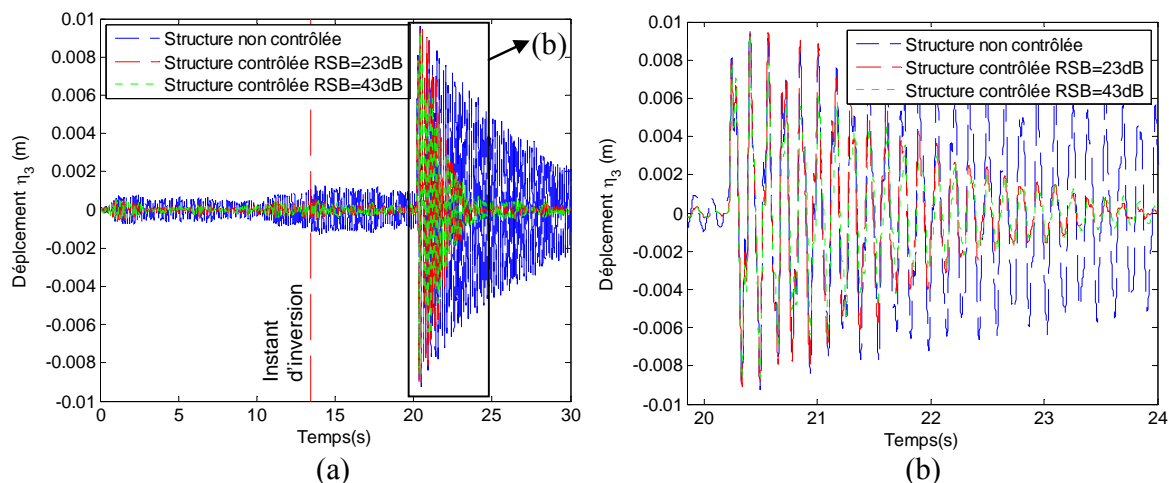


Figure 4.19 Réponse de la structure contrôlée avec RSB=23 et 43 dB

Les résultats identifiés sont présentés sur la Figure 4.20, la Figure 4.21 et la Figure 4.22 pour deux longueurs de fenêtre de réactualisation. Avant que la perturbation n'ait lieu, des résultats similaires à ceux de la partie 4.4.2 dans laquelle il n'y a ni perturbation ni bruit environnemental peuvent être obtenus. Bien sûr, près de l'instant 20.22s où a lieu la perturbation, il y a un grand écart entre les valeurs des formes modales théoriques et identifiées. Le contenu fréquentiel a donc une grande influence sur les résultats tant sur les fréquences que sur les formes modales. Cette influence est absorbée par l'effet de la réactualisation automatisée du contrôleur qui reste totalement stable.

Si la longueur de fenêtre de l'identification/réactualisation est augmentée, elle permet d'acquérir plus d'information liée au signal d'excitation choisi pour l'identification. Par conséquent la proportion entre la perturbation et le signal hors perturbation est plus favorable sur la durée de cette fenêtre et peut réduire l'influence de la perturbation sur l'identification.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

Par ailleurs la modification de la longueur de fenêtre permet de décaler la position de la perturbation dans la fenêtre. Cela permet de répartir sur plusieurs fenêtres l'effet de la perturbation sur la réponse. Ainsi l'identification intègre moins d'effet de perturbation (Remarque : Une longueur de fenêtre d'identification de 3s sera utilisée dans la section expérimentale correspondante). Les résultats identifiés peuvent peut-être être améliorés pendant la perturbation. Cependant, à la lecture des fréquences et formes modales identifiées (de la Figure 4.20 à la Figure 4.22), les résultats restent difficilement interprétables pour valider ces remarques. En effet une étude complète pour évaluer précisément les pistes d'amélioration doit prendre en compte de très nombreux paramètres : durée, localisation temporelle et puissance spectrale de la perturbation, vitesse d'évolution des caractéristiques de la structure, réglage et ciblage modal du contrôleur.

Ces possibilités d'amélioration restent donc à étudier. Néanmoins, même si le modèle modal identifié est insuffisamment précis, la structure contrôlée reste stable lorsqu'elle est soumise aux bruits environnementaux et aux perturbations grâce à la réactualisation du contrôleur et de l'observateur. La robustesse globale est donc améliorée grâce à la réactualisation.

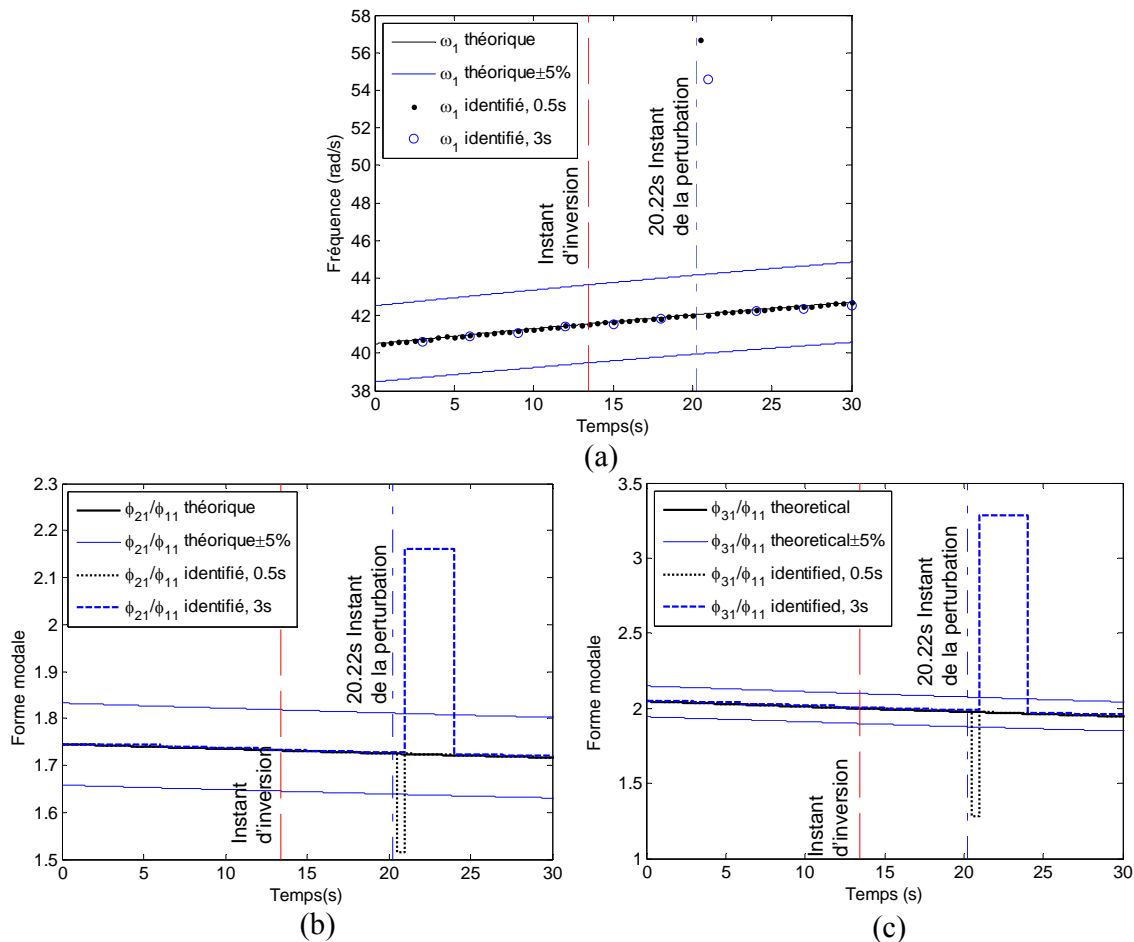


Figure 4.20 Caractéristiques du 1^{er} mode identifiées pour des longueurs de fenêtre de 0.5s et 3s avec perturbation et bruit environnemental ν , RSB=63dB

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

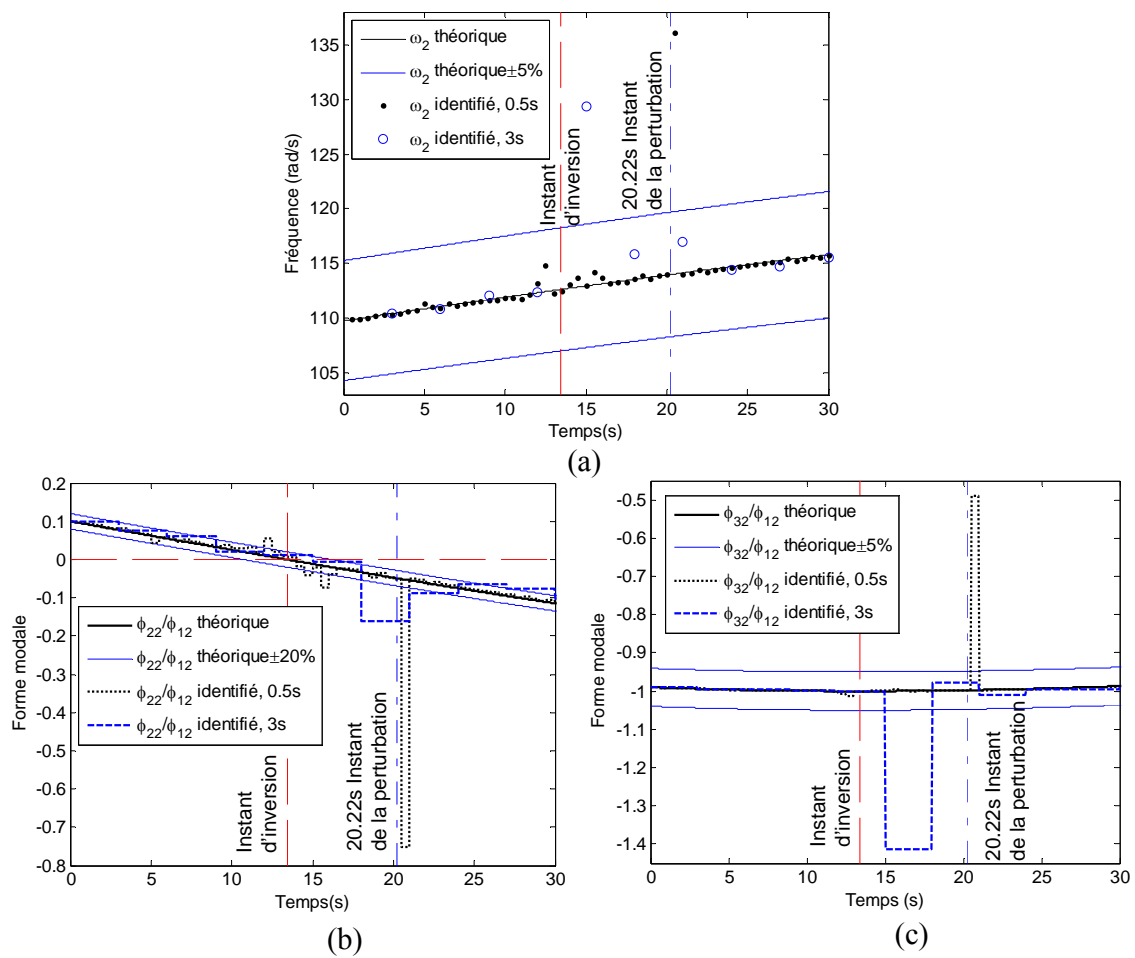


Figure 4.21 Caractéristiques du 2^{ème} mode identifiées pour des longueurs de fenêtre d'identification de 0.5s et 3s avec perturbation et bruit environnemental ν , RSB=63dB

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

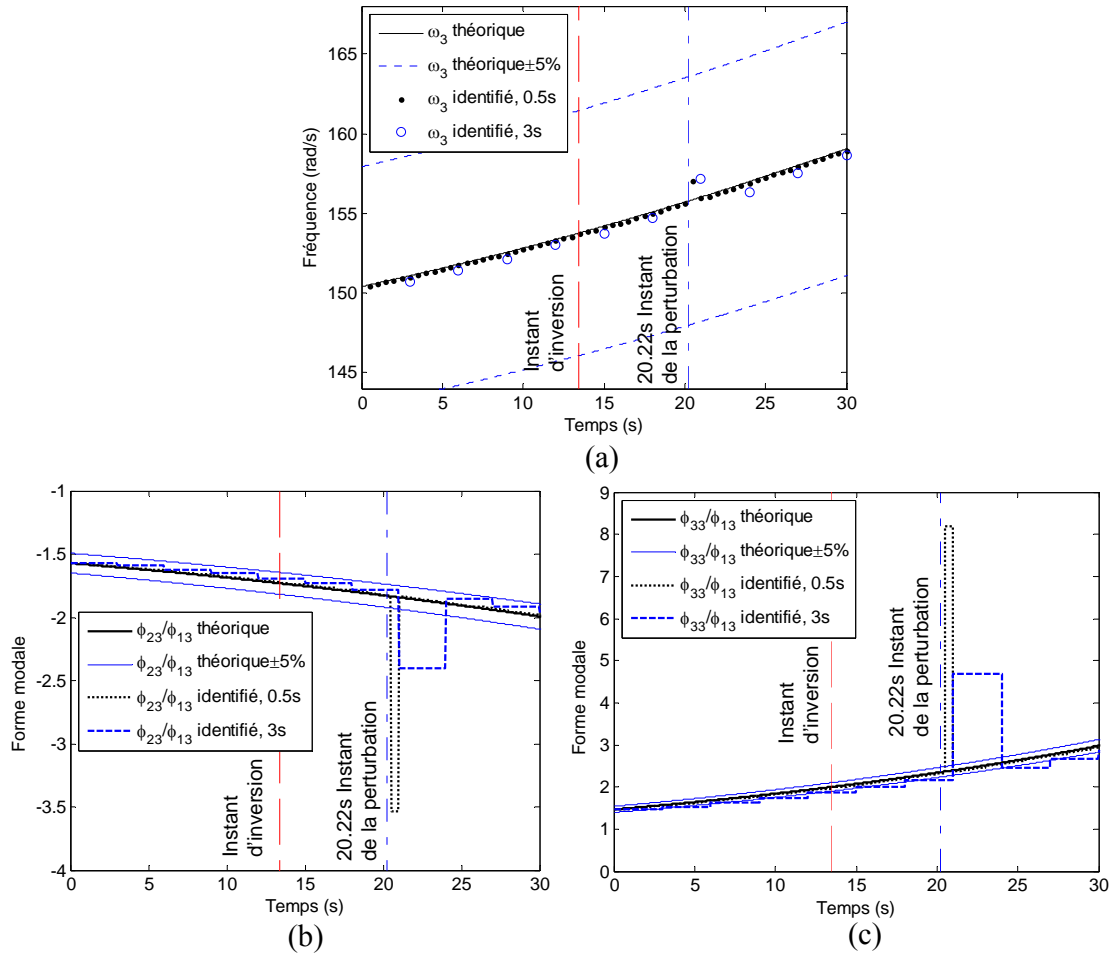


Figure 4.22 Caractéristiques du 3^{ème} mode identifiées pour des longueurs de fenêtre d'identification de 0.5s et 3s avec perturbation et bruit environnemental ν , RSB=63dB

4.5. Validation du contrôle modal autoadaptatif par l'expérience sur la structure 3DDL

4.5.1. Résumé de la mise en oeuvre expérimentale et des limites techniques

Pour vérifier l'approche proposée dans le cas réel, le dispositif expérimental de la structure 3 DDL similaire à celui décrit dans les chapitres précédents est utilisé et complété dans cette section pour réaliser le contrôle modal autoadaptatif.

Afin d'utiliser pleinement les fonctionnalités et les performances d'excitation de type bruit blanc, l'analyseur est conservé dans cette partie avec les réglages proposés antérieurement. Plusieurs essais ont été réalisés pour comparer la qualité de l'identification

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

obtenue avec un signal généré par simulation à l'aide de l'outil Dspace. Ces derniers, présentés en Annexe, montrent des résultats tout à fait similaires qui laissent imaginer qu'une mise en œuvre intégrée est accessible.

La mise en œuvre expérimentale nécessite de générer le signal de puissance électrique en entrée du pot d'excitation. Dans la simulation la force appliquée sur le système simulé est directement issue du contrôleur sur la base du modèle modal. La fonction de transfert de la chaîne d'excitation n'est pas prise en compte dans les simulations. Cependant la fréquence de résonance de la chaîne étant située en haute fréquence par rapport au domaine d'étude, l'influence de la chaîne peut être prise en compte par un simple gain. Cela suppose que la fonction de transfert $G(s)$ entre les signaux r et u , et la force F appliquée sur la structure soit connue et constante quelles que soient les conditions de fonctionnement. Cette fonction de transfert rassemble le comportement de l'amplificateur, du pot d'excitation et les éléments de montage. Si l'amplificateur peut être raisonnablement considéré comme linéaire, le pot d'excitation et ses fixations sur le bâti et sur le pendule introduisent des comportements plus complexes et certainement variables, mais relativement faibles. Par ailleurs, l'identification du modèle dans le contrôle autoadaptatif modal impose une hypothèse forte de co-localisation d'un couple actionneur-capteur. Cette hypothèse pourrait être respectée si la fonction de transfert $G(s)$ n'introduit pas de nouvelles fréquences de résonance dans la bande passante. Un exemple de cette fonction de transfert, obtenue par une mesure à l'analyseur, est présenté sur la Figure 4.23. Evidemment la fonction $G(s)$ n'est pas constante en fonction de la fréquence. Il serait donc nécessaire dans le cadre de cette application expérimentale, d'une part de filtrer le signal de force obtenu par le contrôleur modal par la fonction de transfert inverse $G^{-1}(s)$, mais d'autre part de tenir compte de cette fonction de transfert dans l'identification si le signal d'excitation est le signal électrique $r + u$.

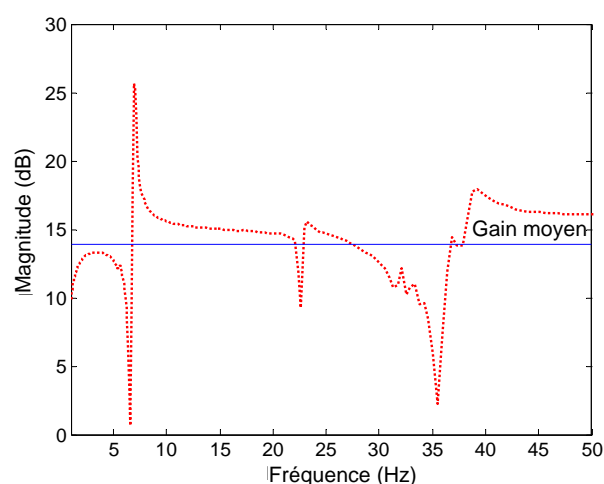


Figure 4.23 Fonction de transfert $G(s)$ (force/tension).

Afin de se prémunir de cette difficulté et de la limiter, un capteur de force donnant l'image réelle de l'excitation soumise au système mécanique a été utilisé, pour garantir une

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

identification de qualité. Ce choix conduit à l'architecture générale présentée sur la Figure 4.24. Cette architecture permet de ne pas caractériser la fonction de transfert $G(s)$ et d'obtenir de meilleurs résultats pour l'identification.

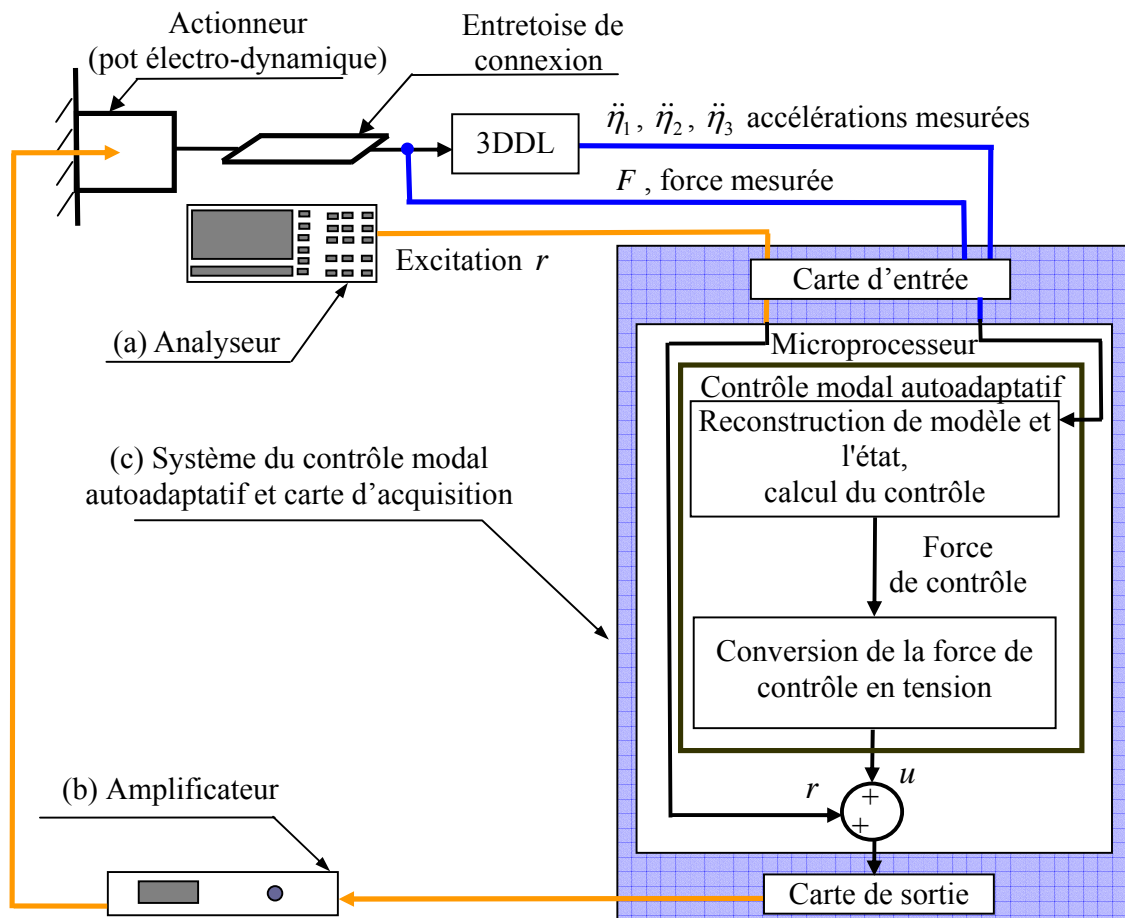


Figure 4.24 Synoptique du système expérimental du contrôle modal autoadaptatif

Pour le contrôle, l'effort de commande déterminé doit être converti en tension de commande appliquée aux bornes de l'amplificateur. Pour cela, la fonction de transfert $G(s)$ doit être inversée. Une implémentation simple consiste à approximer cette fonction de transfert par un gain, inverse du gain moyen de $G(s)$. Cette approximation peut être compensée par le choix des coefficients de la matrice \mathbf{Q}_{exp} qui permet de pondérer l'action sur les modes ciblés par le contrôleur et limiter l'effort de contrôle en lien avec le 1^{er} mode qui est le plus perturbé par cette approximation. La fonction de transfert $G(s)$ peut être estimée par une valeur statique de 4.96 soit 13.9dB (cf Figure 4.23). Il peut être constaté qu'à la fréquence de résonance du 1^{er} mode la différence gain / fonction de transfert est non négligeable.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

L'approximation conduit néanmoins à des résultats contrôlés tout à fait acceptables (cf. Figure 4.25).

