

Université Pierre & Marie Curie
Master Sciences et Technologies - Mention Sciences de l'Ingénieur
Orientation : Mécanique / Spécialité Acoustique / Parcours ATIAM
Année universitaire 2013 - 2014
Stage de 2^e année de Master

Contôle actif modal appliqué au violoncelle

Arthur Givois
3 mars - 1^{er} août 2014

Encadrement

M. Adrien MAMOU-MANI
M. Baptiste CHOMETTE

adrien.mamou-mani@ircam.fr
baptiste.chomette@upmc.fr

INSTITUT DE RECHERCHE ET
COORDINATION ACOUSTIQUE/MUSIQUE
Equipe Acoustique Instrumentale
STMS, CNRS UMR 9912
1, Place Igor-Stravinsky, 75004 Paris

INSTITUT JEAN LE ROND
D'ALEMBERT
Equipe Modélisation, Propagation et
Imagerie Acoustique
CNRS UMR 7190
4, Place Jussieu, 75005 Paris

"She sat in a high-backed chair against the wall, like a violoncello in its case, and submitted to be embraced as that melodious instrument might have done".

Great Expectations, Charles Dickens.

Remerciements

Je remercie chaleureusement mes deux encadrants Adrien Mamou-Mani et Baptiste Chomette pour leur enthousiasme, leur franchise, leur directivité, leurs exigences ainsi que la générosité toute particulière dont ils font constamment preuve dans leur encadrement. Je leur suis particulièrement reconnaissant de m'avoir proposé ce sujet de stage qui a amené à une réflexion scientifique sur l'instrument que je pratique.

Je tiens également à remercier les deux doctorants Simon Benachio et Thibaut Meurisse, pour m'avoir accompagné dans ce sinueux sujet qu'est le contrôle actif appliqué aux instruments de musique, sur lequel ils travaillent depuis bientôt trois ans. J'espère avoir été pour eux un agréable collègue de laboratoire lors de cette délicate période de fin de thèse. J'espère avoir pu convaincre Thibaut et nos auditeurs que mon humour allait plus loin que le sien.

Merci à tous les membres de l'équipe Acoustique instrumentale de l'Ircam qui ont été une excellente compagnie tout au long de ce stage, et pour les réponses qu'ils ont pu m'apporter à toutes les interrogations que j'ai pu avoir : Alain, Gérard pour ses longues explications et pour avoir su m'aider à m'y retrouver dans son matériel (et parce qu'on s'entend bien), René, Alexis, Nicolas, Robert, mon homonyme Arthur et les David. J'adresse un remerciement tout particulier à Victor pour m'avoir supporté.

Je souhaite remercier l'équipe pédagogique du Master Atiam pour faire vivre ce master et donner l'opportunité à des étudiants de découvrir l'ensemble des activités de recherche scientifique appliquées à la musique. Je tiens tout particulièrement à remercier Boris Doval et Jean-Loïc Le Carrou qui prennent une grande place dans l'ensemble de mon parcours universitaire.

Merci à toutes les personnalités qui m'ont aidé d'une manière ou d'une autre à mener ce stage à bien. Benjamin Elie, pour le détail des calculs des Jitter et Shimmer. Joël Frelat et Charles Besnainou pour leurs encouragements, conseils, remarques, lors de la présentation des travaux du projet Imarev. Les camarades stagiaires, doctorants, post-doctorants de l'Ircam, même s'ils n'ont pas laissé de chocolats en empruntant les clés de la chambre anéchoïque. Merci également à Pierre d'avoir bien voulu se prêter au jeu des tests avec enthousiasme et simplicité lors de son stage d'immersion au labo.

Enfin, je n'oublie pas de remercier les camarades Atiam pour m'avoir si régulièrement proposé de participer à une pause Tarot.