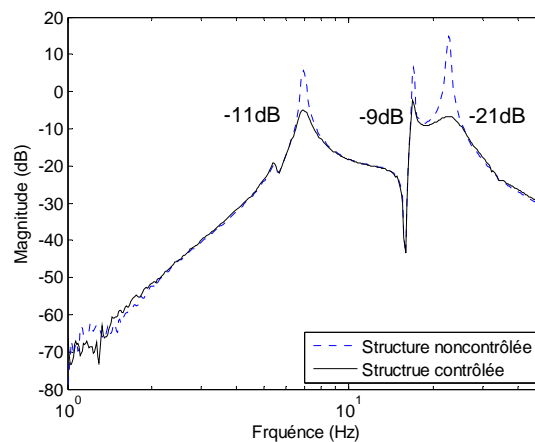


Figure 4.25 Réponse fréquentielle expérimentale de la structure contrôlée et non contrôlée (masse mobile fixée en position inférieure)

Puisque le contrôle modal autoadaptatif fonctionne en temps réel, les performances sont conditionnées aux contraintes matérielles qui sont à prendre en compte dans les choix de composants. Ces contraintes conditionnant les performances sont les mêmes que celles présentées dans le cadre de l'identification en temps réel (section 3.4.2). En effet les performances sont conditionnées par :

- la synchronisation calculatoire,
- la vitesse du microprocesseur,
- l'efficacité et simplicité de la programmation.

Les choix réalisés dans cette thèse face à ces contraintes matérielles ont été présentés en détail dans la section 3.4.2, en particulier les notions de « multi-tâche », de « séquence de calcul », de « priorité », ainsi que les cartes électroniques (acquisition – processeur de calcul, restitution) utilisées. Les éléments essentiels de compréhension qui ont été nécessaires pour faire ces choix sont rappelés ici :

- tâche : l'ensemble des calculs à réaliser est décomposé en tâches élémentaires,
- priorité : pour classer les différentes tâches à effectuer selon leur ordre d'urgence, plusieurs niveaux de priorité sont définis. Le plus haut niveau de priorité est attribué aux tâches à réaliser impérativement dans un intervalle de temps de simulation, le niveau bas de priorité est attribué aux tâches qui peuvent être effectuées sur plusieurs intervalles de temps ou qui peuvent être retardées,
- séquence : dans chaque intervalle de temps, plusieurs tâches peuvent être effectuées et constituent une séquence.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

L'ensemble des fonctions réalisées par le calculateur (bloc (c) de la Figure 4.24) est présenté Figure 4.26. Le code de programmation de toute la partie de commande est ré-écrit en langage C, puis implémenté sous la forme de s-fonction dans le modèle Simulink. Ensuite le modèle Simulink est compilé et introduit dans la carte Dspace 1006 comportant le processeur de calcul pour pouvoir être exécuté en temps réel.

La programmation définie Figure 4.26 décrivant les tâches essentielles permet d'optimiser les actions de contrôle et d'identification. Leur synchronisation calculatoire prenant en compte les priorités des tâches est présentée sur la Figure 4.27.

Les paramètres temporels utilisés, identiques à ceux de la partie 3.4.2 sont rappelés ci-dessous:

- t_e : période de base imposée par le schéma d'intégration utilisé pour les équations différentielles. La mise en œuvre temps réel impose obligatoirement un pas de temps fixe qui est défini par la dynamique du système physique. C'est également l'intervalle minimal de temps entre deux mises à jour des signaux de commande.
- t_c : période de contrôle qui définit la mise à jour des signaux de commande. Cette durée définit donc la cadence à laquelle les signaux de commande sont générés et ne peut pas être inférieure à la période de base t_e .
- t_i : période d'échantillonnage de l'identification. Cette durée peut être un multiple de la période de contrôle. Dans la pratique, la carte d'acquisition du système Dspace utilise une fréquence d'échantillonnage commune pour l'acquisition et la génération des signaux. Pour adapter ce temps d'identification aux besoins, un ré-échantillonnage logiciel des données nécessaires à l'identification sur la base des signaux échantillonnés peut être utilisé.
- L_i : durée de réactualisation ou temps nécessaire à une identification correcte (longueur de la fenêtre d'identification). Cette caractéristique fixe également la cadence à laquelle les contrôleur, observateur et modèle seront réactualisés.

A titre d'exemple et pour illustrer l'organisation des calculs, les relations suivantes entre les différentes périodes sont choisies : $t_c = 2t_e$, $t_i = 2t_c = 4t_e$, et $L_i = 8t_e$. Ces caractéristiques restent identiques à celles de la partie 3.4.2 pour des raisons de compatibilité.

Les tâches « entrée » (A), « stockage » (B), « reconstruction de l'état » (G), élaboration de la « commande » (H) et « sortie » (I), doivent être effectuées pendant chaque période t_c . Elles possèdent toutes le 1^{er} niveau de priorité comme présenté sur la Figure 4.27. Elles sont effectuées selon leur séquence définie dans le 1^{er} niveau de priorité.

La tâche (B) est exécutée à chaque période t_c pour permettre un éventuel ré-échantillonnage et pour vérifier que la longueur de la fenêtre d'identification est atteinte afin de déclencher les éventuels calculs de réactualisation.

Lorsque l'acquisition des données est suffisante, à chaque période L_i , les tâches de 2^{ème} niveau (C), (D), (E), (F) sont démarrées si le temps nécessaire pour terminer les tâches de 1^{er} niveau le permet. Pendant chaque période t_c , une partie de ces calculs est réalisée

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

permettant de répartir la charge de calcul sur plusieurs périodes. La réactualisation des contrôleur et observateur doit s'effectuer sur un temps inférieur à la durée L_i . L'ensemble de cette organisation est présenté sur la Figure 4.27.

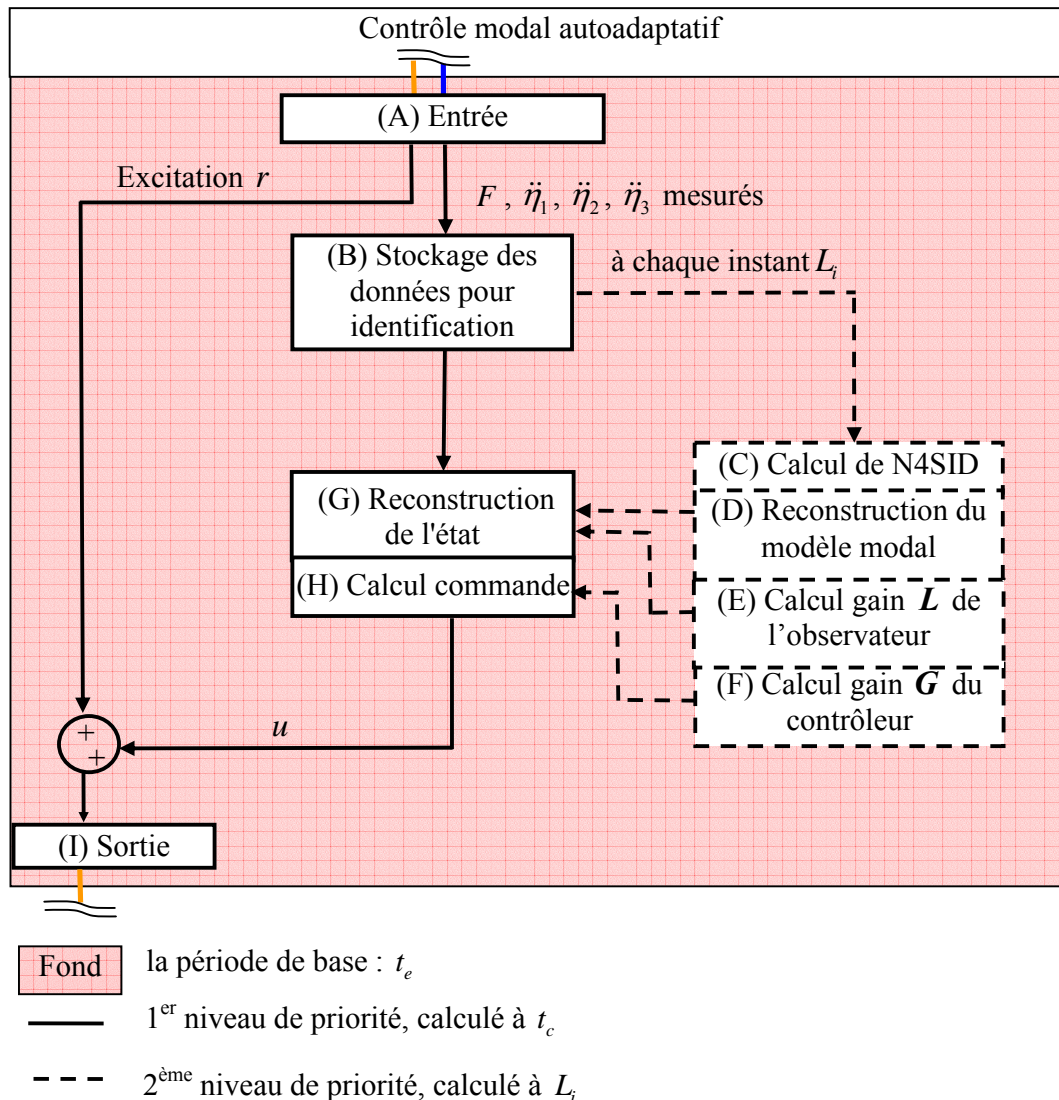


Figure 4.26 Structure et cadencement du contrôle modal autoadaptatif

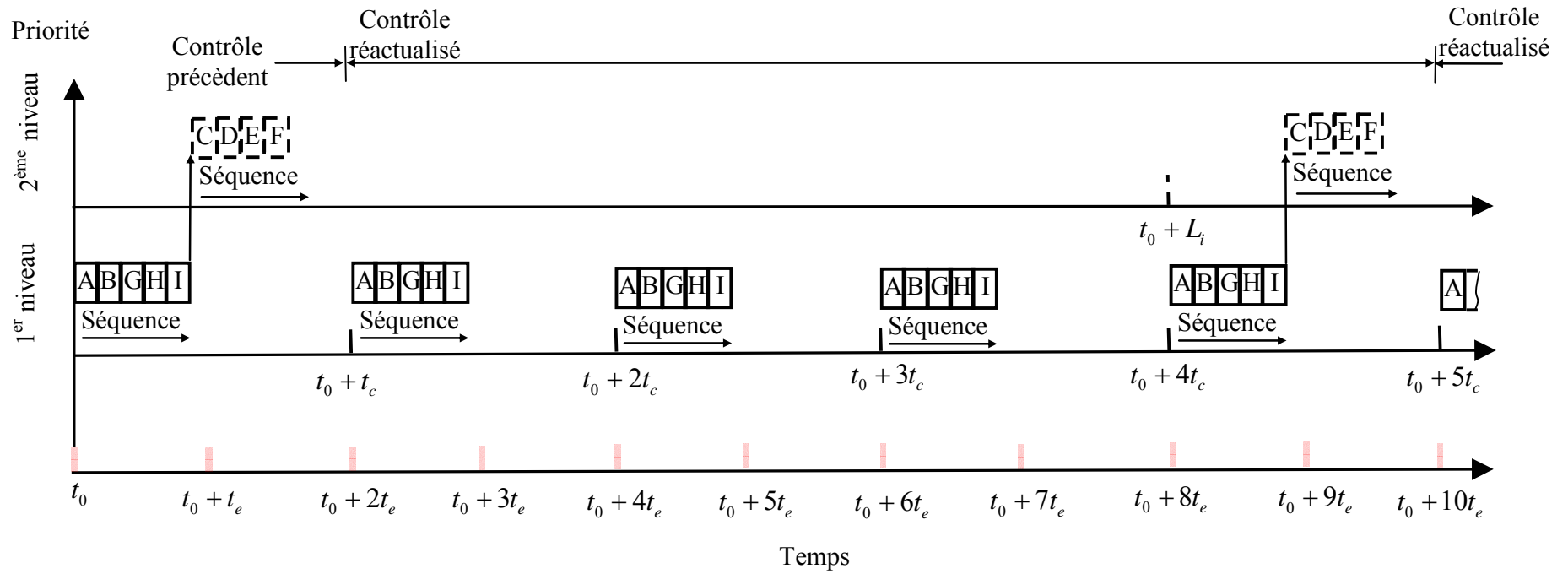


Figure 4.27 Synchronisation des priorités et séquences de calcul du contrôle modal autoadaptatif

4.5.2. Validation expérimentale de l'identification en temps réel en mode contrôle autoadaptatif

Dans cette partie, pour vérifier expérimentalement la performance de l'identification en temps réel lors du fonctionnement du contrôle autoadaptatif, la structure contrôlée est soumise à des bruits environnementaux sans perturbation. Pour cela, la structure mécanique 3DDL est utilisée. La masse mobile se déplace de $L_{m3} = 0.342$ m à $L_{m3} = 0.076$ m à la vitesse moyenne de 10mm/s environ.

Pour bien exciter la structure et réduire l'effet de la corrélation, l'amplitude de l'excitation de type bruit blanc est réglée à r_{0e} ($\sqrt{\text{var}(r_{0e})} = 0.3312$ N) avec une bande passante [1Hz-51Hz]. Le choix d'une excitation faible permet d'assurer que les réponses associées à l'excitation d'identification sont plus faibles que les réponses aux perturbations brutales (par exemple un choc) qui seront vues par la suite. Les fonctions de covariance des réponses (a_1 , a_2 , a_3) à l'entrée ($r_{0e} + u$) sont obtenues comme indicateurs de niveau de corrélation. Elles présentent un niveau suffisamment faible donné dans le Tableau 4.2. Par exemple, la valeur maximale dans cette expérience est bien entendu la valeur du deuxième coefficient de covariance $c_{\alpha 2e} = 0.0439$. Ces valeurs sont retenues pour assurer une faible corrélation et assurer une identification correcte.

	Accélération 1	Accélération 2	Accélération 3
Valeur de $c_{\alpha ie}$	$c_{\alpha 1e} = 0.0021$	$c_{\alpha 2e} = 0.0439$	$c_{\alpha 3e} = 0.0021$

Tableau 4.2 Valeur des covariances avec r_{0e}

De même que pour la partie 3.4.3 dans laquelle l'identification en temps réel en boucle ouverte était testée, la période de base t_e et la période de commande sont fixées à 1/2000 s, la période d'échantillonnage des signaux pour l'identification t_i est fixée à 1/200 s. Tous ces éléments permettent d'obtenir de bons résultats identifiés dans la partie 3.4.3 sauf pour l'inversion de la forme modale. Pour améliorer les résultats au moment de l'inversion de formes modales et limiter l'effet des perturbations sur l'identification, une longueur de la fenêtre d'identification L_i a été fixée à 600 points, soit 3s, et la bande passante des filtres passe-bande est réglée sur la bande fréquentielle d'intérêt de [4Hz – 29Hz].

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

L'ensemble de ces paramètres et filtre permettent d'avoir de bonnes performances d'identification pour le test du contrôle autoadaptatif (cf. Figure 4.28). Les matrices de pondération \mathbf{Q}_{exp} , \mathbf{R} , \mathbf{Q}_{obs} , \mathbf{R}_{obs} identiques à celles de la partie 2.3.3 sont elles aussi utilisées pour le contrôle autoadaptatif afin d'optimiser les gains du contrôleur et de l'observateur.

Les résultats identifiés ϕ_{22}/ϕ_{12} , ϕ_{32}/ϕ_{12} , ω_2 sont également présentés sur la Figure 4.28 : Pour les 1^{er} et 3^{ème} modes, les écarts entre les formes modales théoriques et identifiées sont inférieurs à 10%. A titre d'exemple la 3^{ème} composante de la 2^{ème} forme modale est présentée sur la Figure 4.28b.

Par contre, pour la 2^{ème} composante de la 2^{ème} forme modale (cf. Figure 4.28a), il existe toujours des écarts importants entre les valeurs théoriques et identifiées. Une des premières causes de ces écarts repose sur le fait que la position (ou la vitesse) de la masse n'est pas exactement réalisée sur le dispositif expérimental comme cela est simulé dans le modèle. Par ailleurs, ces grands écarts peuvent également être induits par la corrélation $c_{\alpha 2e}=0.0439$ qui est supérieure aux deux autres.

Il peut être constaté :

- qu'il n'existe pas de changement brutal dans ϕ_{22}/ϕ_{12} lorsque la forme modale est inversée en contrôle autoadaptatif grâce à la longueur de fenêtre volontairement choisie importante (600 points).
- que toutes les fréquences propres approchent toujours les valeurs théoriques malgré l'effet de l'inversion, par exemple la 2^{ème} fréquence propre sur la Figure 4.28c.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

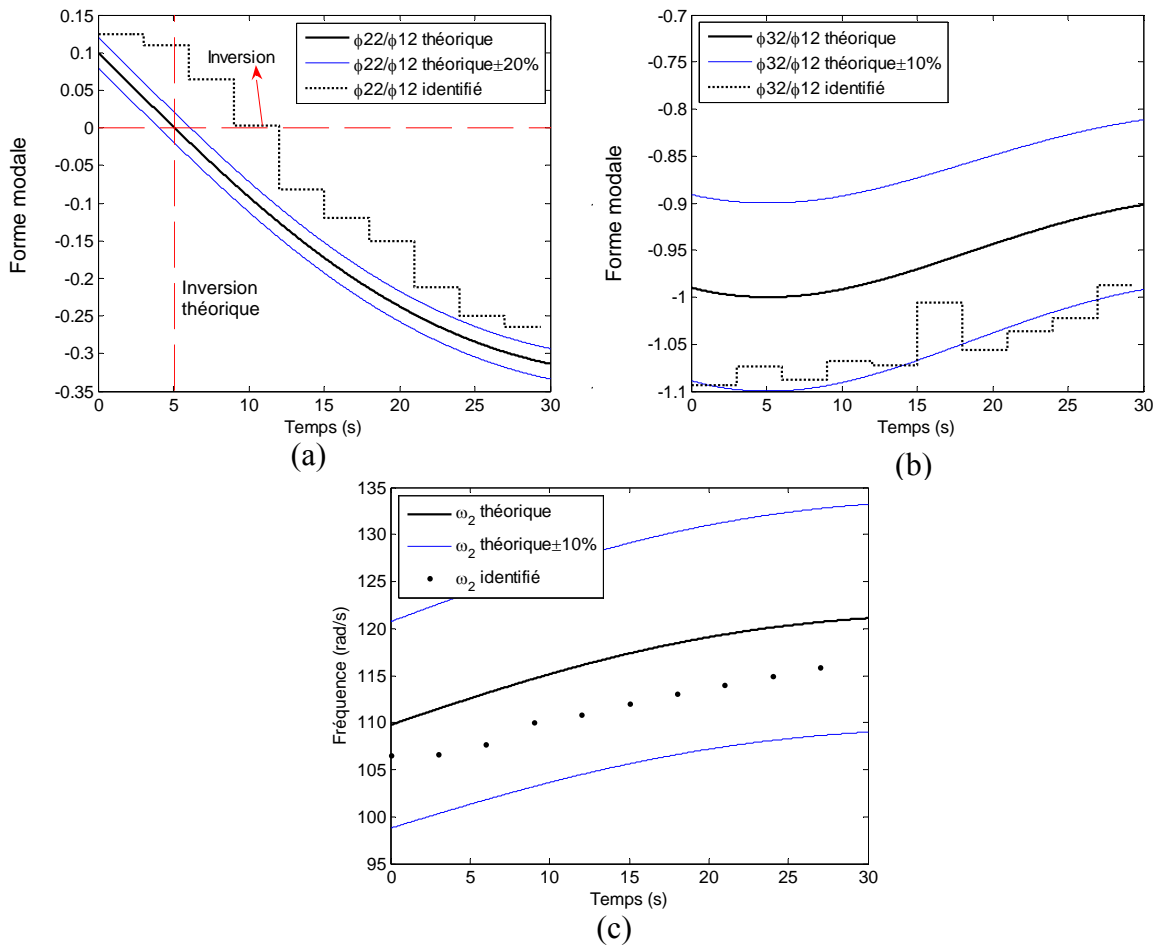


Figure 4.28 Caractéristiques modales identifiées en temps réel en boucle fermée sans perturbation

Par ailleurs, la continuité de la réactualisation du contrôle peut être validée en surveillant l'évolution des gains du contrôleur. Il peut être constaté que le contrôleur présente des évolutions en gain qui sont suffisamment continues.

La continuité est obtenue en réalité grâce à une longueur de fenêtre d'identification / réactualisation suffisante. En effet, elle détermine la précision des deux composantes en déplacement modal et en vitesse modale associées au 1^{er} mode (cf. partie gauche Figure 4.29) par l'intermédiaire de la précision des caractéristiques modales identifiées. Le même constat et la même remarque peuvent être faite pour le 3^{ème} mode. Par ailleurs, il peut être constaté que l'évolution des 2^{ème} et 5^{ème} composantes de gain du contrôleur influant sur le déplacement modal et la vitesse modale du 2^{ème} mode est continue malgré l'inversion de cette forme modale (cf. partie droite de la Figure 4.29).

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

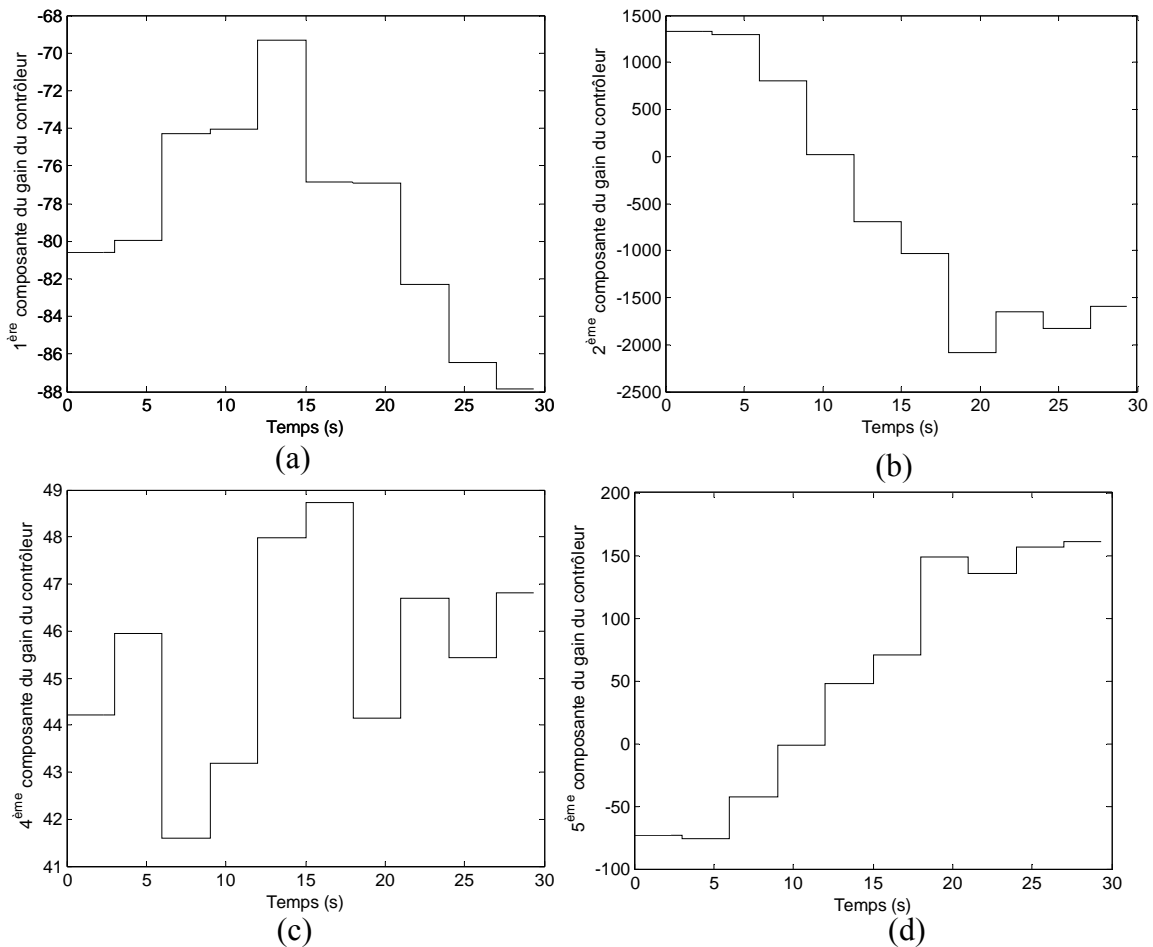


Figure 4.29 Evolution du gain du contrôleur : (a) 1^{ère} composante, (b) 2^{ème} composante, (c) 4^{ème} composante et (d) 5^{ème} composante

La Figure 4.30a présente la force de contrôle qui ne comporte pas de variation brutale aux instants de réactualisation. Les effets de l'effort de contrôle sur le comportement dynamique de la structure contrôlée sont présentés par l'intermédiaire de l'accélération sur la Figure 4.30b, par exemple celle du 3^{ème} pendule. Le comportement dynamique est stable. Cependant il peut être constaté que les vibrations sont plus importantes en fin de figure montrant que l'effet du contrôle est plus faible. Cette évolution provient du fait que la performance optimale du contrôle est calculée pour la position basse de la masse. En effet, au fur et à mesure de la réactualisation les gains du contrôleur sont calculés à l'aide de l'équation de Riccati alimentée par les matrices identifiées mais aussi les matrices de pondération \mathbf{Q}_{exp} et \mathbf{R} qui sont maintenues constantes ce qui est défavorable pour la position haute.

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

En conclusion, Il ne suffit pas d'avoir de bon réglages des algorithmes de contrôle et d'identification, mais il faut également veiller à déterminer des conditions optimales d'excitation r_{0e} nécessaire pour une bonne identification, de choisir des filtres adaptés ciblant la bande passante de contrôle désirée, la longueur de la fenêtre d'identification, etc... Cette partie a montré que l'identification en temps réel en boucle fermée est ainsi performante. La performance du contrôle quant à elle, est présentée dans la partie suivante dans le cas de rejection de perturbation.

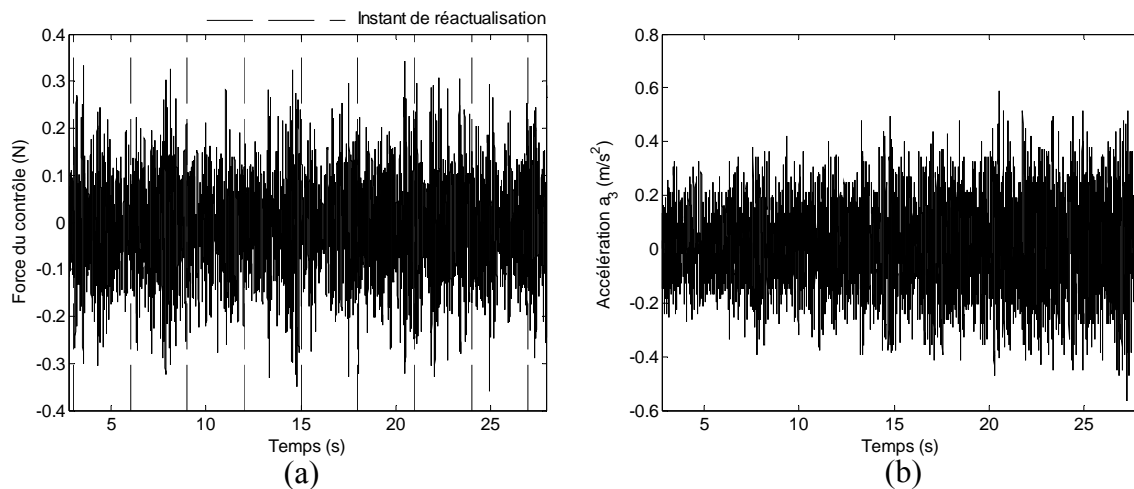


Figure 4.30 Résultat de l'expérience concernant la réactualisation systématique sans perturbation : (a) force du contrôle, (b) accélération a_3

4.5.3. Validation du contrôle autoadaptatif sur la structure 3DDL

Dans cette partie, la structure évolutive contrôlée est soumise aux bruits environnementaux et surtout à une force de type choc utilisée comme perturbation brutale. Dans ce cas, le contrôle modal autoadaptatif devrait réduire la réponse à cette perturbation contrairement au contrôle modal non réactualisé qui est instable. La vitesse de la masse mobile est fixée dans cet exemple à 11.2 mm/s environ. Les autres conditions opératives sont identiques à celles de la partie précédente 4.5.2. Le choc est produit à 17s après que la masse mobile soit passée par la position d'inversion située dans l'intervalle [9s-12s]. Le dispositif générateur du choc appliqué sur l'extrémité du 3^{ème} pendule est le même que celui utilisé dans la section 2.3.3.

Les réponses de la structure contrôlée et non contrôlée sont présentées par l'intermédiaire des signaux des accéléromètres sur la Figure 4.31 qui comporte également

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

l'évolution de la force de contrôle correspondante. Le contrôle est rapide, il rejette la perturbation avec performance.

Il est à remarquer en Figure 4.31(d) que dans l'intervalle de temps [9s-12s], une modification sensible de la force de contrôle se produit. Elle est due à l'influence de l'inversion induisant une erreur du modèle identifié mais la structure contrôlée reste stable grâce à la réactualisation du contrôleur et de l'observateur.

La robustesse du contrôle est donc nettement améliorée grâce à la réactualisation induite par l'identification, ce qui est validé par cette application expérimentale.

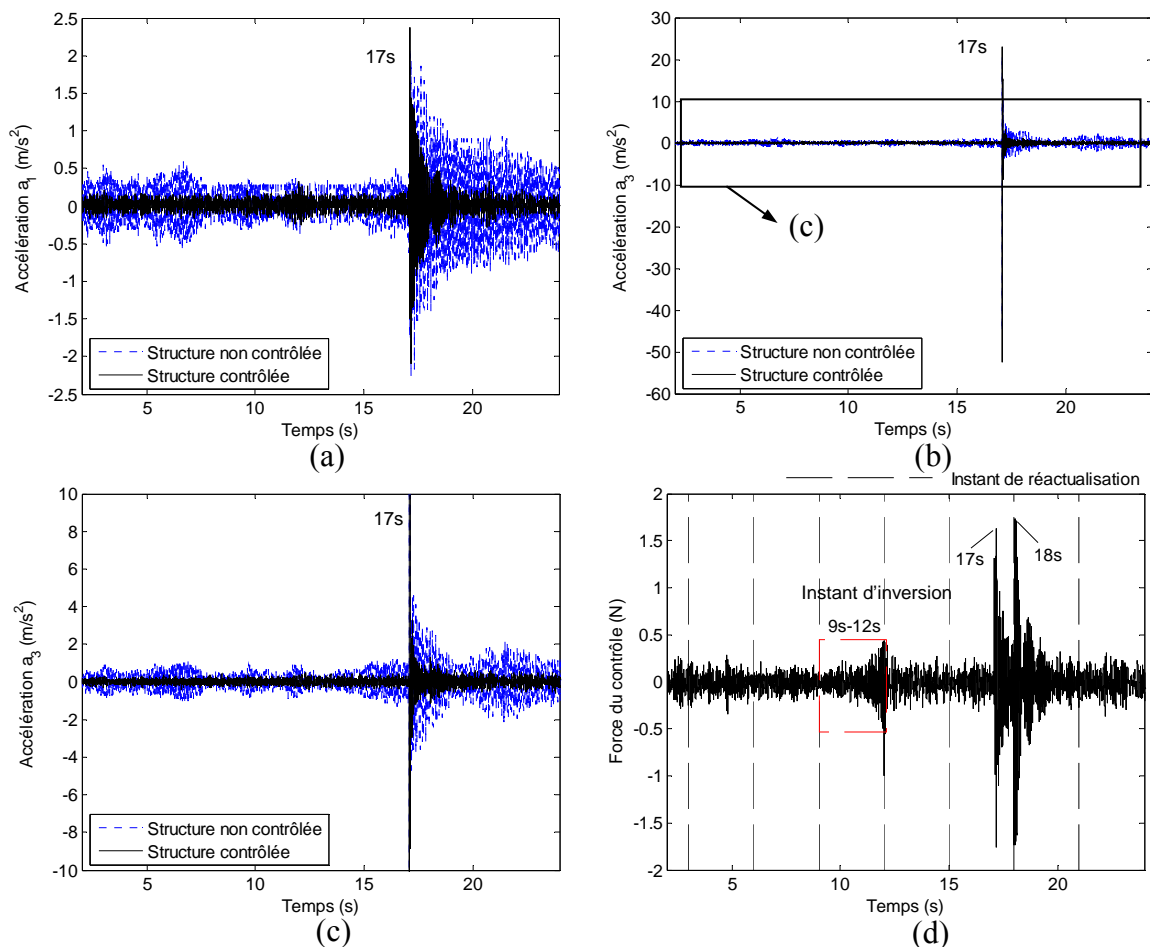


Figure 4.31 Performance du contrôle expérimental utilisant l'identification systématique lors d'une perturbation de type choc et soumis au bruit environnemental

Concernant la réactualisation, une analyse plus détaillée de la courbe d'effort de contrôle dans l'intervalle [17s-18s] montre :

- à 17s la perturbation est prise en charge par le contrôleur avec une bonne performance avec des gains définis par l'identification précédente,
- à 18s l'identification intégrant les effets de la perturbation produite donne lieu à une réactualisation imparfaite qui conduit à un saut de force produite par les nouveaux gains,

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

- après 18s, le nouveau contrôle modal opère rapidement et réduit les vibrations de façon performante.

Comme montré en simulation (partie 4.4.3) l'effet de la perturbation peut être lissé en influant sur la cadence de réactualisation. Ici la cadence de 3s a été utilisée sans dégrader le suivi de l'évolution de la structure.

Concernant l'identification, les résultats sont présentés de Figure 4.32 à Figure 4.34. Les résultats obtenus en simulation dans la section précédente sont confirmés dans cette expérimentation : il n'y a pas de changement brutal à l'instant de la perturbation. Cependant le premier mode est moins bien identifié (cf. Figure 4.32) même avec cette longueur de fenêtre de 3s. Il pourrait être intéressant, si cela avait été possible, d'utiliser le contenu spectral de la perturbation pour analyser plus en détail ces résultats.

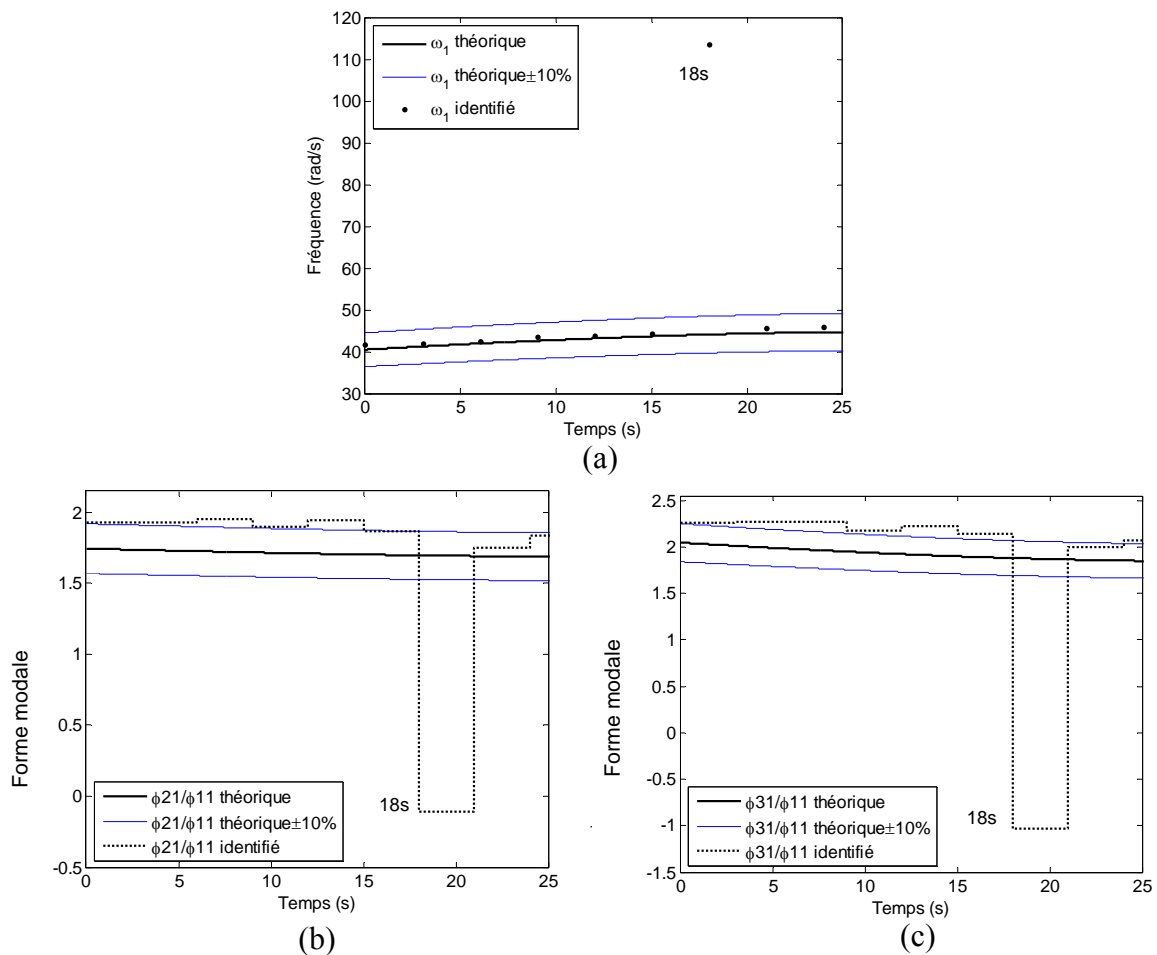


Figure 4.32 Caractéristiques du 1^{er} mode identifiées en temps réel en boucle fermée avec perturbation et bruit environnemental

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

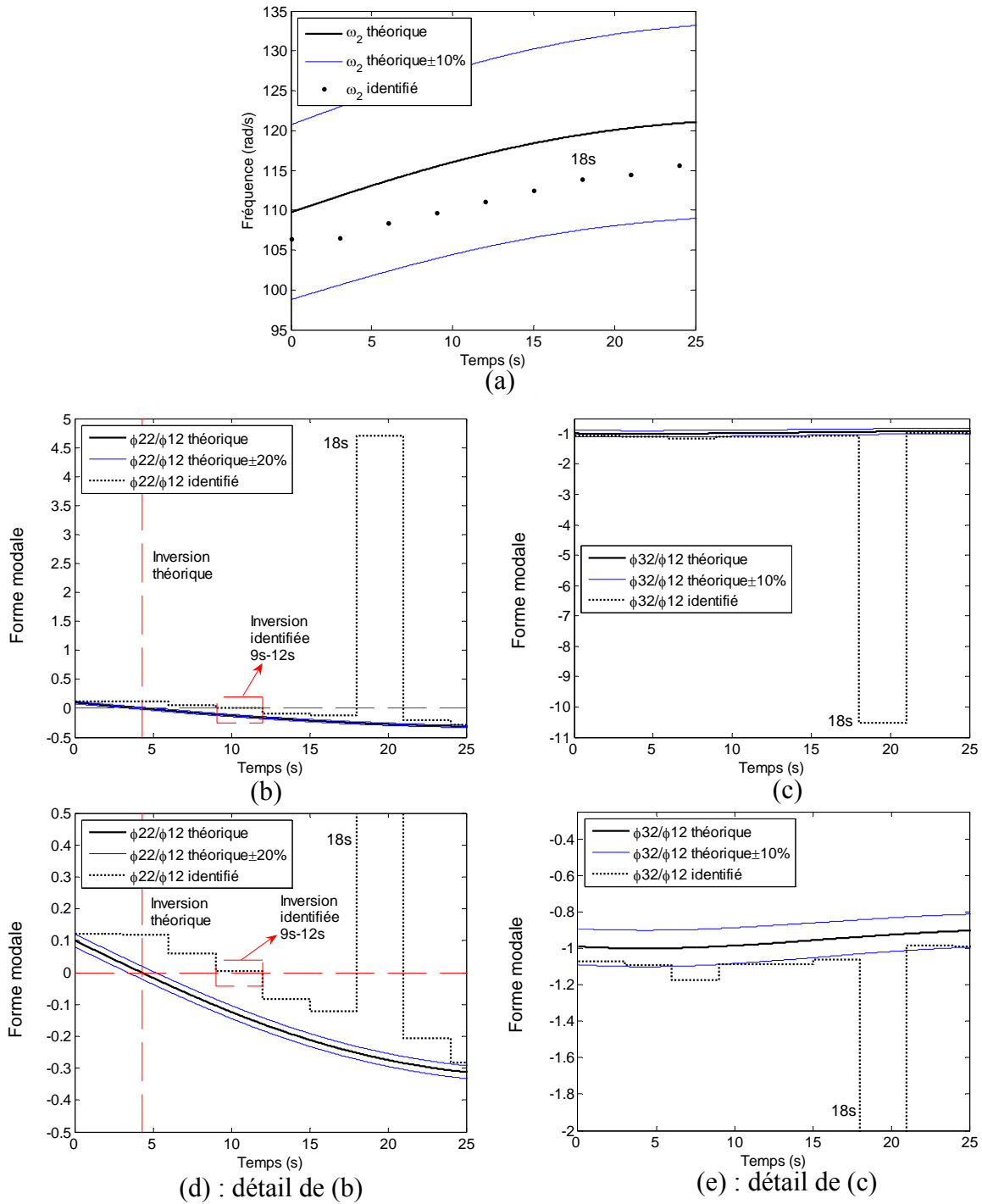


Figure 4.33 Caractéristiques du 2^{ème} mode identifiées en temps réel en boucle fermée avec perturbation et le bruit environnemental

4. CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF

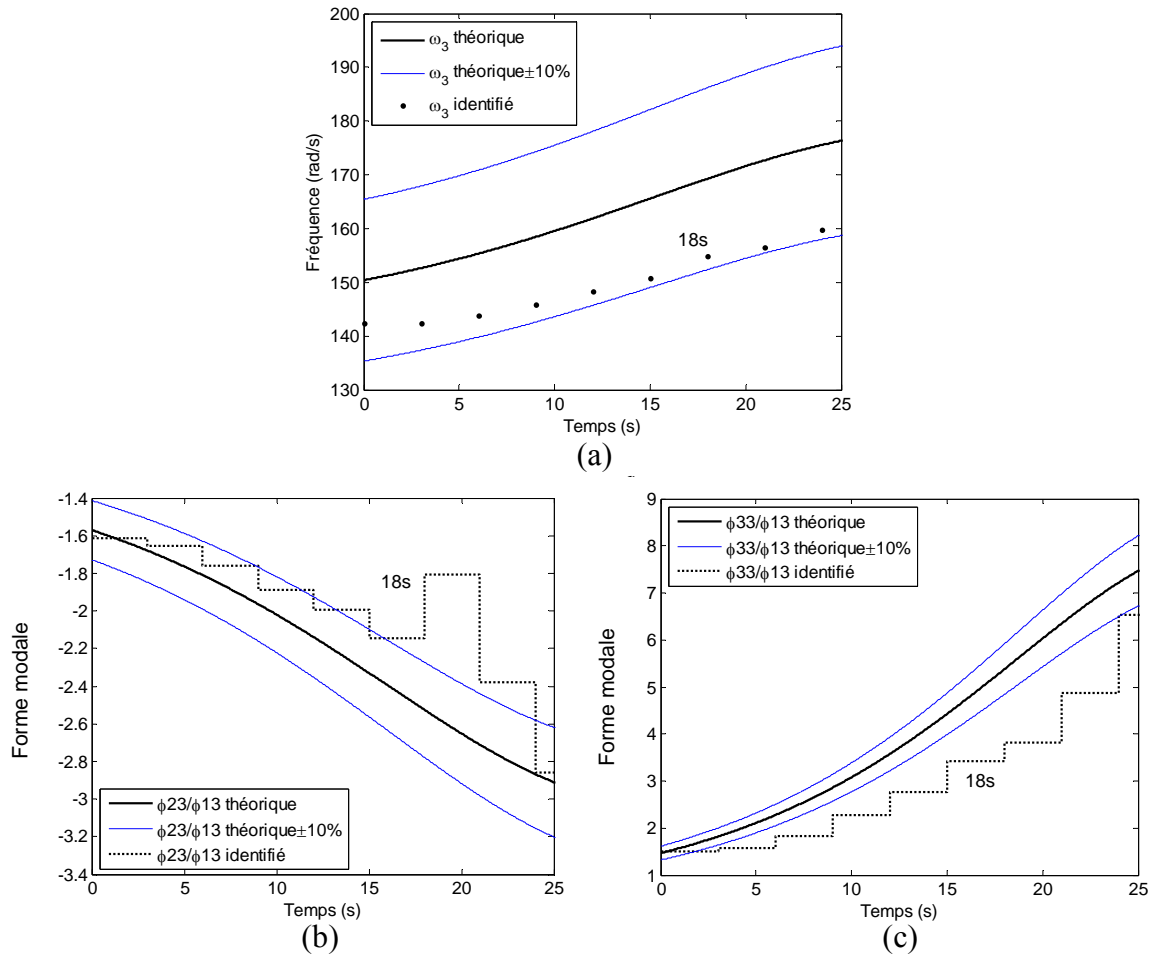


Figure 4.34 Caractéristiques du 3^{ème} mode identifiées en temps réel en boucle fermée sous une perturbation et le bruit environnemental

Ces résultats montrent que les fréquences sont globalement mieux identifiées que les formes modales. Ils confirment donc les difficultés pressenties sur les formes modales en simulation et en expérimentation dans les parties précédentes. Elles semblent directement liées à la longueur de la fenêtre relativement à la période propre des modes identifiés. Ainsi, plus la fréquence est élevée, plus le nombre de périodes propres présentes pour l'identification est important pour une longueur de fenêtre donnée. On peut remarquer également que l'amortissement apporté par le contrôle sur chacun des modes identifiés conduit à une présence moins marquée des modes plus hautes fréquences dans la réponse à une perturbation de type choc. Ce point peut également être mis en lien avec les valeurs choisies dans la matrice de pondération \mathbf{Q}_{exp} qui sont plus importantes pour les 5^{ème} et 6^{ème} composantes, relatives à l'amortissement des 2^{ème} et 3^{ème} modes.