Résumé

Ce stage d'une durée de cinq mois s'inscrit dans le cadre de la fin du projet ANR IMAREV (Instruments de Musique Actifs avec Réglages Virtuels). La motivation de ce projet est de créer des instruments de musique "actifs" en couplant l'instrument à un algorithme de contrôle. Ce stage porte sur son application à un violoncelle. Les propriétés modales et les phénomènes de couplage qui caractérisent l'instrument mettent en jeu de nouvelles problématiques scientifiques à la fois dans le domaine du contrôle des vibrations des structures et de l'acoustique musicale. Un couplage excessif entraîne parfois l'apparition du phénomène indésirable de "note du loup", connu aussi bien des acousticiens, musiciens et des luthiers.

Ce stage contient une étude sur l'application du contrôle actif modal ainsi que sur le fonctionnement vibratoire de l'instrument. Outre la simple application du contrôle ainsi que la mise en évidence de l'effet du contrôle sur le son rayonné, la caractérisation expérimentale des effets du couplage entre la corde et la caisse du violoncelle est effectuée de manière qualitative.

Abstract

This five-months internship takes part in the IMAREV (Instruments de Musique Actifs à Réglages Virtuels or Active Musical Instruments with Virtual Adjustments) ANR project. The aim of this project is to develop "active" musical instruments using a control algorithm. The internship focuses on the application of modal active control to a cello. Modal properties of the cello plate and coupling phenomena between the cello bridge and plate, which are characteristic of the instrument, involve new scientific issues, both in the musical acoustics domain and in the vibration control of structure domain. Strong coupling can generate the undesirable phenomenon of "wolf-note", known by cello makers, musicians and acousticians.

This internship proposes a study of the application of modal active control and of the vibratory behavior of the instrument. Besides the simple application of the control and the evidence of its effects on the radiated sound, the experimental characterisation of coupling effects (between the string and the body of the instrument) is qualitatively achieved.

Mots-clés : *Acoustique musicale, Contrôle actif modal, Cordes frottées, Couplage de structures, Vibrations*

Table des matières

Table des figures	viii
1. Introduction	1
1.1. Contexte du stage : le projet IMAREV et motivations	1
1.2. Position du problème : état de l'art	1
1.2.1. Le contrôle actif modal	1
1.2.2. Vers une application du contrôle actif modal aux instruments de musique	2
1.3. Description mécanique de l'instrument	2
1.3.1. Présentation des différentes structures vibrantes	2
1.3.2. Mesures d'admittances au chevalet	3
1.3.3. Modes du corps de l'instrument	5
1.3.4. Discussion sur d'éventuels liens entre les propriétés vibratoires et leurs conséquences au niveau de la perception ou de la jouabilité	6
1.4. Objectifs et démarche	7
2. Réalisation du contrôle : outils et formalisme mécanique utilisés	9
2.1. Modèle d'état dans la base modale	9
2.2. Identification	10
2.2.1. Expression de la FRF entre actionneur et capteur	10
2.2.2. Algorithme RFP	11
2.3. Contrôle	12
2.3.1. Système en boucle fermée : retour d'état	12
2.3.2. Rôle de l'observateur	12
3. Contrôle de la structure : présentation du dispositif expérimental	15
3.1. Détermination de la position du capteur et de l'actionneur	15
3.2. Déroulement des manipulations	16
3.2.1. Dispositif expérimental	16
3.2.2. Identification	17
3.2.3. Application du contrôle sur un balayage sinus	18
3.2.4. Vers un contrôle des vibrations en situation de jeu	19
4. Effets du contrôle sur le spectre et la jouabilité de l'instrument	21
4.1. Modification du spectre	21
4.1.1. Contrôles demandés	24
4.1.2. Conséquences sur le son rayonné	24
4.2. Application du contrôle sur les effets du couplage : action sur la note du loup	27
4.2.1. Modélisation du couplage Schelleng et Gough	27
4.2.2. Étude paramétrique des fréquences de résonance du système couplé . .	28
4.2.3. Effets recherchés et contrôle appliqué	29
4.2.4. Caractérisation du phénomène	30