4.6. Conclusion

En utilisant le modèle identifié en boucle fermée, le contrôle modal autoadaptatif a été réalisé en simulation et en expérimentation sur la structure évolutive.

L'identification en boucle fermée, réalisée en ajoutant une excitation modérée et maîtrisée de type bruit blanc, a montré des capacités très intéressantes, mais nécessite néanmoins un réglage pertinent en amplitude du signal d'excitation. Ce réglage peut s'appuyer sur des indicateurs de corrélation et de rapport signal sur bruit, validés sur l'exemple choisi.

La liaison entre identification et contrôle, le principe du contrôle autoadaptatif, les résolutions pour le problème de corrélation ont été présentés. La performance du contrôle peut être déterminée par les conditions opératives comme l'excitation d'identification, la longueur de la fenêtre d'identification, etc... Les simulations et les expériences menées ont du prendre en compte le calcul en temps réel, les contraintes de programmation expérimentale et les limites techniques. Les capacités des moyens matériels mis en œuvre ont toujours été mises en rapport avec les caractéristiques physiques fondamentales du système étudié.

Les expérimentations menées sur le démonstrateur choisi permettent de valider la méthode proposée. En effet la méthode de contrôle autoadaptatif garantit la stabilité du contrôle malgré l'évolution importante sur les formes modales de la structure, réputées difficiles à identifier.

Les résultats des simulations proches de ceux obtenus par l'expérience permettent de conclure quant à la possibilité de prédire les résultats. Ainsi, si les moyens de contrôle / identification comportent des limites compatibles avec les caractéristiques fréquentielles de structures différentes, la méthode proposée peut être transposée sur la base du savoir faire décrit ci-dessus.

Dans ce chapitre, le contrôle a été réactualisé « systématiquement », c'est à dire que l'identification fonctionne à une fréquence définie et invariable. En considérant le processus du calcul, une variante de cette technique peut être proposée pour améliorer son coût. Le chapitre suivant a pour objet l'introduction de cette variante qui concerne l'utilisation d'une réactualisation conditionnelle.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

Dans le chapitre précédent, le principe du contrôle modal autoadaptatif a été présenté, l'application de cette approche a été étudiée par simulation sur la structure 3 DDL puis validée par l'expérience. Par cette approche, le contrôle peut être réactualisé automatiquement pour s'adapter à la structure évolutive, la stabilité ainsi que la performance de ce contrôle peuvent être garanties. Mais, le processus de réactualisation est systématique par le choix d'une identification elle-même systématique conduisant à une réactualisation définie à une fréquence fixe et invariable. Cette manière de réactualiser le contrôle n'est pas économique au regard de la charge du calcul. En particulier si l'évolution de la structure est très faible, elle ne nécessite pas une réactualisation du contrôle.

Dans la première section de ce chapitre, les inconvénients de la réactualisation systématique sont présentés et des solutions pratiques sont proposées et analysées menant à une réactualisation conditionnelle. Parmi ces solutions, la méthode basée sur les réponses semble être la plus efficace car cette méthode n'introduit pas directement un processus d'identification du modèle. Cette approche introduit un indicateur qui peut décrire les différences entre les réponses de la structure réelle et les réponses du modèle. Cet indicateur : le critère « Variance-Accounted For » (VAF) [76], est explicité dans la deuxième section. Cette méthode permet de démarrer la réactualisation du contrôle au moment adéquat où le modèle n'est plus représentatif de la structure réelle. Le principe de cette approche puis le choix des paramètres de VAF sont présentés séparément dans les parties 5.2.1 et 5.2.2. Ensuite, dans la partie 5.2.3, la performance de l'identification conditionnelle par le critère VAF est qualifiée par simulation sur la même structure que celle des chapitres précédents. L'identification avec ce critère de VAF devrait permettre de s'adapter à différentes vitesses d'évolution compatibles avec les ressources informatiques en temps réel. La robustesse de l'identification conditionnelle est donc étudiée par simulation pour une vitesse d'évolution variable dans la partie 5.2.4. Puisque le critère et la performance de l'identification sont basés sur les réponses de la structure réelle qui peuvent être influencées par les perturbations inconnues, une étude de cette influence complète la dernière section de ce chapitre.

5.1. Problématique du temps du calcul et solutions pratiques

Le contrôle modal autoadaptatif présenté dans le chapitre précédent a été réalisé de façon systématique. L'identification et la réactualisation du contrôle fonctionnent à pas de temps constant même si l'évolution de la structure est très lente ou très faible et même si le contrôle reste performant malgré l'évolution de la structure. La réactualisation systématique alourdit le processus de calcul en simulation comme en expérience lorsque les changements de comportement ne sont pas critiques pour le contrôle. Par conséquent, il est souhaitable de remplacer cette réactualisation systématique par une réactualisation conditionnelle basée sur un critère pour démarrer la mise à jour du contrôle au moment adéquat. Ce critère doit maintenir la stabilité, la performance du contrôle et la continuité relative de l'effort de contrôle tout en permettant des réactualisations du modèle poursuivant la tendance d'évolution de la structure.

La première solution possible peut être associée à la performance du contrôle : si le contrôle antérieur s'avère insatisfaisant et si le calcul du contrôle postérieur est satisfaisant la réactualisation du contrôle est déclenchée. La performance du contrôle peut être repérée grâce à la position des pôles du système modélisé contrôlé. Dans ce cas, cependant il faut calculer les caractéristiques dynamiques du contrôle pour évaluer sa performance et donc lancer façon systématique tout le processus d'identification et de calcul du contrôle afin que le critère de performance se positionne pour l'utilisation du nouveau résultat. Ce processus est presque identique à celui de la réactualisation systématique, voire alourdi par le critère de positionnement des pôles. Cette solution génère donc toujours des coûts informatiques très importants, elle ne semble pas être intéressante.

La deuxième solution possible est construite à partir des résultats identifiés seuls. En effet, l'évolution de la structure se traduit par l'évolution des résultats identifiés. S'il existe un changement important de modèles identifiés successifs, l'évolution de la structure devrait être importante. Dans ce cas, la réactualisation du contrôle est démarrée. Dans le cadre modal, un critère d'évolution modale pourrait être basé sur le critère « Modal Assurance Criterion (MAC) » [77], proposé au cours des vingt dernières années. Il peut détecter un changement de forme modale identifiée. Pour calculer la valeur du MAC, il faut la forme modale identifiée à un instant donné et la forme modale précédente. Par conséquent, cela conduit à une identification systématique. En revanche, la réactualisation des gains du contrôleur, de l'observateur et du modèle de l'observateur n'est pas systématique. Cela permet d'éviter une partie non négligeable des calculs, mais cette méthode reste conditionnée par une longueur de fenêtre nécessaire à l'identification qui est généralement assez longue. Cette solution n'est toujours pas suffisamment économique au regard du temps du calcul.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

Il est donc nécessaire de trouver une autre méthode qui peut démarrer l'identification et la réactualisation du contrôle au moment adéquat sans calcul systématique. L'idée est la suivante : lorsque le modèle courant n'est plus suffisamment fidèle à la structure réelle, conduisant au risque de détériorer la performance du contrôle, il est nécessaire à ce moment seulement d'identifier et de réactualiser le contrôle. L'approche la plus simple est d'utiliser un critère basé sur la réponse du modèle contrôlé et la réponse de la structure contrôlée réelle. Les écarts entre les deux réponses sont significatifs des différences entre la structure réelle et son modèle à un instant donné. Un écart assez grand serait alors le déclencheur de l'identification et la mise au jour du contrôle. Le temps de calcul dans ce cas est particulièrement réduit. Un critère basé sur la « Variance-Accounted For » (VAF) est proposé pour décrire ces écarts [76]. La méthode proposée est ensuite validée dans ce chapitre par simulation. Le principe, la stabilité, la robustesse et la performance seront étudiées dans la section suivante.

5.2. Réactualisation conditionnelle par le critère VAF

5.2.1. Principe

Sur la base du contrôle avec identification systématique présenté en section 4.2 (cf. Figure 4.1), le critère VAF est introduit dans la boucle du contrôle autoadaptatif dans le bloc (i) de la Figure 5.1. A partir du critère VAF (i), la réponse provenant de la structure réelle (a) est comparée avec la réponse provenant du modèle identifié initial ou précédent. Selon ce critère, si le modèle antérieur appelé « courant » dans ce chapitre est très éloigné de la structure réelle, l'identification en temps réel des paramètres modaux (b) est déclenchée. Les autres processus sont identiques au contrôle avec identification systématique de la Figure 4.1.

Le VAF est défini ainsi :

$$\text{VAF}(y_i, \hat{y}_i) = \max \left\{ 1 - \frac{\text{var}(y_i - \hat{y}_i)}{\text{var}(y_i)}, 0 \right\} \times 100\% \quad (5.1)$$

où \hat{y}_i est la réponse simulée par le modèle courant et y_i est la réponse de la structure réelle. (cf. Figure 5.1).

Une valeur du seuil de VAF doit être choisie pour définir la sensibilité à l'identification et à la réactualisation du contrôle. Lorsque la valeur de VAF est inférieure ou égale à ce seuil, l'identification et la réactualisation du contrôle sont démarrées.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

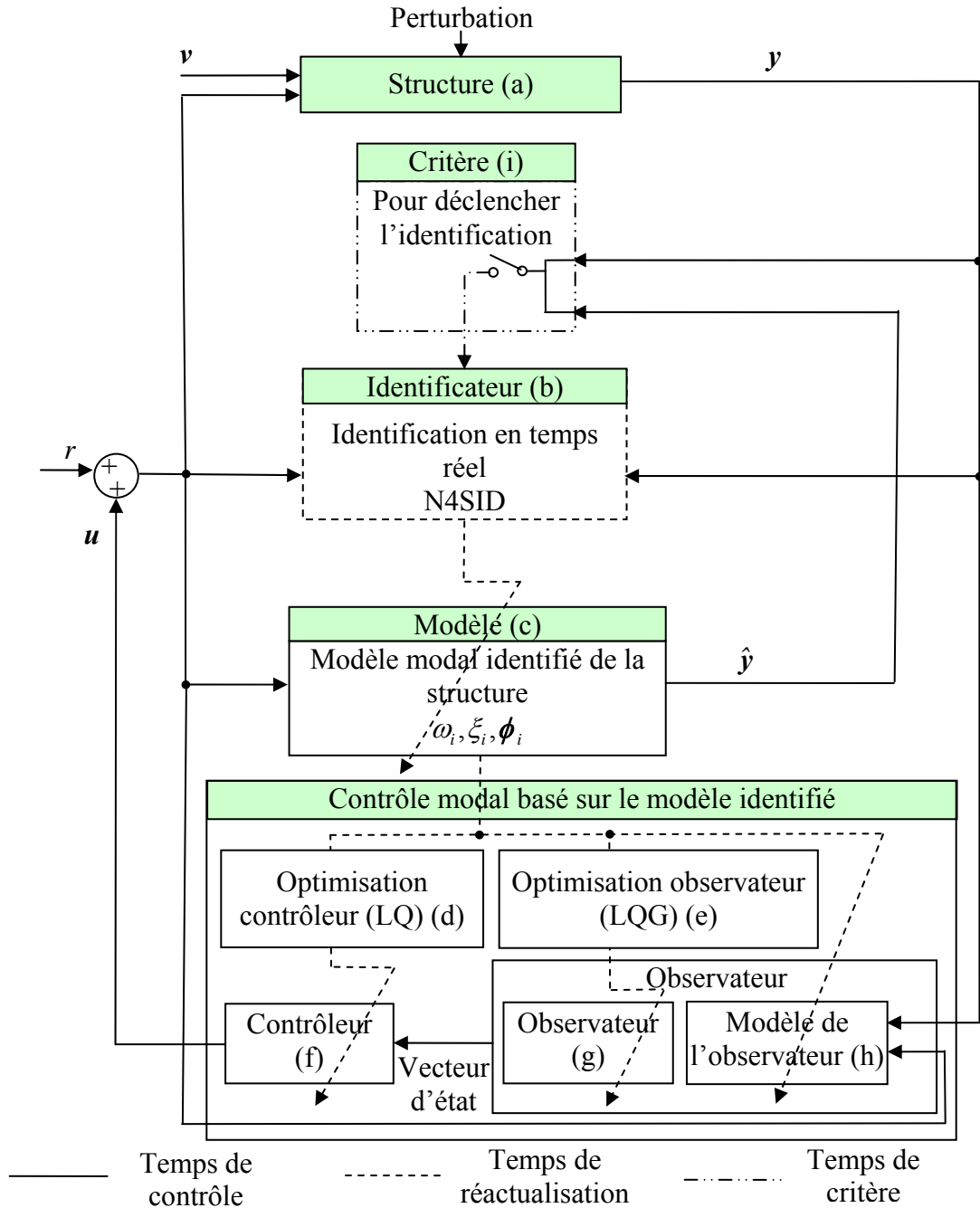


Figure 5.1 Principe du contrôle modal avec l'identification conditionnelle en temps réel

Pour présenter le processus d'identification avec le critère VAF et à titre d'exemple illustratif, la Figure 5.2 montre l'imbrication des périodes utilisées allant de la période de calcul de la VAF (0.5s) à la période d'échantillonnage pour l'identification (1s). Les séquences nécessaires pour l'identification et pour calculer la valeur de VAF peuvent également être différentes, ici elles sont choisies identiques à 5 points d'échantillonnage. Le seuil de VAF est fixé à 90%.

Sur ce même exemple, à 10s, la valeur de VAF est inférieure à 90%, c'est à dire que le modèle courant n'est plus correct. Par conséquent, l'identification conditionnelle sera

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

démarrée pour réactualiser l'ensemble contrôleur/observateur grâce au modèle modal M_{10} . Ces nouvelles valeurs sont conservées pendant les 5 points suivants d'identification.

A l'inverse, à 5s, l'identification n'est pas démarrée et le modèle courant est conservé car la valeur de VAF est supérieure à 90%. Les gains du contrôle, de l'observateur et le modèle de l'observateur ne sont alors pas réactualisés à 5s. Les valeurs non réactualisées sont donc conservées pendant les 5 points suivants.

Par opposition à l'identification conditionnelle présentée ici, l'identification systématique aurait été démarrée toutes les 5 secondes.

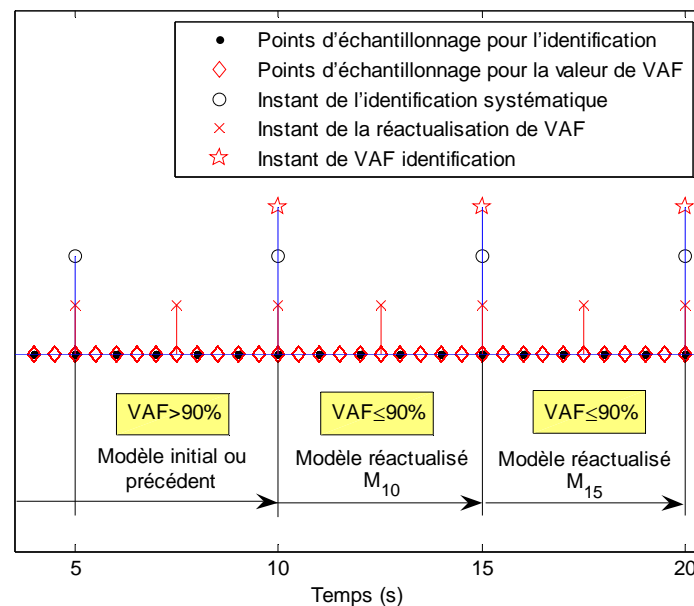


Figure 5.2 Processus principal du temps d'identification systématique et conditionnelle VAF

5.2.2. Choix des paramètres du critère VAF

La manière de choisir les paramètres du critère VAF est présentée dans cette partie. La façon de procéder choisie est générale et peut être utilisée sur d'autres structures évolutives. Les principaux choix faits pour la structure 3DDL concernent les paramètres suivants : la réponse du système pour calculer la valeur de VAF, la valeur du seuil de VAF pour déclencher l'identification/réactualisation et la période de calcul du critère VAF.

▪ Choix de la réponse

Pour réduire au maximum le coût informatique temps réel au final, la démarche proposée consiste à vérifier qu'une seule mesure est suffisante pour déceler la nécessité d'une réactualisation à partir du critère VAF.

Pour cela la comparaison de la sensibilité des VAF opérée à partir de chacun des 3 capteurs d'accélération est nécessaire. Afin de déterminer cette sensibilité, une identification

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

La systématique est d'abord réalisée et sera prise comme condition de réactualisation pour la comparaison. De même, les calculs de la valeur de VAF sont effectués sous les mêmes conditions : aucune perturbation et bruit environnemental ne sont considérés, la vitesse de la masse mobile est fixée à 3.6mm/s et le calcul de VAF est effectué à la même cadence que l'identification. L'évolution de la valeur de VAF est présentée sur la Figure 5.3 à partir de chaque accélération de chaque pendule.

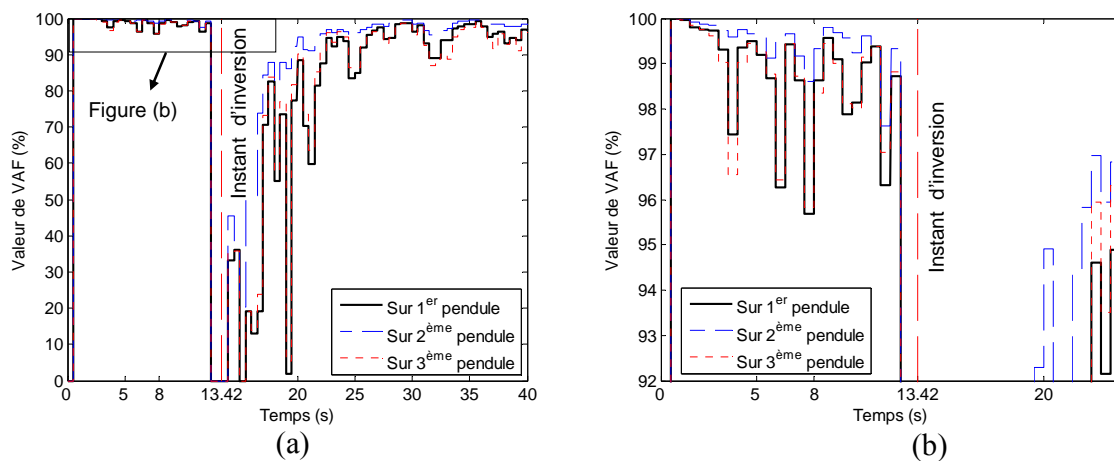


Figure 5.3 Évolution de la valeur de VAF

Avant l'inversion, les variations des valeurs de VAF calculées sur le 1er et 3ème pendules sont plus importantes que celles sur le 2ème pendule, donc plus sensible. Ces variations importantes peuvent être constatées aussi lorsque la masse mobile est éloignée de l'inversion, par exemple après 25s. Par conséquent sachant que l'identification systématique est utilisée ici, la sensibilité s'avère forte, ce qui est recherché pour éviter les discontinuités de réactualisation. Pendant la phase d'inversion, la sensibilité est particulièrement importante et ces trop grandes variations ne permettent pas de conclure sur la pertinence du critère de réactualisation. En revanche, elle permet de déceler les écarts entre le modèle identifié systématiquement et la structure réelle simulée. Cette sensibilité garantit une identification de qualité qui sera identique à l'identification systématique. Pour cela, il faut choisir une cadence de calcul du critère VAF identique à la cadence d'identification systématique.

Dans cette thèse, le critère VAF sera donc calculé sur le 1^{er} pendule.

▪ Valeur du seuil et période de calcul de la VAF

Pour obtenir un compromis entre la densité du calcul et la précision de la valeur VAF ainsi que pour simplifier la programmation, le calcul de VAF est effectué sur une taille d'échantillon suffisante avec la même fréquence que l'identification de la section 4.4, c'est-à-dire 500 points d'échantillonnage à 1000Hz (0.5s) comme le montre la Figure 5.4.

Dans les mêmes conditions que la partie 4.4.2, c'est-à-dire sans perturbation, sans bruit environnemental ν , avec une vitesse de la masse mobile de 3.6 mm/s, le seuil de VAF

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

est fixé à 95% après quelques essais. La valeur de VAF influe sur l'instant de démarrage de l'identification. Elle est choisie pour permettre de déclencher l'identification afin de déceler une évolution supérieure à un écart choisi. La précision du modèle identifié est donc en relation directe avec la valeur de VAF choisie.

Si le modèle n'est pas réactualisé, l'écart entre ϕ_{22}/ϕ_{12} du modèle initial (non encore réactualisé) et ϕ_{22}/ϕ_{12} de la structure évolutive théorique (ou réelle dans le cas d'une expérimentation) atteint 20% à 2.6s. 20% est un écart qui a été considéré assez grand dans le chapitre sur l'identification systématique, 20% sera donc considéré comme valeur limite.

Dans le cas présenté Figure 5.5, en utilisant le seuil de VAF à 95%, l'identification a été démarrée, à 3.0s (cf. Figure 5.5a) proche par conséquent des 2.6s limite.

De plus en focalisant sur l'inversion de la forme modale, le seuil de VAF à 95% correspond à la plus petite valeur absolue (0.1191) de l'écart maximal sur ϕ_{22}/ϕ_{12} identifié près de l'inversion (cf. Figure 5.5b). La valeur de VAF à 95% sera retenue pour les simulations réalisées dans ce chapitre.

En utilisant le seuil de VAF à 95%, les résultats entre l'identification systématique et l'identification conditionnelle sont proches (cf. Figure 5.6) mais le nombre de réactualisations en identification conditionnelle est inférieur réalisant ainsi une économie informatique significative. De plus le nombre de réactualisations est suffisant pour éviter les problèmes de discontinuité de commande. Ainsi, la période de calcul de la VAF (0.5s) et la valeur du seuil de VAF (95%) choisies permettent de bien représenter l'évolution des caractéristiques modales.

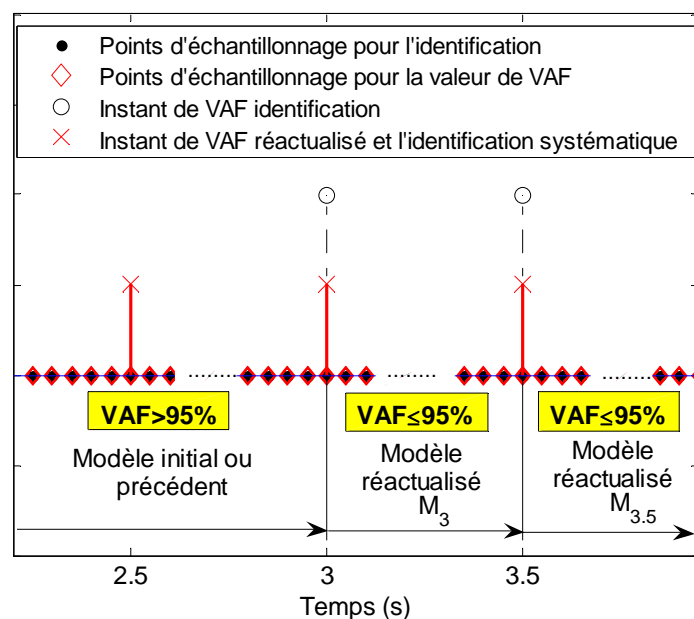


Figure 5.4 Organisation temporelle de l'identification conditionnelle et de l'identification systématique

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

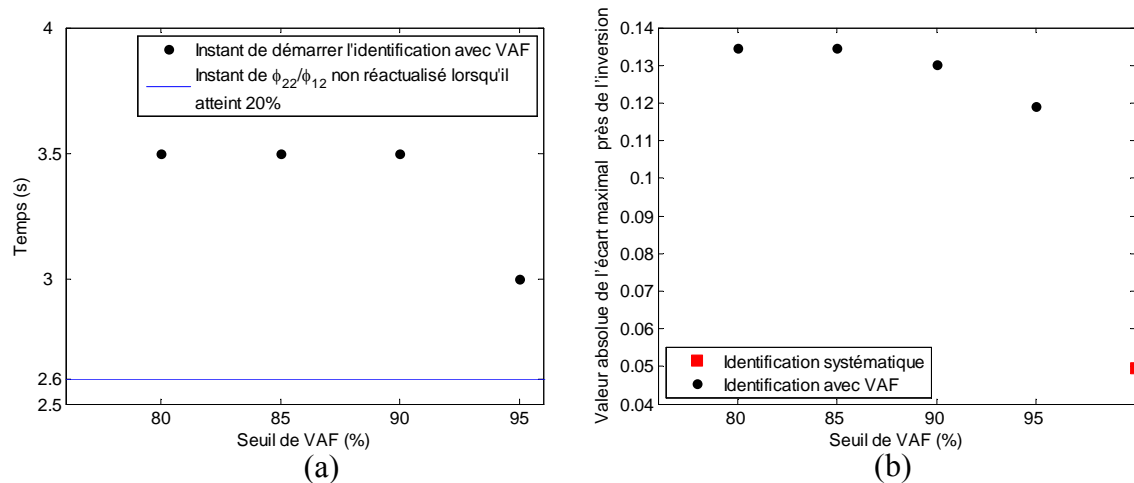


Figure 5.5 Seuil de VAF en fonction (a) de l'instant de démarrage de l'identification (b) de la valeur absolue de l'écart maximal à l'inversion

5.2.3. Contrôle autoadaptatif conditionnel sans sollicitation externe

La performance de l'identification avec le critère VAF est évaluée dans cette partie. Dans les mêmes conditions que la partie 4.4.2, ϕ_{rs}/ϕ_{1s} ($r=2,3$, $s=1,2,3$) et les fréquences propres sont identifiés par identification conditionnelle. Les résultats sont comparés avec les valeurs théoriques et les valeurs de l'identification systématique de la partie 4.4.2. Ici les caractéristiques modales du 2^{ème} mode sont présentées sur la Figure 5.6 car il est significatif et critique, notamment pour ϕ_{22}/ϕ_{12} . Les écarts entre caractéristiques modales des 1^{er} et 3^{ème} modes entre l'identification conditionnelle et leurs valeurs théoriques sont toujours inférieurs à 5%.

Dans ce chapitre, les équations analytiques sont utilisées pour obtenir les courbes d'évolution des caractéristiques modales qui seront prises comme référence pour évaluer la performance de l'identification conditionnelle. Sur la Figure 5.6, les instants où les écarts importants entre les résultats théoriques et les résultats identifiés sont facilement discernables. Ces instants correspondent à une valeur de VAF inférieure ou égale à 95%. Par conséquent, l'identification est démarrée à ces instants pour réactualiser les caractéristiques du modèle modal de la structure, conduisant ou non à une amélioration de valeur de VAF. La valeur de VAF est calculée à partir de l'accélération du 1^{er} pendule, elle est donc un indicateur global pour l'évolution de toutes les caractéristiques modales. La valeur de cet indicateur qui peut être suffisamment sensible est liée à la performance de l'identification.

A 3s, le modèle initial ne coïncide pas avec la structure : les écarts entre ϕ_{22}/ϕ_{12} identifié et calculé théoriquement sont supérieurs à 20% comme le montre la Figure 5.6d (les autres ϕ_{rs}/ϕ_{1s} sont inférieurs à 5%) et la valeur de VAF est de 92.1%. L'identification est donc démarrée, le modèle ainsi que les gains du contrôleur et de l'observateur sont alors

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

réactualisés. A 3.5s, il y a encore de petits écarts entre les résultats identifiés et calculés théoriquement pendant [3.0s-3.5s], ainsi que pour les autres modes ϕ_{rs}/ϕ_{ls} . L'identification et la réactualisation sont démarrées encore une fois à 3.5s et 4s. Puisque la valeur réactualisée de VAF est 97.8% à 4.5s, l'identification et le processus de mise à jour sont suspendus.

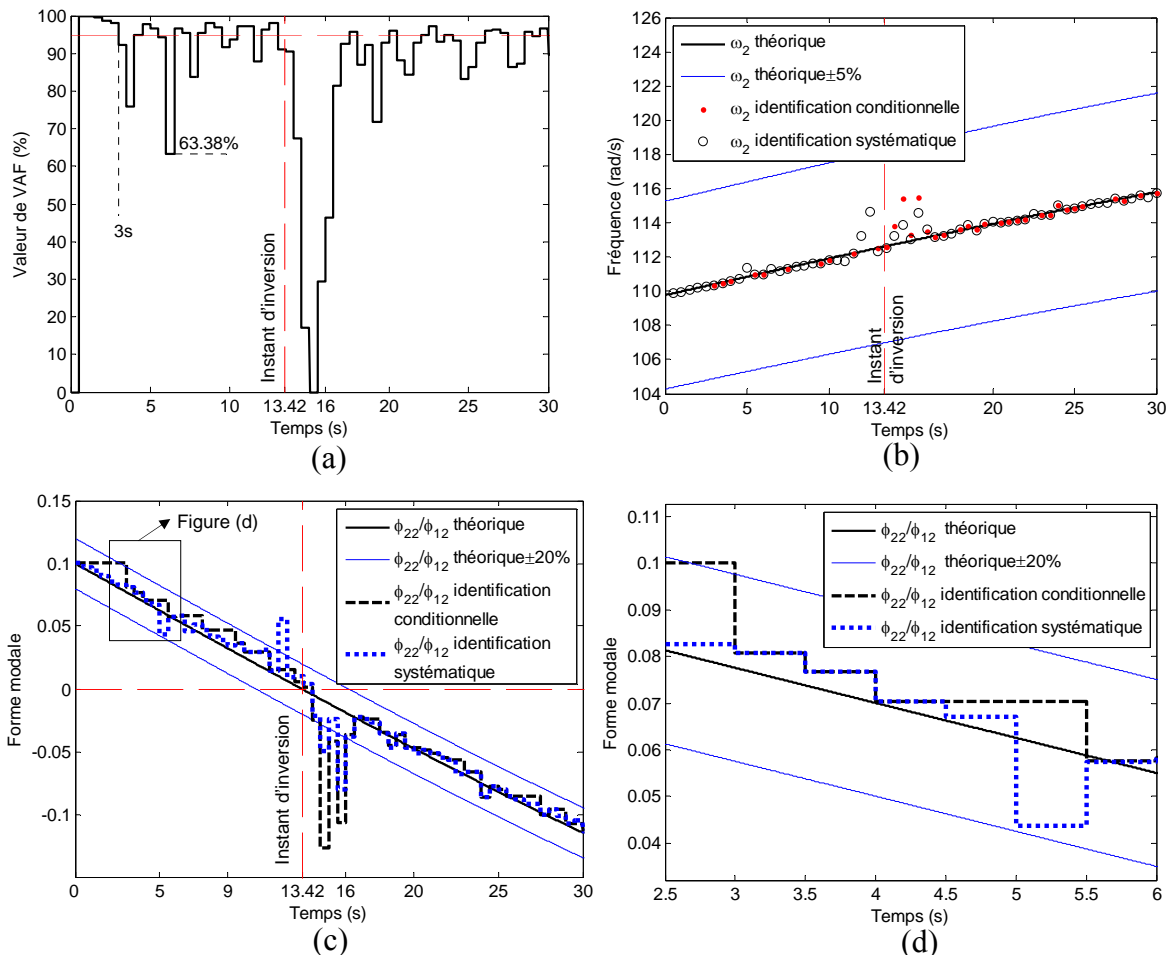


Figure 5.6 Caractéristiques modales identifiées sans perturbation ni bruit environnemental ν avec une vitesse de la masse mobile de 3.6m/s

Après l'instant 13.42s où l'inversion de la forme modale a lieu, la valeur de la VAF baisse soudainement comme le montre la Figure 5.6a. Presque huit pas d'identification sont nécessaires pour récupérer une valeur de VAF supérieure à 95%, donc un modèle modal suffisamment précis. Contrairement à ce qui apparaît loin de l'instant d'inversion, la récupération est beaucoup plus longue avec un nombre de pas bien supérieur.

Par ailleurs lorsque l'inversion a lieu, le modèle identifié par VAF peut être moins précis que le modèle identifié systématiquement (cf. Figure 5.6, [14.5s-16s]). Cette imprécision peut être expliquée par les points suivants : la valeur de VAF est calculée sur l'accéléromètre du 1^{er} pendule. Même si cette valeur est un indicateur global pour l'évolution

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

de toutes les caractéristiques modales, le calcul VAF à partir de ce signal unique donne un résultat de signification imprécise dans les cas délicats tels que l'inversion de la forme modale.

Globalement, en dehors de ces conditions délicates, le modèle identifié sous condition VAF est suffisamment précis pour réactualiser le contrôleur et l'observateur et le temps de calcul est sensiblement réduit grâce à l'identification conditionnelle. Les modifications du modèle sont également suffisamment continues, sans introduire de phénomène d'instabilité. A titre d'exemple, cette continuité peut être présentée sur la Figure 5.7 par l'intermédiaire de l'évolution des 2^{ème} (déplacement modal du 2^{ème} mode) et 5^{ème} (vitesse modale du 2^{ème} mode) composantes du gain du contrôleur.

De même que pour les sections 4.4.1 et 4.4.2, pendant le mouvement de la masse mobile, l'excitation r_0 de type du bruit blanc induit des réponses indésirables (par exemple, le déplacement η_3 cf. Figure 5.8a) et une force parasite du contrôle. Il peut être constaté sur la Figure 5.8b que la force de contrôle avec réactualisation conditionnelle VAF n'est pas brutale aux instants de réactualisation réalisés toutes les 0.5s. Le déplacement et la force sont stables. Par ailleurs pendant la séquence [12s-12.5s], les résultats identifiés sous conditions VAF sont plus précis que l'identification systématique (cf. Figure 5.6c) et la force de contrôle ne présente plus de sauts comme ceux de la Figure 4.9b de l'identification systématique. Donc la réactualisation conditionnelle pendant cette séquence ne déstabilise pas la structure contrôlée.

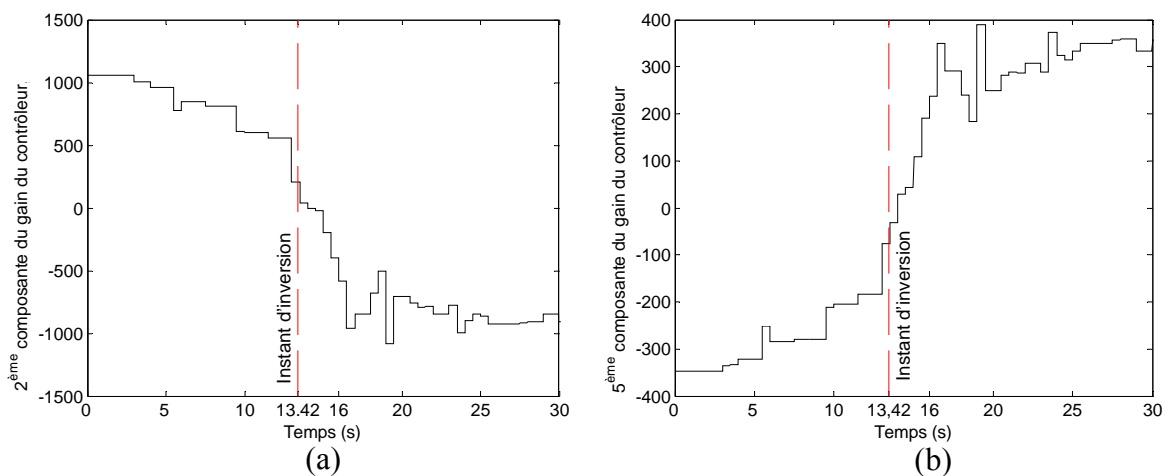


Figure 5.7 Evolution du gain du contrôleur par identification VAF : (a) 2^{ème} composante et (b) 5^{ème} composante

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

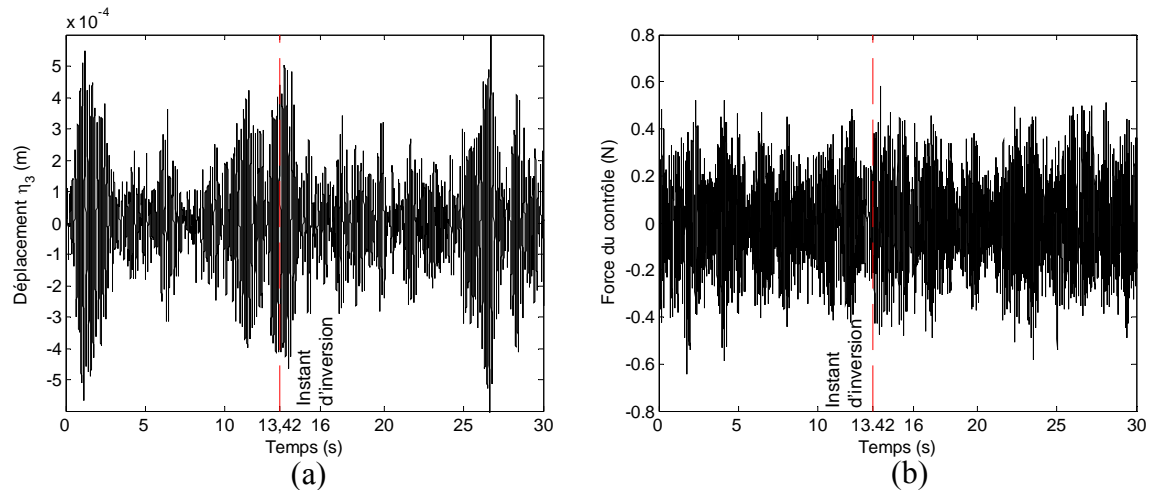


Figure 5.8 Résultats temporels de la simulation concernant l'identification sous condition VAF sans perturbation ni bruit environnemental pour une vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s

5.2.4. Robustesse de l'identification conditionnelle

La performance de l'identification conditionnelle est influencée par la vitesse de variation des structures évolutives. Pour cette structure 3 DDL, la variation est pilotée par le mouvement de la masse mobile. Pour étudier cette influence sur des résultats identifiés, une vitesse variable de la masse mobile est choisie et présentée sur la Figure 5.9a. La vitesse initiale est $7.5 \cdot 10^{-3}$ m/s avec une accélération de $-0.5 \cdot 10^{-3}$ m²/s jusqu'à l'arrêt puis une accélération positive symétrique. Grâce à cette forme de la vitesse, l'évolution des résultats identifiés qui sont induits par la vitesse et par l'inversion de la forme modale peuvent être distingués. La position de la masse mobile varie alors de $L_{m3} = 0.342$ m à $L_{m3} = 0.230$ m comme le montre la Figure 5.9b.

Toutes les autres conditions sont identiques à celles de la partie 5.2.3. Les valeurs de la VAF et les caractéristiques modales identifiées sont présentées sur la Figure 5.10.

Du fait d'une vitesse bien plus rapide de 6.5mm/s, le modèle initial ne coïncide rapidement plus avec la structure. La limite de déclenchement est atteinte à 2s comme le montre la Figure 5.10a, c. Donc la première détection avec le critère de VAF, l'identification et la réactualisation du contrôle se produisent plus tôt que ceux de la partie 5.2.3 (à 3s, cf. Figure 5.6a, c).

Avant que l'inversion de la forme modale n'ait lieu (avant 9.13s), la plus petite valeur de VAF est 29.48% à 6s (cf. Figure 5.10a), comparée à 63.38% pour la vitesse constante de 3.6mm/s (cf. Figure 5.6 a). Ce phénomène est induit par :

- une vitesse de 4.5 mm/s à 6s (cf. Figure 5.9a) supérieure à 3.6mm/s,

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

- une position de la masse mobile de 0.306m plus proche de la position d'inversion du mode (0.294m) que la position correspondante pour la vitesse constante de 3.6mm/s, comme le montre la Figure 5.9b par les deux points rouges.

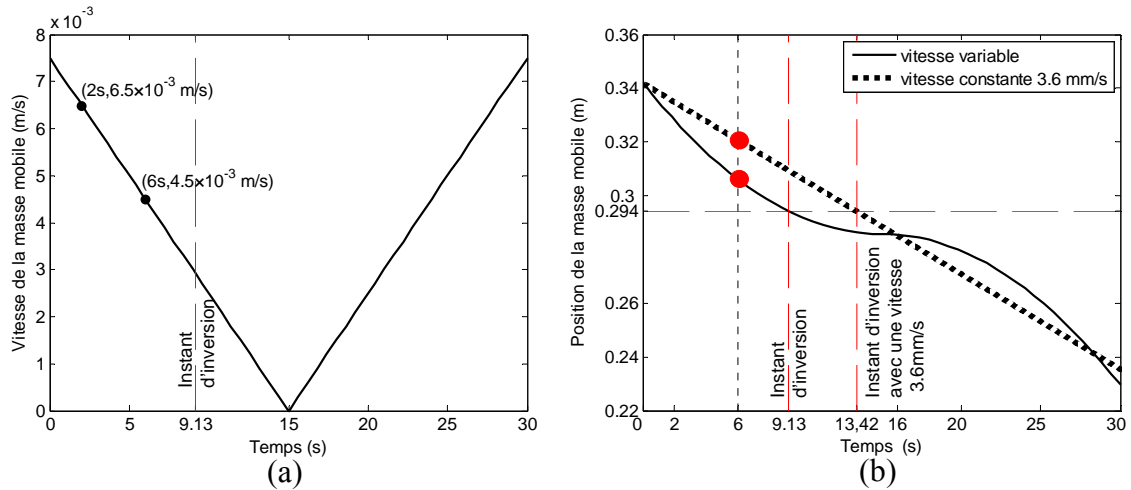


Figure 5.9 (a) Vitesse et (b) position de la masse mobile

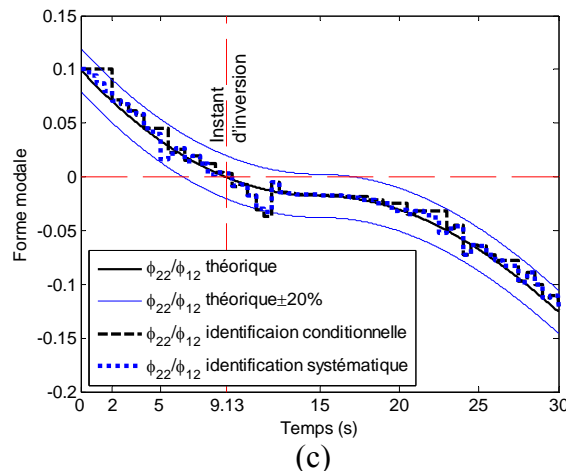
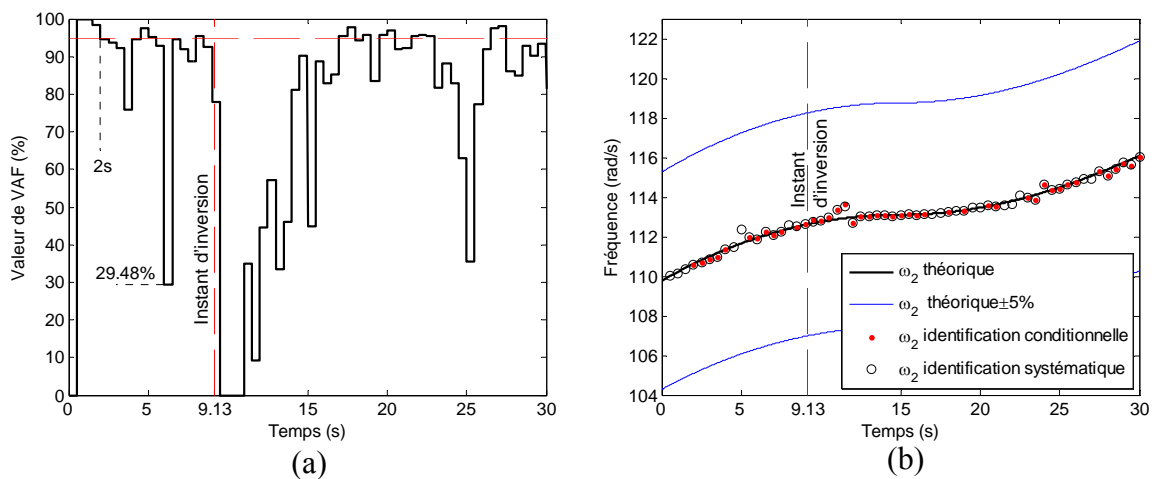


Figure 5.10 Caractéristiques modales identifiées conditionnellement et systématiquement (sans perturbation ni bruit environnemental ν)

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

Toujours en comparant les résultats obtenus entre vitesse fixe de 3.6mm/s et vitesse variable (Figure 5.9a), il peut être constaté qu'à proximité de l'inversion de la forme modale, la vitesse variable est inférieure à la vitesse constante de 3.6mm/s. Le modèle identifié (cf. Figure 5.10b, c) est donc plus précis que les résultats présentés dans la partie 5.2.3 (cf. Figure 5.6b, c). Après l'inversion de la forme modale, la valeur de la VAF est restaurée à 95% après un temps long (16 pas d'identification). Ceci est dû à une vitesse lente à ce moment.

Lorsque la vitesse de la masse s'annule à 15s, les résultats identifiés sont presque identiques aux valeurs théoriques. Après 25s, la vitesse atteint 5mm/s et l'identification se déclenche plus fréquemment. Dans ce cas, la période d'échantillonnage et la longueur de la fenêtre d'identification sont constantes. Si la vitesse est nulle, la variation de la vitesse de la structure évolutive n'influence plus le comportement dynamique et par conséquent la précision est optimale.

Dans le cas du mouvement de la masse, la précision d'identification dépend de l'ampleur du changement du comportement dynamique dans chaque fenêtre d'identification : la précision dépend de la vitesse de la masse. Il faut donc trouver un compromis entre la densité de la réactualisation et la précision du modèle identifié par le réglage du seuil de la valeur VAF, même si ce seuil est déjà validé pour l'évolution à vitesse constante. Ce seuil peut alors être adapté pour une plage de variation de vitesse de la structure évolutive. Pour cette structure 3DDL, 95% est une valeur qui remplit les différents compromis. Elle a été déterminée par simulation.

L'évolution des gains du contrôleur et de l'observateur est relativement continue. La force du contrôle reste toujours sans changements brutaux à l'instant de réactualisation. Le contrôle est encore stable avec une identification que l'on peut qualifier de « robuste ». Elle présente la possibilité d'être ajustée à la densité de la réactualisation et de donner un modèle identifié pertinent pour différentes vitesses d'évolution.

5.2.5. Contrôle autoadaptatif avec sollicitations utilisant l'identification conditionnelle par le critère VAF

Puisque le contrôle utilisant l'identification conditionnelle testé sans sollicitation fonctionne bien, le contrôle réactualisé intégrant cette identification peut être testé en réjection de perturbations. Pour le faire, l'hypothèse concernant les tests effectués avec une identification systématique (section 4.4.3) est maintenue : la perturbation doit être suffisamment courte pour que les résultats identifiés ne soient pas durablement influencés par cette perturbation. La perturbation, le bruit environnemental, la vitesse de la masse mobile ainsi que les autres conditions opératives sont également identiques.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

Les réponses de la structure contrôlée et non contrôlée sont comparées sur la Figure 5.11a, l'évolution de la force de contrôle correspondante est présentée sur la Figure 5.11b. Il peut être constaté que le contrôle rejette la perturbation avec performance.

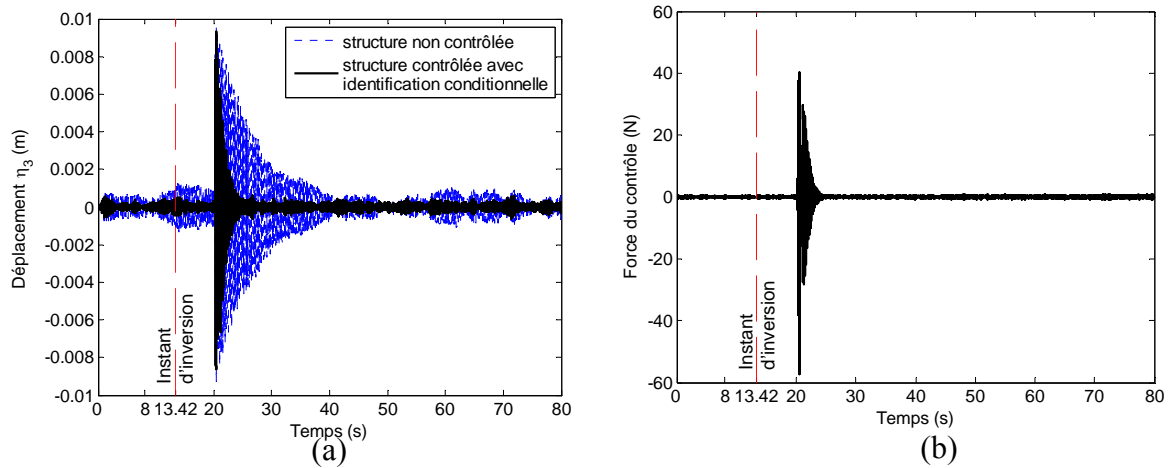


Figure 5.11 Contrôle auto adaptatif utilisant l'identification conditionnelle avec perturbation et bruit environnemental v (vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s)

La valeur de la VAF et les caractéristiques modales (ϕ_{22}/ϕ_{12} et ω_2) sont tracées et présentées sur la Figure 5.12.

Pour la VAF présentée sur la Figure 5.12a, avant que la perturbation n'ait lieu, celle-ci présente quasiment la même valeur que lorsqu'elle n'est pas sollicitée par une perturbation (partie 5.2.3). Lorsque la perturbation a lieu à 20.22s pendant une durée de 20ms, elle induit des changements sur les réponses de la structure dans l'intervalle de temps [20.0s-20.5s], puis la valeur de la VAF diminue à partir de 20.5s. Dès cet instant, la réponse y de la structure est influencée par le saut de force de contrôle induit par la réactualisation et par la perturbation elle-même. De même la réponse \hat{y} du modèle identifié est influencée par le saut de force de contrôle induit par la réactualisation mais pas par la perturbation elle-même. Ainsi les réponses étant sensiblement différentes, la valeur de VAF reste proche de zéro plus de 40s après la perturbation. Après 64.5s, la valeur de VAF est totalement rétablie et atteint à nouveau la valeur du seuil 95%.

Les résultats de l'identification systématique et de l'identification conditionnelle sont présentés sur la Figure 5.12b et c. Les résultats identifiés par l'identification conditionnelle sont proches de ceux obtenus par l'identification systématique. Bien entendu, près de l'instant 20.22s où la perturbation a lieu, il existe un grand écart entre les résultats identifiés et théoriques pendant l'intervalle de temps [20.5s-21.0s]. Par rapport à l'inversion de la forme modale située à 13.42s, le temps nécessaire pour regagner 95% est beaucoup plus important. Une perturbation inconnue induira donc plus de difficultés pour obtenir un modèle identifié précis.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

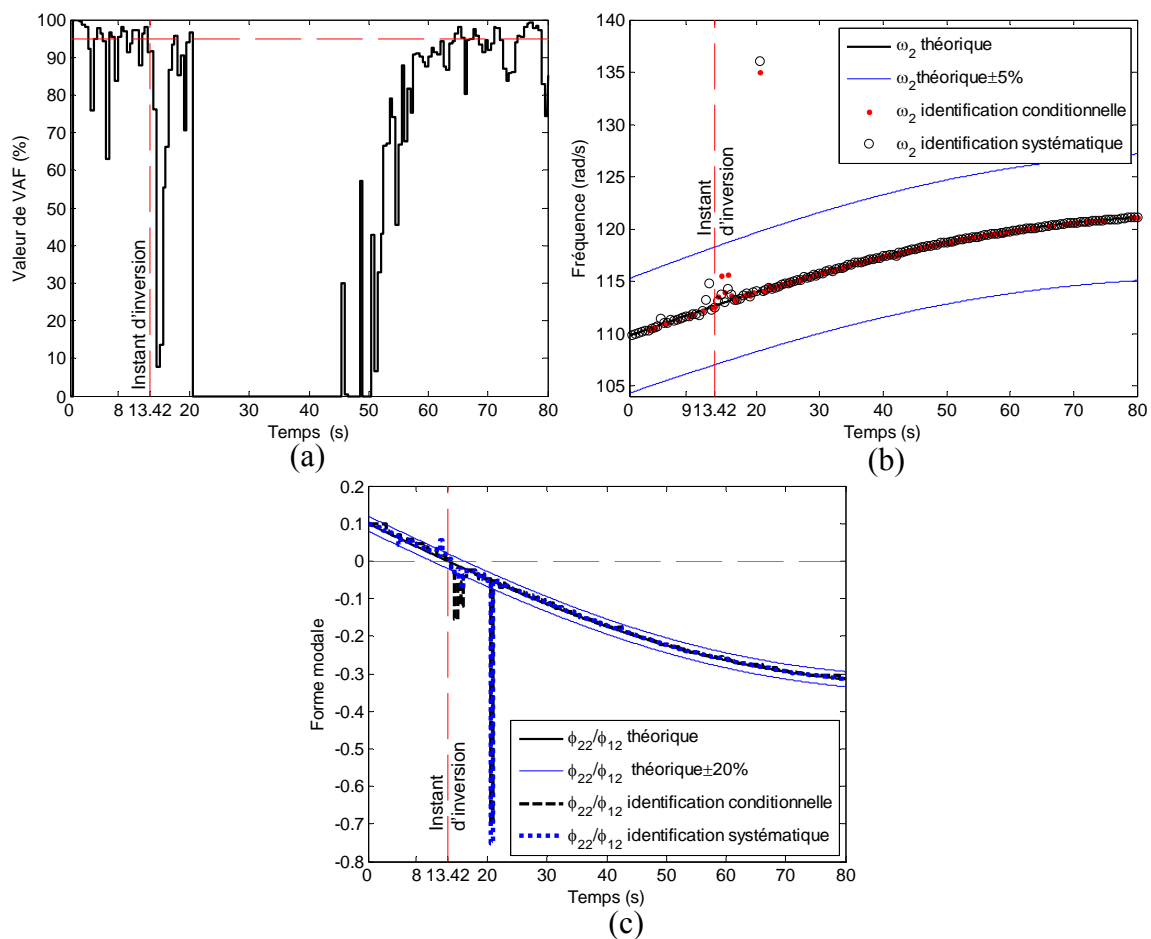


Figure 5.12 Caractéristiques modales identifiées conditionnellement et systématiquement avec perturbation et bruit environnemental ν , la vitesse de la masse mobile étant fixée à 3.6m/s

Lorsque l'identification est insuffisamment précise lors de la perturbation, la structure contrôlée reste stable même lorsqu'elle est soumise à un bruit environnemental additionnel, et à une réactualisation conditionnelle.

Le résultat de ces simulations montre que le contrôle modal autoadaptatif conditionnel s'avère robuste et performant pour une structure évolutive. Le critère d'identification basé sur la VAF donne une nouvelle forme d'adaptabilité et d'efficacité au contrôle car la réactualisation peut être démarrée au moment adéquat c'est-à-dire quand le modèle n'est plus représentatif du comportement réel. Puisque cette approche est basée sur les réponses de la structure réelle qui sont influencées par les perturbations inconnues, une étude de leur influence est présentée brièvement dans la section suivante.

5.3. Discussion de l'applicabilité de l'identification conditionnelle et systématique

Le critère proposé dans ce chapitre est basé sur les différences entre les réponses du modèle identifié et les réponses de la structure réelle. Les réponses de la structure réelle peuvent être influencées par le bruit environnemental, l'évolution de la structure et des perturbations inconnues. Le bruit environnemental est supposé faible. En revanche les deux dernières sources citées peuvent largement influencer les réponses de la structure réelle, donc influencer la performance d'identification, le choix du seuil du critère de réactualisation (VAF) ainsi que le calcul de la valeur du même critère. Ce critère, tout comme l'identification, ne peut pas distinguer l'influence relative entre la perturbation et l'évolution de la structure. Dans cette section, l'influence des perturbations est discutée brièvement selon trois aspects : la fréquence, le niveau et la densité des perturbations.

Si les perturbations sont permanentes et comprennent des fréquences qui sont proches des fréquences propres de la structure évolutive, les différences entre les réponses du modèle identifié et les réponses de la structure réelle sont toujours importantes. Donc la valeur de VAF peut être inférieure à la valeur de seuil. En conséquence, l'identification dans ce cas fonctionne non plus conditionnellement mais de façon systématique, et de plus, sa performance peut être mauvaise. Donc, la performance et la stabilité du contrôle ne peuvent plus être garanties.

A titre d'exemple de test possible, lorsque la masse mobile bouge, une force sinusoïdale (20Hz, amplitude 0.1N) proche de la 2^{ème} fréquence propre de la structure est appliquée sur l'extrémité du 3^{ème} pendule comme perturbation inconnue par le contrôleur et permanente. Le bruit environnemental, l'excitation d'identification, la vitesse de la masse mobile ainsi que les autres conditions opératives sont identiques de celles de la section précédente 5.2.5. Le caractère permanent de cette perturbation conduit à une valeur de VAF toujours inférieure à la valeur seuil de 95% comme le montre la Figure 5.13a. Les résultats identifiés ne sont pas précis, particulièrement la fréquence et la forme modale du 2^{ème} mode présentées sur la Figure 5.13b, c.

Ces mauvais résultats identifiés induisent des changements brutaux des gains du contrôleur qui influent sur la force de contrôle. La force de contrôle présente ainsi des sauts aux instants de réactualisation comme le montre la Figure 5.14c particulièrement aux instants 14s, 23s et 25s. Les déplacements sont également fortement influencés (cf. Figure 5.14a). La Figure 5.14c est un détail de la Figure 5.14b dans la quelle il peut être constaté que la force de contrôle présente des valeurs très importantes aux instants 36s, 45s, 59.5s, conduisant certainement à une instabilité du contrôle dans le cas réel. Ces résultats sont peu réalistes, ils sont bien entendu issus d'une simulation pour illustrer une tendance.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

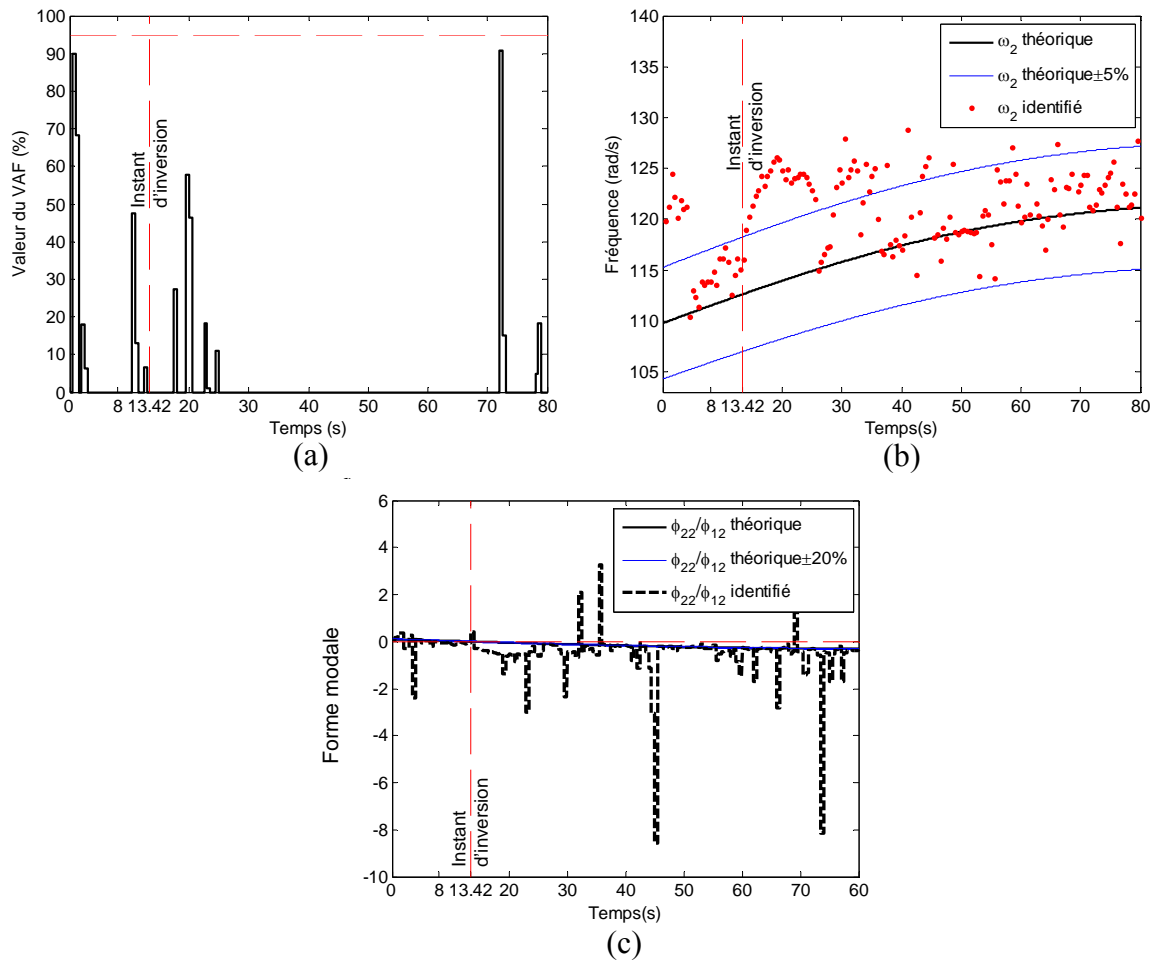


Figure 5.13 Caractéristiques modales identifiées avec une perturbation de type sinus et un bruit environnemental v , la vitesse de la masse mobile est fixée à 3.6mm/s

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

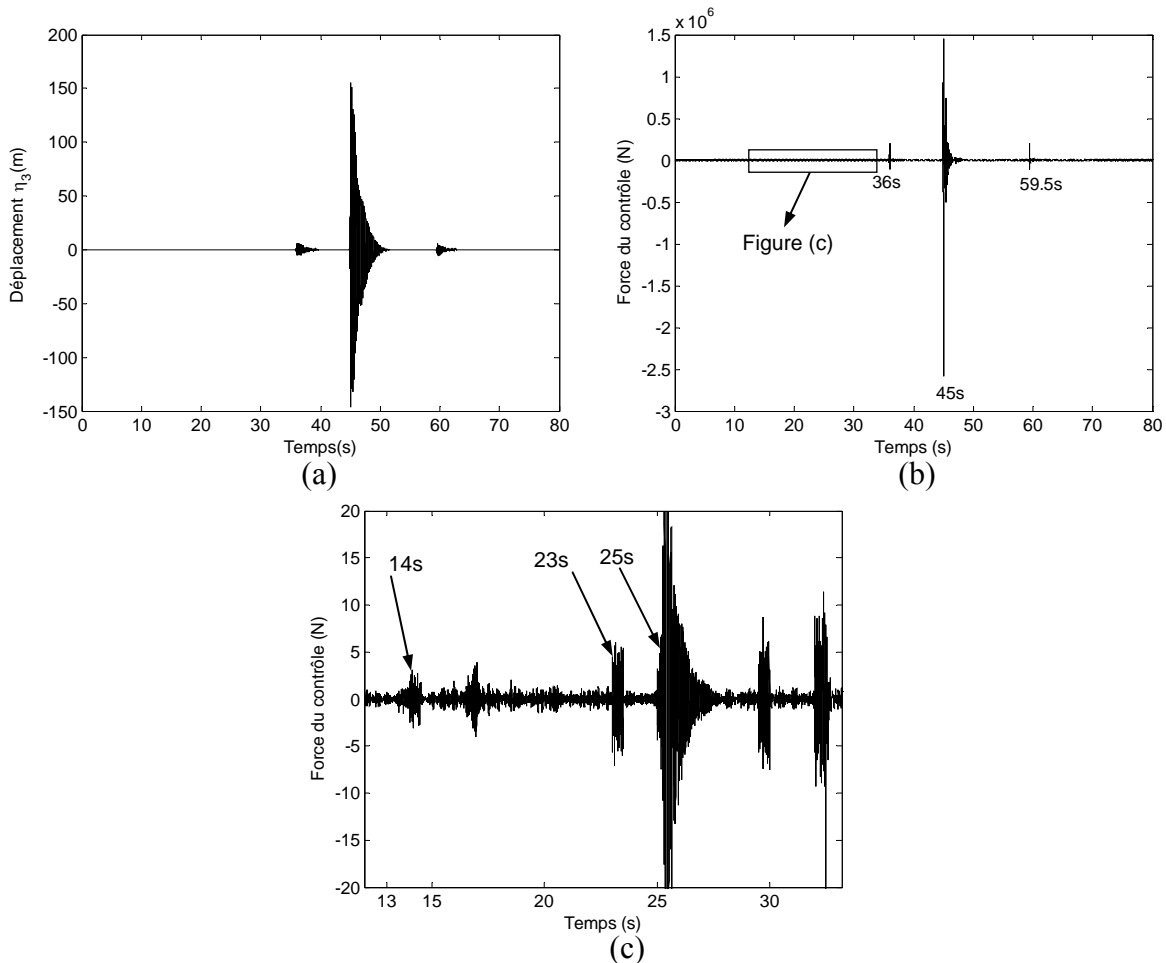


Figure 5.14 Résultats temporels de la simulation concernant une perturbation de type sinus proche de la seconde fréquence de résonance, avec bruit environnemental v (vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s)

Lorsque des perturbations locales très rapprochées sont présentes, elles peuvent conduire à des valeurs du critère VAF toujours faibles et donc à une réactualisation du contrôleur quasi systématique, doublée d'une qualité d'identification médiocre. Similairement à la présence d'un bruit environnemental important, cette situation ne peut pas être étudiée de manière satisfaisante pour garantir une stabilité et une performance du contrôleur autoadaptatif.

En conséquence, les applications du contrôle autoadaptatif proposé sont limitées actuellement par les perturbations. Si les structures sont soumises à des perturbations fortes et intensives, par exemple une carte électronique embarquée, ou soumises à des perturbations permanentes dont les fréquences sont proches des fréquences propres des structures, cette méthode ne peut pas fonctionner correctement. Le but du contrôle autoadaptatif se limite donc, dans la forme proposée dans ce mémoire, au rejet de perturbations locales plus ou moins

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

importantes et souvent espacées comme cela peut être recherché sur la majorité des applications vibratoires de contrôle actif de structures.

5.4. Conclusion

Un contrôle modal autoadaptatif avec identification conditionnelle a été proposé dans ce chapitre. Dans cette méthode, le système du contrôle est réactualisé au moment adéquat correspondant à un modèle qui n'est plus représentatif de la structure réelle. La charge de calcul est ainsi réduite. Pour cela, le critère de Variance-Accounted For (VAF) a été utilisé et présenté. Les résultats simulés de la méthode proposée montrent que l'identification est performante et que le contrôle ainsi obtenu s'avère robuste et moins coûteux en terme de calcul. Evidemment dans le cas de perturbations persistantes, le contenu fréquentiel des perturbations doit être assez éloigné des fréquences propres de la structure pour garantir ces qualités. Enfin, la valeur du critère permet de modifier la densité de la réactualisation afin de permettre l'adaptation à différentes vitesses d'évolution de la structure.

La valeur de VAF a été calculée à partir du signal d'accélération du 1^{ème} pendule pour régler facilement l'identification conditionnelle / la réactualisation conditionnelle. Une extension possible de ce travail consisterait à calculer la valeur de seuil du critère VAF à partir de plusieurs signaux d'accélération de façon à établir un compromis entre nombre d'information et sensibilité de la méthode.

5. IMPLÉMENTATION DU CONTRÔLE MODAL AUTOADAPTATIF AVEC IDENTIFICATION CONDITIONNELLE

6. CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

L'objet de cette thèse porte sur le contrôle de vibrations de structures évolutives. En utilisant la commande modale optimale et l'identification en temps réel, une stratégie dénommée contrôle modal autoadaptatif est proposée. Le contrôle s'adapte ainsi automatiquement à la structure évolutive permettant stabilité et performance sans avoir recours à toute information sur l'évolution.

Conclusion sur les recherches réalisées

Le contrôle modal particulièrement performant n'est pas robuste mais cible directement les caractéristiques vibratoires. Le modèle modal nécessaire au calcul du contrôleur ne peut être obtenu directement pour des évolutions importantes de la structure ce qui conduit donc à des instabilités ou pertes de performance. L'identification en temps réel est une alternative à ces risques mais un transfert des caractéristiques identifiées au contrôleur est à réaliser. L'objet principal des recherches réalisées porte sur ce dernier point.

Les évolutions des structures se traduisent par le changement des caractéristiques modales. Le changement de signe des composantes des formes modales (ou l'inversion de formes modales) est une des modifications qui peuvent être importantes pour la dynamique du système de contrôle et qui sont difficilement mesurables directement au cours de l'évolution.

Dans ce travail, les études sur la structure évolutive contrôlée ont montré que l'inversion de formes modales peut déstabiliser la structure contrôlée si le contrôle est figé. Pour s'adapter à l'évolution modale, un modèle modal sous la représentation d'état, fidèle à la structure à l'instant donné est alors nécessaire pour réactualiser le contrôle sans avoir recours à la connaissance de l'évolution. Par ailleurs, la réactualisation du contrôle doit être continue pour éviter une instabilité liée aux changements des caractéristiques de gain du contrôleur/observateur. Ces résultats ont été mis en évidence par des simulations et des expériences effectuées sur une structure discrète évolutive à 3DDL.

La stratégie proposée repose sur une identification combinée au contrôle modal : le contrôle modal autoadaptatif.

L'identification peut être réalisée grâce aux conditions suivantes : la structure du modèle ainsi que son ordre sont connus grâce au nombre de modes contrôlés et un actionneur peut exciter la structure. La méthode des sous-espaces a été choisie pour obtenir directement

6. CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

un modèle sous une représentation d'état. Ce modèle ne correspond pas aux caractéristiques modales qui sont nécessaires pour le modèle utilisé par l'algorithme de contrôle modal optimal qui a été choisi. Une méthode permettant de transformer le modèle identifié d'état quelconque en un modèle modal est également intégrée dans le processus de réactualisation. Cette méthode nécessite au moins une paire d'actionneur et de capteur installés sur le même degré de liberté.

Pour réactualiser le modèle modal en temps réel et garder l'effet du contrôle, l'identification est ajoutée dans la boucle du contrôle. Dans ce cas, l'excitation et la réponse sont corrélées ce qui peut dégrader la performance d'identification. De plus, la réponse de la structure contrôlée est largement réduite à cause de l'amortissement introduit par le contrôle. L'identification directe, identifiant la structure sans le modèle du contrôleur, est retenue en introduisant une excitation indépendante maîtrisée suffisamment énergétique et persistante. Par ailleurs, il faut bien choisir l'excitation d'identification pour abaisser l'effet de la corrélation tout en garantissant la performance d'identification par une excitation suffisante. Un indicateur est alors utilisé pour définir le niveau de l'excitation d'identification. Un coefficient de covariance est également proposé pour définir le niveau de corrélation. Un compromis entre une excitation d'identification assez forte et une corrélation assez faible doit être trouvé pour obtenir une identification en boucle fermée suffisamment performante.

L'ensemble du contrôle modal autoadaptatif incluant l'identification, l'optimisation du contrôle et sa réactualisation est réalisé dans un environnement temps réel. Les limitations relevées dans la mise en œuvre temps réel sont essentiellement liées aux contraintes technologiques. Cette première approche de faisabilité a été validée en mettant en place une organisation calculatoire qui a permis la démonstration sur une structure réelle. Par ailleurs, la performance d'identification est également limitée par des conditions théoriques et physiques liées à la largeur de bande fréquentielle d'intérêt, à la densité modale et à la vitesse d'évolution de la structure.

Dans une première approche, une identification systématique est retenue pour valider la stabilité de la réactualisation du contrôle. Les simulations et l'expérience sur la structure 3DDL utilisant le contrôle modal autoadaptatif systématique proposé montrent que la continuité de la réactualisation et la stabilité du contrôle sont obtenues malgré l'importante évolution modale. Pour valider l'approche, des tests de réjection de perturbations ont été choisis de manière à ne pas introduire de modifications trop persistantes qui auraient polluer le résultat de l'identification. Ces tests montrent que les caractéristiques modales identifiées sont bien suivies, sauf celles concernant le mode qui présente une inversion de forme modale. Les fréquences propres sont identifiées plus précisément que les formes modales.

6. CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

Même si le contrôle modal autoadaptatif avec identification systématique fonctionne bien, un critère est ensuite proposé pour régler la cadence de l'identification/réactualisation afin de permettre une adaptation plus importante à la vitesse de l'évolution. Le critère retenu est basé sur la VAF. Il utilise seulement la réponse du modèle contrôlé et la réponse de la structure contrôlée réelle. Si l'écart entre les deux réponses est significatif des différences entre la structure réelle et son modèle courant, l'identification/réactualisation est alors déclenchée. Cette approche est ensuite validée par simulation, démontrant la capacité d'adaptation à différentes vitesses d'évolution. Selon les simulations, le modèle identifié reste suffisamment précis et la réactualisation conditionnelle du contrôle est encore relativement continue. La stabilité et la performance du contrôle sont maintenues.

Perspectives

Dans cette thèse, la période de la réactualisation du contrôle est égale à la longueur de la fenêtre de l'identification. La capacité à suivre une évolution rapide et importante est limitée (par exemple, l'inversion de forme modale). Cette limitation peut conduire à la détérioration de la réactualisation du modèle. De plus elle risque de n'être pas suffisamment continue. Une solution est d'agir sur la cadence de la réactualisation en utilisant une fenêtre glissante ou un algorithme d'identification récursif.

Dans le travail réalisé, les valeurs des matrices de pondération du critère d'optimisation du contrôleur (LQ) restent invariables lorsque la structure évolue et le calage des gains se fait uniquement à partir de l'évolution du modèle. Pour obtenir une performance rigoureusement constante du contrôle une possibilité serait de faire évoluer les matrices de pondération du critère.

Parmi les évolutions possibles de la structure, le travail présenté dans cette thèse concerne une évolution structurale avec notamment la caractéristique d'inertie qui a évolué. D'autres travaux pourraient être engagés à partir des méthodes mises au point tels que des études portant sur l'évolution d'une autre caractéristique ou bien encore d'autres types d'évolution : condition aux limites, ...

Dans ce travail, la structure du modèle est figée contrairement aux caractéristiques. Des recherches pourraient être engagées sur l'évolution de la structure de modèle elle-même de façon à envisager les évolutions plus lourdes : non linéaire par exemple.

Enfin la suite naturelle de ces travaux concerne l'adaptation de la méthode proposée aux structures souples. Outre les problèmes de positionnement, la condition de co-localisation nécessaire à la reconstruction modale doit être étudiée pour vérifier que son respect strict n'est pas réhibitoire à cette extension.

6. CONCLUSION GÉNÉRALE ET PERSPECTIVES

ANNEXE

Comparaison entre deux sources d'excitation

L'excitation choisie pour l'identification est un bruit blanc avec une bande passante définie. Dans l'expérience sur la structure 3DDL, il existe deux possibilités pour générer ce bruit blanc : l'analyseur spectral utilisé pour l'identification en boucle ouverte ou la génération produite par le bloc de bruit blanc proposé dans Simulink et émulé en temps réel par le « real time workshop » de Matlab. En utilisant des paramètres pertinents donnés par la suite, les deux moyens peuvent présenter une performance suffisante pour l'identification en temps réel en boucle ouverte comme en boucle fermée.

Un exemple d'identification en temps réel en boucle ouverte par deux sources d'excitation est présenté avec les paramètres suivants :

- pour l'analyseur : la tension est mise à 200 mV rms, le bruit blanc est filtré par une bande passante [1Hz – 51Hz].
- pour le bloc de bruit blanc de Simulink : le paramètre de puissance est réglé à 0.02, puis le bruit blanc est filtré par un filtre numérique passe-bande avec la bande passante [1Hz-51Hz].

Les autres paramètres de l'identification sont identiques à ceux de la partie 3.4.3, par exemple la fréquence d'échantillonnage d'identification est fixée à 1/200s, la longueur de fenêtre de l'identification à 400 points soit 2s, les signaux d'accélération et de l'excitation sont filtrés par un filtre numérique passe-bande avec la bande passante [2Hz – 40Hz].

Lorsque la masse mobile est en position basse ($L_{m3} = 0.342m$), une comparaison est faite entre :

- les résultats provenant des deux sources utilisant l'algorithme d'identification modale proposée
- les résultats utilisant classiquement un analyseur hors ligne donnant les formes modales et les fréquences propres.

La comparaison montre que les résultats identifiés en temps réel avec l'excitation générée par l'analyseur sont globalement meilleurs que ceux générés par le bloc bruit blanc de Simulink (cf. Figure A 1).

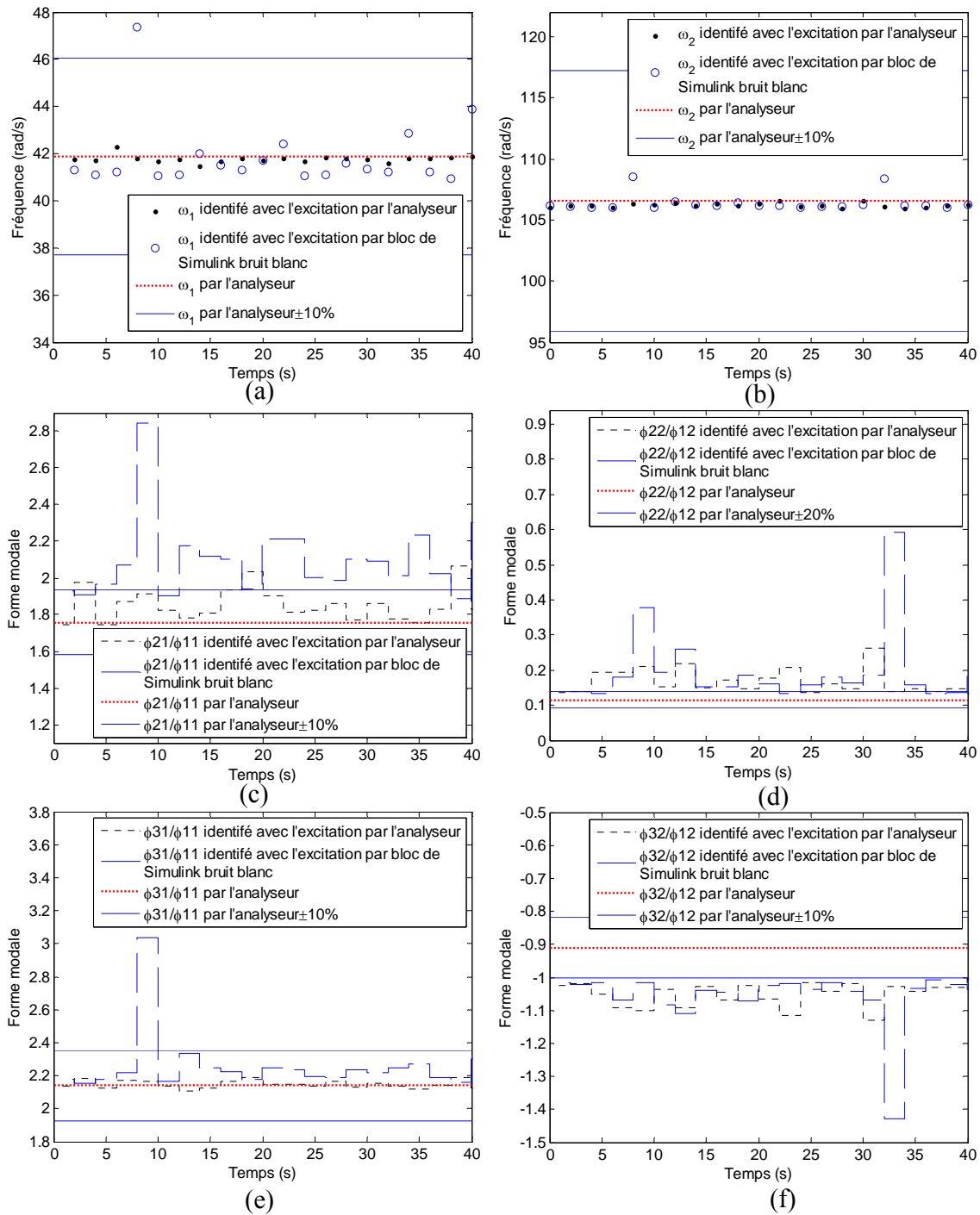


Figure A 1. Caractéristiques modales identifiées en temps réel en boucle ouverte par deux sources d'excitation ($L_{m3} = 0.342$ m)

L'exemple suivant présente l'identification de la structure seule en temps réel lorsque le contrôleur fonctionne à l'aide des deux sources d'excitation. Les paramètres sont identiques à ceux de l'exemple précédent sauf pour le filtre numérique. Dans l'identification en boucle fermée, un filtre plus précis avec la bande passante [4Hz-29Hz] est utilisé pour filtrer les signaux d'accélération et d'excitation.

ANNEXE

Ensuite la comparaison est faite entre :

- les résultats de l'identification réalisée hors ligne prise pour référence. L'analyse donne la localisation fréquentielle des résonances de la structure non contrôlée et les modes normalisés ϕ_{ij}/ϕ_{1j} ,
- les résultats provenant de l'identification en boucle fermée utilisant l'analyseur comme source de bruit blanc,
- les résultats provenant de l'identification en boucle fermée utilisant la génération de bruit blanc par Simulink.

L'analyse des deux derniers cas donne la localisation fréquentielle des résonances de la structure contrôlée et les modes normalisés ϕ_{ij}/ϕ_{1j} .

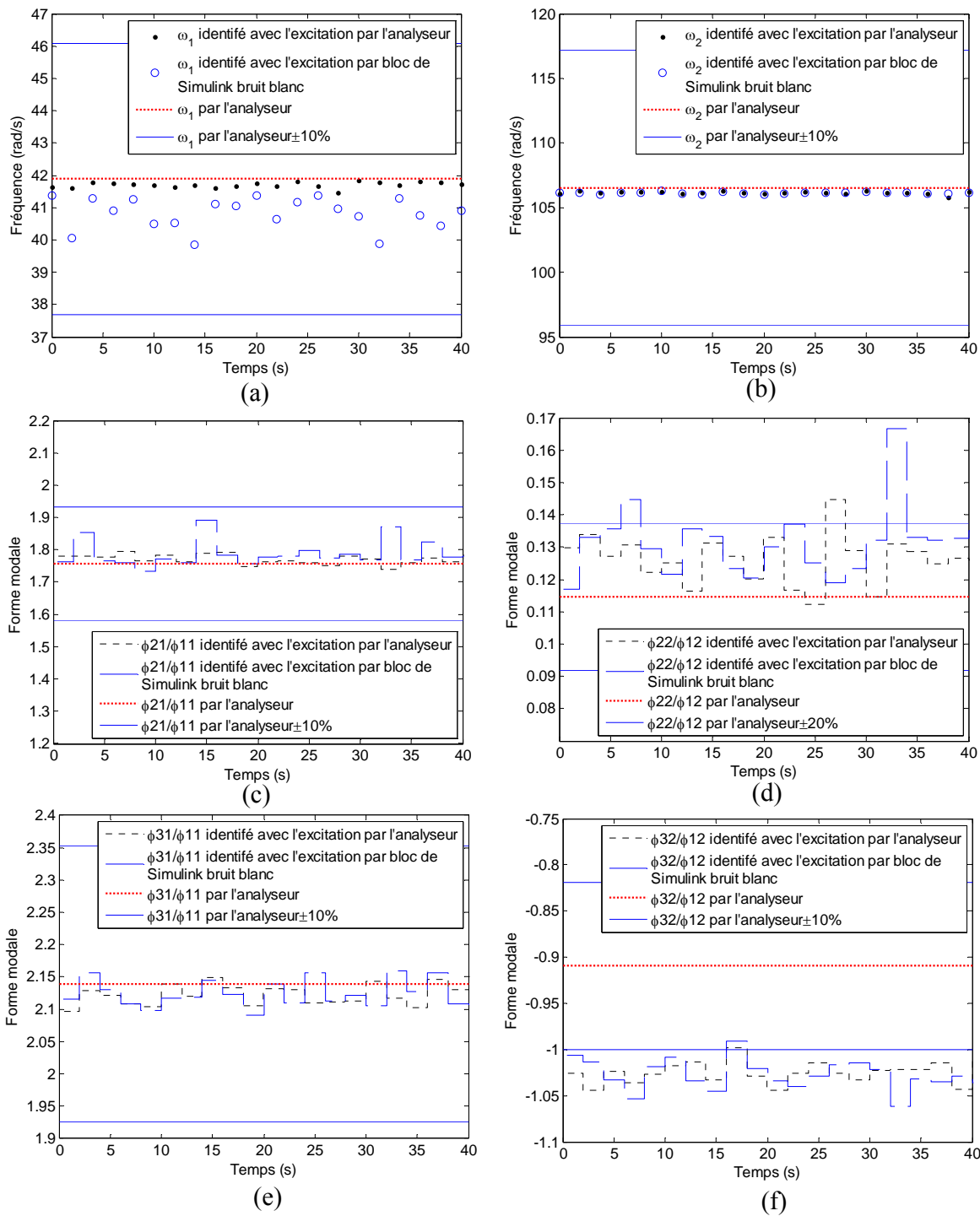


Figure A 2 Caractéristiques modales identifiées en temps réel en boucle fermée par deux sources d'excitation ($L_{m3} = 0.342$ m).

Les différences entre les deux sources d'excitation ne sont pas importantes en boucle fermée. Par conséquent, on peut donc utiliser l'excitation provenant soit de l'analyseur ou provenant du bloc de bruit blanc Simulink.

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Pour étudier le Soleil, Soho, un satellite américano-européen subit d'énormes changements de température [4].....	4
Figure 1.2 Différents chargement du camion : (a) la position [9] et (b) la hauteur [10].....	5
Figure 1.3 Bras robot Scara AD884TH-GP [11].....	6
Figure 1.4 Principe de conversion d'énergie du contrôle passif	8
Figure 1.5 Conversion d'énergie du contrôle semi-actif par la modification de l'amortissement	9
Figure 1.6 Equilibrage de rotors par pilotage de masses-satellites : (a) dispositif d'équilibrage actif et (b) masses-satellites sur la crémaillère circulaire.....	10
Figure 1.7 Conversion d'énergie du contrôle semi-actif électromécanique.....	11
Figure 1.8 Conversion d'énergie du contrôle actif.....	11
Figure 1.9 Banc rotor sur Paliers Magnétiques Actifs (PMA).....	12
Figure 1.10 Schéma caractéristique d'une structure en boucle fermée.....	19
Figure 1.11 Asservissement des paramètres de contrôle à partir de la différence « réponse de la structure contrôlée y / réponse du modèle contrôlé \hat{y} »	22
Figure 1.12 Etapes et avancées de la thèse.....	24
Figure 2.1 Architecture d'une boucle fermée de contrôle	28
Figure 2.2 Structure et construction d'une boucle de contrôle modal utilisant l'état estimé... ..	33
Figure 2.3 Structure et construction d'une boucle de contrôle modal LQG	34
Figure 2.4 Structure mécanique choisie à 3 pendules	37
Figure 2.5 Modification des caractéristiques modales : (a) fréquence et (b) l'inversion de la forme modale.....	41
Figure 2.6 Réponse fréquentielle simulée de la structure contrôlée avec le contrôleur G_0 à performance poussée	44
Figure 2.7 Puissance spectrale de la perturbation	44
Figure 2.8 Déplacement de η_3 : (a) masse mobile en position basse, (b) en position haute ($L_{m3} = 0.28$ m)	44

LISTE DES FIGURES

Figure 2.9 Position des pôles dans le cas du contrôleurs G_0 (performance poussée) et de l'observateur L_0 non réactualisés : (a) tous les pôles, (b) détail du 2 ^{ème} pôle du contrôleur, (c) détail du 1 ^{er} pôle du contrôleur, (d) détail du 3 ^{ème} pôle du contrôleur.....	45
Figure 2.10 Réponse fréquentielle simulée de la structure contrôlée avec le contrôleur G_0 à performance poussée et le contrôleur G'_0 à performance faible.....	46
Figure 2.11 Position des pôles dans le cas du contrôleur G'_0 (faible performance) et d'observateur L_0 non réactualisés: (a) tous les pôles, (b) détail.....	46
Figure 2.12 Synoptique du système expérimental réalisant le contrôle modal.....	49
Figure 2.13 Dispositif expérimental réalisant le contrôle modal : (a) mécanisme à trois DDL support de l'étude, (b) masse mobile, (c) dispositifs de traitement des mesures et de contrôle.....	50
Figure 2.14 Accélérations aux résonances pour différentes positions de la masse mobile.....	53
Figure 2.15 Réponse fréquentielle expérimentale de la structure contrôlée et non contrôlée (masse mobile en position basse).....	55
Figure 2.16 Accélération lorsque la masse mobile est en position basse.....	55
Figure 2.17 Accélérations de la structure contrôlée par le contrôleur figé lorsque la masse mobile est en position haute ($L_{m3} = 0.247$ m).....	56
Figure 2.18 Effets d'un changement brutal des gains de contrôle.....	58
Figure 2.19 Effet d'un changement brutal du contrôle 2 ^{ème} composante du gain du contrôleur, (b) force du contrôle.....	58
Figure 2.20 Effet de la réactualisation du contrôle par rapport à la position de la masse mobile.....	59
Figure 2.21 Effet d'une réactualisation régulière du contrôle.....	60
Figure 3.1 Exemple du processus principal d'identification systématique.....	86
Figure 3.2 Synoptique du système expérimental réalisant l'identification en temps réel.....	88
Figure 3.3 Différents montages du pot : (a) pot fixé, (b) pot suspendu.....	89
Figure 3.4 Réponse fréquentielle pour les différents montages du pot.....	89
Figure 3.5 Processus de calcul : (a) cas non superposé, (b) cas superposé.....	90
Figure 3.6 Structure et cadencement de l'identification en temps réel.....	93

LISTE DES FIGURES

Figure 3.7 Priorités et synchronisation des séquences du calcul pour réaliser l'identification en temps réel dans le cas non superposé	94
Figure 3.8 Priorités et synchronisation des séquences du calcul de réalisation de l'identification en temps réel dans le cas superposé.....	95
Figure 3.9 Caractéristiques modales identifiées en temps réel pour deux temps d'échantillonnage lorsque $L_{m3} = 0.342$ m et pour une longueur de la fenêtre d'identification de 1s	97
Figure 3.10 Caractéristiques du 1 ^{er} mode identifiées en temps réel pour trois longueurs de fenêtre d'identification lorsque $L_{m3} = 0.342$ m et pour un temps d'échantillonnage d'identification de 1/200s.....	98
Figure 3.11 Caractéristiques modales identifiées en temps réel lorsque $L_{m3} = 0.342$ m.....	99
Figure 3.12 Caractéristiques modales identifiées en temps réel lorsque la masse mobile bouge	100
Figure 3.13 Caractéristiques modales identifiées en temps réel pour deux longueurs de fenêtre (2s et 3s) et deux bandes fréquentielles d'intérêt (2Hz-40Hz et 4Hz-29Hz)	101
Figure 4.1 Principe du contrôle modal autoadaptatif.....	105
Figure 4.2 Contrôle avec identification systématique sans perturbation ni bruit environnemental ν	109
Figure 4.3 Position des pôles dans le cas des contrôleur G et observateur L réactualisés..	110
Figure 4.4 Evolutions du gain du contrôleur : (a) 2 ^{ème} composante et (b) 5 ^{ème} composante..	111
Figure 4.5 Force de contrôle utilisant le contrôleur G et l'observateur L réactualisés	111
Figure 4.6 (a) Liaison entre la corrélation et l'excitation maîtrisée, (b) relation entre la force de contrôle et l'excitation maîtrisée, (c) valeur du saut de commande	112
Figure 4.7 Caractéristiques modales identifiées (sans perturbation ni bruit environnemental ν)	114
Figure 4.8 Caractéristiques modales identifiées avec deux longueurs de fenêtre d'identification : (a) fenêtre de 1s et (b) fenêtre de 2s (Pas de perturbation ni bruit environnemental ν)	115
Figure 4.9 Résultat temporel de la simulation sans perturbation ni bruit environnemental pour une vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s	115

LISTE DES FIGURES

Figure 4.10 Simulation du contrôle avec identification systématique utilisant un bruit environnemental v	116
Figure 4.11 Covariances en fonction du RSB calculé selon l'effet du moment	117
Figure 4.12 Caractéristiques modales identifiées avec RSB=3dB.....	118
Figure 4.13 Force du contrôle avec différents RSB	119
Figure 4.14 Caractéristiques modales identifiées avec RSB=23dB.....	120
Figure 4.15 Caractéristiques modales identifiées avec différents RSB	120
Figure 4.16 Puissance spectrale de la perturbation	121
Figure 4.17 Contrôle avec identification systématique avec perturbation et bruit environnemental v , RSB=63dB (Vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s).....	122
Figure 4.18 Réponse de la structure contrôlée avec RSB=3 et 23 dB	123
Figure 4.19 Réponse de la structure contrôlée avec RSB=23 et 43 dB	123
Figure 4.20 Caractéristiques du 1 ^{er} mode identifiées pour des longueurs de fenêtre de 0.5s et 3s avec perturbation et bruit environnemental v , RSB=63dB.....	124
Figure 4.21 Caractéristiques du 2 ^{ème} mode identifiées pour des longueurs de fenêtre d'identification de 0.5s et 3s avec perturbation et bruit environnemental v , RSB=63dB.....	125
Figure 4.22 Caractéristiques du 3 ^{ème} mode identifiées pour des longueurs de fenêtre d'identification de 0.5s et 3s avec perturbation et bruit environnemental v , RSB=63dB.....	126
Figure 4.23 Fonction de transfert $G(s)$ (force/tension).....	127
Figure 4.24 Synoptique du système expérimental du contrôle modal autoadaptatif	128
Figure 4.25 Réponse fréquentielle expérimentale de la structure contrôlée et non contrôlée (masse mobile fixée en position inférieure)	129
Figure 4.26 Structure et cadencement du contrôle modal autoadaptatif.....	131
Figure 4.27 Synchronisation des priorités et séquences de calcul du contrôle modal autoadaptatif.....	132
Figure 4.28 Caractéristiques modales identifiées en temps réel en boucle fermée sans perturbation	135

LISTE DES FIGURES

Figure 4.29 Evolution du gain du contrôleur : (a) 1 ^{ère} composante, (b) 2 ^{ème} composante, (c) 4 ^{ème} composante et (d) 5 ^{ème} composante	136
Figure 4.30 Résultat de l'expérience concernant la réactualisation systématique sans perturbation : (a) force du contrôle, (b) accélération a_3	137
Figure 4.31 Performance du contrôle expérimental utilisant l'identification systématique lors d'une perturbation de type choc et soumis au bruit environnemental.....	138
Figure 4.32 Caractéristiques du 1 ^{er} mode identifiées en temps réel en boucle fermée avec perturbation et bruit environnemental	139
Figure 4.33 Caractéristiques du 2 ^{ème} mode identifiées en temps réel en boucle fermée avec perturbation et le bruit environnemental	140
Figure 4.34 Caractéristiques du 3 ^{ème} mode identifiées en temps réel en boucle fermée sous une perturbation et le bruit environnemental	141
Figure 5.1 Principe du contrôle modal avec l'identification conditionnelle en temps réel....	146
Figure 5.2 Processus principal du temps d'identification systématique et conditionnelle VAF	147
Figure 5.3 Évolution de la valeur de VAF	148
Figure 5.4 Organisation temporelle de l'identification conditionnelle et de l'identification systématique	149
Figure 5.5 Seuil de VAF en fonction (a) de l'instant de démarrage de l'identification (b) de la valeur absolue de l'écart maximal à l'inversion.....	150
Figure 5.6 Caractéristiques modales identifiées sans perturbation ni bruit environnemental ν avec une vitesse de la masse mobile de 3.6m/s.....	151
Figure 5.7 Evolution du gain du contrôleur par identification VAF : (a) 2 ^{ème} composante et (b) 5 ^{ème} composante	152
Figure 5.8 Résultats temporels de la simulation concernant l'identification sous condition VAF sans perturbation ni bruit environnemental pour une vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s	153
Figure 5.9 (a) Vitesse et (b) position de la masse mobile	154
Figure 5.10 Caractéristiques modales identifiées conditionnellement et systématiquement (sans perturbation ni bruit environnemental ν)	154

LISTE DES FIGURES

Figure 5.11 Contrôle auto adaptatif utilisant l'identification conditionnelle avec perturbation et bruit environnemental v (vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s).....	156
Figure 5.12 Caractéristiques modales identifiées conditionnellement et systématiquement avec perturbation et bruit environnemental v , la vitesse de la masse mobile étant fixée à 3.6m/s	157
Figure 5.13 Caractéristiques modales identifiées avec une perturbation de type sinus et un bruit environnemental v , la vitesse de la masse mobile est fixée à 3.6mm/s.....	159
Figure 5.14 Résultats temporels de la simulation concernant une perturbation de type sinus proche de la seconde fréquence de résonance, avec bruit environnemental v (vitesse de la masse mobile fixée à 3.6 mm/s)	160
Figure A 1. Caractéristiques modales identifiées en temps réel en boucle ouverte par deux sources d'excitation ($L_{m3} = 0.342$ m).	168
Figure A 2 Caractéristiques modales identifiées en temps réel en boucle fermée par deux sources d'excitation ($L_{m3} = 0.342$ m).	170

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Caractéristiques mécaniques et géométriques de la structure	39
Tableau.2.2 Caractéristiques modales de la structure (état initial).....	41
Tableau 2.3 Caractéristiques des deux contrôles et leurs performances	43
Tableau 2.4 Equipement expérimental.....	51
Tableau 2.5 Fréquences propres aux différentes positions de la masse mobile lorsqu'elles sont proches de la position d'inversion de formes modales.....	51
Tableau 2.6 Caractéristiques du contrôleur : simulation et expérience.....	54
Tableau 2.7 Caractéristiques des deux contrôleurs qui sont conçus lorsque $L_{m3} = 0.28$ m. ...	57
Tableau 3.1 Résultats de l'analyse modale expérimentale hors ligne obtenus par l'analyseur 95	
Tableau 4.1 Valeurs des covariances avec r_0	109
Tableau 4.2 Valeur des covariances avec r_{0e}	133

LISTE DES TABLEAUX

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Chomette B. Contrôles modaux actif, semi-adaptatif et semi-actif de structures intelligentes embarquées application aux cartes électroniques. Thèse LaMCoS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2008.
- [2] Sohn H. Effects of environmental and operational variability on structural health monitoring. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 2007, 365(1851), pp.539 -560.
- [3] Lhuillier V., Gaudiller L., Pezerat C., Chesne S. Improvement of Transmission Loss Using Active Control with Virtual Modal Mass. *Advances in Acoustics and Vibration*. 2008, doi:10.1155/2008/603084.
- [4] Satellites observateurs du Soleil: SOHO [en ligne]. Disponible sur: <http://jcboulay.free.fr/astro/sommaire/astronomie/univers/galaxie/etoile/systeme_solaire/soleil/satellites/page_satellites.htm> (consulté le 09.10.2010).
- [5] El-Metwally K.A. A variable structure adaptive fuzzy logic stabiliser for a two-area load frequency control problem. *International Journal of Modelling, Identification and Control*, 2010, 9 (1-2), pp. 168-175.
- [6] Malaterre P. Le contrôle automatique des canaux d'irrigation : état de l'art et perspectives. Colloque Automatique et Agronomie, 22-24 janvier, 2003, Montpellier, France, 2003.
- [7] Pashkevich A., Chablat D., Wenger P. Analyse de la rigidité des machines outils 3 axes d'architecture parallèle hyperstatique. 5ème Assises Machines et Usinage à grande vitesse, 5-6 juin, 2008, Nantes, France, 2008.
- [8] Pinheiro M.J. Some remarks about variable mass systems. *European Journal of Physics*, 2004, 25(1), pp.5-7.
- [9] Lomag-man : Arrimage sécurité de chargement [en ligne]. Disponible sur : <http://www.lomag-man.org/arrimage_secuchargemt/arrimage-securitechargement-documents-ch.php> (consulté le 03.10.2010).
- [10] CCMTA. A uniform north american cargo securement standard [en ligne]. Disponible sur : <http://www.lomag-man.org/arrimagecargaison/Briefing-nAmerCargoSecurementStandard99_ca.PPT> (consulté le 03.10.2010).
- [11] L'usine nouvelle: Robot industriel [en ligne]. Disponible sur: <<http://www.usinenouvelle.com/expo /robot-industriel-scara-p39949.html>> (consulté le 13.10.2010).
- [12] Bochart S. Contrôle actif par composants piézo-électriques de structures souples en grands déplacements. Thèse LMDS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [13] Hu Q., Ma G. Variable structure control and active vibration suppression of flexible spacecraft during attitude maneuver. *Aerospace Science and Technology*, 2005, 9(4),pp.307-317.
- [14] De Marneffe B. Active and passive vibration isolation and damping via shunted transducers. Thèse sciences de l'ingénieur. Bruxelles: Université Libre de Bruxelles, 2007.
- [15] Hagood N.W., Von Flotow A. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 146(2),pp.243-268.
- [16] Liao Y., Sodano H.A. Piezoelectric damping of resistively shunted beams and optimal parameters for maximum damping. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2010, 132(4):041014-7, doi: 10.1115/1.4001505.
- [17] Hollkamp J.J. Multimodal passive vibration suppression with piezoelectric materials and resonant shunts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1994,5(1),pp. 49-57.
- [18] Behrens S., Moheimani S.O.R., Fleming A.J. Multiple mode current flowing passive piezoelectric shunt controller. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 266(5) ,pp.929-942.
- [19] Lhuillier V. Contrôle actif de la transparence acoustique d'une double paroi. Thèse LaMCoS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2009.
- [20] Salmon P., Grigi J. Amortisseur parasismique « ajustable ». 7ème Colloque National AFPS 2007, Ecole Centrale Paris, France: 2007.
- [21] Sunakoda K., Sodeyama H., Iwata N., Fujitani H., Soda S. Dynamic characteristics of magneto-rheological fluid damper. SPIE's 7th Annual Int. Symposium on Smart Structures and Materials,6-8 march, Newport Beach , CA, USA.: 2000, pp.194-203.
- [22] Alauze C., Der Hagopian J., Gaudiller L., Voinis L. Active balancing of turbomachinery: application to large shaft lines. *Journal of Vibration and Control*. 2001, 7(2),pp,249-278.
- [23] Clark W.W. Vibration Control with state-switched piezoelectric materials. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2000,11(4),pp.263-271.
- [24] Cunefare K., De Rosa S., Sadegh N., Larson G. State-switched absorber for semi-active structural control. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2000, 11(4), pp.300-310.
- [25] Richard C., Guyomar D., Audigier D., Ching G. Semi-passive damping using continuous switching of a piezoelectric device. *Smart Structures and Materials 1999: Passive Damping and Isolation*, 1 march, Newport Beach, CA, USA: 1999.
- [26] Richard C., Guyomar D., Audigier D., Bassaler H. Enhanced semi-passive damping using continuous switching of a piezoelectric device on an inductor. *Smart Structures and Materials 2000: Damping and Isolation*, march 6-8, 2000, Newport Beach, CA, USA: 2000.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [27] Harari S. Contrôle modal semi-actif et actif à faible consommation énergétique par composants piézoélectriques. Thèse LaMCoS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2009.
- [28] Gaudillier, L. Contrôle actif du comportement dynamique de structures souples supportées. Thèse LMS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1994.
- [29] Bosche J. Analyse et commande par placement de pôles en D_U -stabilité robuste. Thèse Laboratoire d'Automatique et d'Informatique Industrielle de Poitiers. Poitiers : Université de Poitiers, 2003.
- [30] Anderson B.D.O., Moore J.B. Linear optimal control. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, 1971.
- [31] Green M., Limebeer D. Linear robust control. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, 1995.
- [32] Dullerud G., Paganini F. A course in robust control theory: a convex approach. New York: Springer-Verlag, 2000.
- [33] Postlethwaite I., Turner M.C., Herrmann G. Robust control applications. Annual Reviews in Control, 2007, 31(1), pp.27-39.
- [34] Sugeno M. An introductory survey of fuzzy control. Information Sciences, 1985, 36(1-2), pp.59-83.
- [35] Matichard F. Contrôle actif non linéaire de smart structures multicorps soumises à des mouvements d'ensemble. Thèse LMDS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2006.
- [36] Malhis M. Contrôle modal flou des rotors flexibles par plan d'action piézoélectrique. Thèse LMS. Lyon: Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002.
- [37] Tong S., Li Y. Observer-based fuzzy adaptive control for strict-feedback nonlinear systems. Fuzzy Sets and Systems, 2009, 160(12), pp.1749-1764.
- [38] Anderson B.D.O., Dehghani A. Challenges of adaptive control-past, permanent and future. Annual Reviews in Control, 2008, 32(2), pp.123-135.
- [39] Sastry S., Bodson M. Adaptive control: stability, convergence, and robustness. New Jersey: Prentice-Hall, 1989.
- [40] Anderson B.D.O., Brinsmead T., De Bruyne F., Hespanha J., Liberzon D., Morse A. Multiple model adaptive control. Part 1: Finite controller coverings. International Journal of Robust and Nonlinear Control, 2000, 10 (11), pp. 909-929.
- [41] Kestec M., Kanellakopoulos I., Kokotovic P. Nonlinear and adaptive control design. New York: John Wiley and Sons, 1995.
- [42] Gaudillier L., Bochart S. Adaptive active control of flexible structures subjected to rigid body displacements. Journal of Sound and Vibration, 2005, 283(1-2), pp. 311-339.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [43] Hespanha J., Liberzon D., Stephen Morse A., Anderson B.D.O., Brinsmead T.S., et De Bruyne F. Multiple model adaptive control. Part 2: Switching. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 2001, 11(5), pp. 479-496.
- [44] Lourenço J., Lemos J. Predictive adaptive control of plants with online structural changes based on multiple models. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 2008, 22(8), pp. 774-794.
- [45] Safonov M.G., Tsao T. The unfalsified control concept and learning. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1997, 42(6), pp.843-847.
- [46] Wang R., Paul A., Stefanovic M., Safonov M.G. Cost-detectability and stability of adaptive control systems. 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference, CDC-ECC '05, 12-15 december, 2005. Seville, Spain: Inst. of Elec. and Elec. Eng. Computer Society; 2005, pp.3584-3589.
- [47] Reza Moheimani S.O., Fleming A.J. Piezoelectric transducers for vibration control and damping. London: Springer-Verlag, 2006.
- [48] Sun J.Q. Some observations on physical duality and colocation of structural control sensors and actuators. *Journal of Sound and Vibration*, 1996,194(5),pp.765-770.
- [49] Preumont A. Vibration control of active structures: an introduction. Netherlands: Kluwer academic publishers, 1997.
- [50] Gaudiller L., Der Hagopian J. Active control of flexible structures using a minimum number of components. *Journal of Sound and Vibration*, 1996,193(3), pp.713-741.
- [51] Gaudiller L., Matichard F. A nonlinear method for improving the active control efficiency of smart structures subjected to rigid body motions. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2007,12 (5), pp.542-548.
- [52] Meirovitch L., Baruh H. Implementation of modal filters for control of structures. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 1985, 8(6), pp.707-716.
- [53] Balas M.J. Active control of flexible systems. *Journal of Optimization Theory and Applications*, 1978, 25(3), pp.415-436.
- [54] Mei C., Mace B.R. Reduction of control spillover in active vibration control of distributed structures using multioptimal schemes. *Journal of Sound and Vibration*, 2002,251(1), pp.184-192.
- [55] Thomas M, Abassi K, Lakis A, Marcouiller L. Operational modal analysis of a structure subjected to a turbulent flow. Proceedings of the 23rd Seminar on machinery vibration, 26-28 October 2005, Edmonton, Alberta: Canadian Machinery Vibration Association, 2005.
- [56] Vu Viet H., Thomas M., Lakis A.A. Operational modal analysis in time domain. Proceedings of the 24nd Seminar on machinery vibration, CMVA,2006 Montréal, Canada: 2006,pp.330-343.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [57] Schwarz B.J., Richardson M.H. Experimental modal analysis. Proceedings of the CSI Reliability Week, October, Orlando, FL, USA, 1999.
- [58] Katayama T. Subspace methods for system identification. London: Springer-Verlag, 2005.
- [59] Ewins D. Modal testing: Theory, practice and application. Baldock, Hertfordshire, England: Research studies press LTD., 2000.
- [60] Gevers M. A decade of progress in iterative process control design: From theory to practice. *Journal of Process Control*, 2002,12 (4), pp.519-531.
- [61] Alvin K., Park K. Second-order structural identification procedure via state-space-based system identification. *AIAA journal*, 1994, 32(2), pp.397-406.
- [62] Tseng D.H., Longman R.W., Juang J. Identification of the structure of the damping matrix in second order mechanical systems. Proceedings of the AAS/AIAA Spaceflight Mechanics Meeting. Part 2 (of 2), 14-16, February, 1994, Cocoa Beach, FL, USA: Publ by Univelt Inc: 1994, pp.167-190.
- [63] Luş H. Control theory based system identification. PhD.Thesis. USA, New York: Columbia University, 2001.
- [64] Borne P., Dauphin-Tanguy G., Richard J.P., Rotella F., Zambettakis I. Commande et optimisation des processus. Paris, France: Editions Technip, 1990.
- [65] Rémond D., Renaudin L., Dieng C.O. Caractérisation du suivi de comportement modal d'une structure discrète évolutive. 15^{ème} Actes du colloque Vibration, Chocs et Bruit, 14-16, juin, 2006, Lyon, France : 2006.
- [66] Ljung L. System identification: Theory for the user. 2nd. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall PTR; 1999.
- [67] Mercère G. Contribution à l'identification récursive des systèmes par l'approche des sous-espaces. Thèse : Automatique et Informatique Industrielle. Lille : Université des Sciences et Technologies de Lille, 2004.
- [68] Van Overschee P., De Moor B. Subspace identification for linear systems: Theory implementation applications. Dordrecht, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1996.
- [69] Verhaegen M. Identification of the deterministic part of MIMO state space models given in innovations form from input-output data. *Automatica*, 1994, 30(1), pp.61-74.
- [70] Van Overschee P., De Moor B. N4SID: Subspace algorithms for the identification of combined deterministic-stochastic systems. *Automatica*, 1994, 30(1), pp.75-93.
- [71] Larimore W.E. Canonical variate analysis in identification, filtering, and adaptive control. Proceedings of the 29th IEEE Conference on Decision and Control, 14-16, december, 1990, Honolulu, Hawaii, USA: 1990. pp. 596-604 vol.2.
- [72] Van Overschee P., De Moor B. A unifying theorem for three subspace system identification algorithms. *Automatica*, 1995, 31(12), pp.1853-1864.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [73] Huang B., Kadali R. Dynamic Modeling, Predictive Control and Performance Monitoring-A Data-driven Subspace Approach. London: Springer-Verlag, 2008.
- [74] Renaudin L., Rémond D. Modal behavior monitoring of a discrete evolutive structure. Proceedings of the 15th IFAC Symposium on System Identification, 2009, St Malo, France: 2009.
- [75] Balmès E. New results on the identification of normal modes from experimental complex modes. Mechanical Systems and Signal Processing, 1997, 11(2), pp.229-243.
- [76] Van Wingerden J., Houtzager I., Felici F., Verhaegen M. Closed-loop identification of the time-varying dynamics of variable-speed wind turbines. International Journal of Robust and Nonlinear Control, 2009, 19(1), pp.4-21.
- [77] Allemang R.J. The modal assurance criterion - twenty years of use and abuse. Sound and vibration, 2003, 37(8), pp.14-23.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : DENG (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)	DATE de SOUTENANCE :
Prénoms : Fengyan	
TITRE : Contrôle modal autoadaptatif de vibrations de structures évolutives	
NATURE : Doctorat	Numéro d'ordre : 2012-ISAL-
Ecole doctorale : Mécanique, Énergétique, Génie Civil, Acoustique	
Spécialité : Génie Mécanique	
RESUME :	
<p>L'allègement des structures imposé par les réductions de coût se traduit par des structures de plus en plus souples qui les rendent de plus en plus sensibles aux vibrations. Le contrôle des vibrations devient donc un enjeu majeur dans de nombreuses applications industrielles et les limites des matériaux imposent maintenant un recours au contrôle actif de plus en plus fréquent. L'évolution des structures au cours du temps (vieillesse, conditions aux limites, architecture, ...) pose le problème de la robustesse du contrôle.</p> <p>Par ailleurs, l'actionnement de plus en plus présent dans le domaine mécanique constitue à la fois une source supplémentaire de vibrations, mais aussi de contrôle et d'évolution d'architecture des structures.</p> <p>La thèse s'intéresse au contrôle actif autoadaptatif des vibrations permettant de maintenir automatiquement la performance et la stabilité des structures évolutives. Il s'agit donc de s'affranchir de la connaissance des causes et des informations sur les évolutions.</p> <p>La méthode proposée s'appuie sur un développement modal permettant de limiter le nombre de composants de contrôle et de cibler les modes à contrôler en limitant l'énergie de contrôle. Ainsi, il est nécessaire de reconstruire les caractéristiques du modèle modal indispensables pour réactualiser le contrôle en figeant seulement une structure de modèle. S'affranchissant à la fois des causes d'évolution de la structure et utilisant seulement une structure de modèle, la méthode est généralisable à toute application en mécanique des structures.</p> <p>La méthode proposée, basée sur l'utilisation d'un identificateur exploitant à la fois excitation et réponse de la structure, prend en compte les limites imposées par le contrôleur. Le modèle constitue le lien qui doit être établi entre identificateur et contrôle pour permettre la réactualisation. Par ailleurs, un compromis entre l'objectif d'atténuation des vibrations et les performances de l'identification est alors nécessaire du fait du couplage identification/contrôle apparaissant dans la boucle fermée. Ce compromis est également conditionné par le matériel utilisé.</p> <p>La méthode proposée est exploitée sur une structure discrète mettant en évidence une inversion de formes modales au cours de son évolution qui déstabilise un contrôle figé. Le choix opéré pour répondre aux différents compromis cités ci dessus a conduit à l'utilisation d'un contrôleur classique (LQG) et un identificateur basé sur la méthode des sous-espaces (N4SID). Cette application sur une structure simple a permis de caractériser un certain nombre de limites physiques : la bande passante, densité modale, vitesse d'évolution, ... Le contrôle modal autoadaptatif proposé s'avère robuste en performance et efficace lorsque la réactualisation est systématique. Une variante conditionnelle, toujours basée sur l'analyse de la réponse de la structure, est enfin proposée pour optimiser le processus de réactualisation afin de suivre plus efficacement les évolutions.</p>	
MOT-CLES : Contrôle autoadaptatif, structure évolutive, contrôle des vibrations, modèle modal, identification, adaptabilité.	
Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS), CNRS UMR5259-INSA-LYON	
Directeur de thèse: Luc GAUDILLER, Didier RÉMOND	
Président du jury :	
Composition du jury : Maovan OUISSE, Hugues GARNIER, Didier RÉMOND, Luc GAUDILLER	