4.2.5. Spectrogrammes	30
4.3. Cas du couplage faible : force minimale à appliquer par l'archet	32
4.3.1. Modèle d'interaction entre l'archet et la corde	32
4.3.2. Mise en évidence expérimentale : contrôle demandé et résultats	33
5. Conclusion	35
5.1. Bilan et perspectives	35
5.2. Quels apports possibles d'un point de vue musical?	35
A. Mesures des fonctions de transfert obtenu sur l'ensemble de l'instrument	37
B. Annexe B : Caractéristiques des transducteurs	41
B.1. Capteur	41
B.2. Actionneur	42
C. Fonctions de transfert entre actionneur et capteur pour la modification des amplitudes des harmoniques	45

Table des figures

1.1. Structure du violon	3
1.2. Comparaison de l'impédance aux pieds du chevalet pour deux violoncelles . .	4
1.3. Admittance au chevalet (Askenfelt, 1982)	4
1.4. Admittance au chevalet d'un violoncelle	5
1.5. Comparaison des différentes identifications par analyse modale tirées de la littérature	5
1.6. Déformées opérationnelles de la table d'harmonie du violoncelle	6
2.1. Représentation d'un pôle dans le plan complexe	12
2.2. Schéma du système de contrôle	13
3.1. Points où les admittances ont été mesurées et position choisie	15
3.2. Admittances : comparaison entre la position choisie et au chevalet	16
3.3. Photographie des manipulations (1)	16
3.4. Identification des modes (Amplitude de la fonction de transfert)	18
3.5. Modification de la fonction de transfert (1 ^{ère} manipulation)	19
3.6. Photographie des manipulations (2)	20
3.7. Fonctions de transfert actionneur-capteur dans le cas où une corde est non étouffée et avec de nouvelles conditions aux limites dues à l'instrumentiste . .	20
4.1. Identification des modes (Amplitude de la fonction de transfert) pour la modification des amplitudes des harmoniques	21
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour l'augmentation de l'amplitude du fondamental	22
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour la diminution de l'amplitude du fondamental	22
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour l'augmentation de l'amplitude du 2 ^{ème} harmonique	22
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour la diminution de l'amplitude du 2 ^{ème} harmonique	22
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour l'augmentation de l'amplitude du 3 ^{ème} harmonique	23
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour la diminution de l'amplitude du 3 ^{ème} harmonique	23
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour l'augmentation de l'amplitude du 4 ^{ème} harmonique	23
Modification de la fonction de transfert actionneur/capteur pour la diminution de l'amplitude du 4 ^{ème} harmonique	23
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant d'augmenter l'amplitude du fondamental.	25

Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant de diminuer l'amplitude du fondamental.	25
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant d'augmenter l'amplitude du 2 ^{ème} harmonique.	25
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant de diminuer l'amplitude du 2 ^{ème} harmonique.	25
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant d'augmenter l'amplitude du 3 ^{ème} harmonique.	26
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant de diminuer l'amplitude du 3 ^{ème} harmonique.	26
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant d'augmenter l'amplitude du 4 ^{ème} harmonique.	26
Spectrogramme d'un sol à vide avec action du contrôle permettant de diminuer l'amplitude du 4 ^{ème} harmonique.	26
4.2. Modèle de Schelleng	27
4.3. Fréquences de résonances d'après Gough : influence des amplitudes et fréquences relatives des résonances de la corde et de la structure	28
4.4. Spectrogramme : disparition du loup	29
4.5. Caractérisation du loup : Jitter et Shimmer	31
4.6. Spectrogramme : disparition du loup	31
4.7. Spectrogramme : apparition du loup	31
4.8. Diagramme de Schelleng	32
4.9. Comparaison entre l'admittance au chevalet et la force minimale à appliquer	33
4.10. Modifications demandées	34
4.11. Fonctions de transferts obtenues avec et sans contrôle (caractérisation de la force minimale)	34
4.12. Enregistrement, Jitter, Shimmer et spectre (caractérisation de la force minimale)	34
A.1. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (1,2)	38
A.2. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (3,4)	38
A.3. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (5,6)	38
A.4. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (7,8)	39
A.5. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (9,10)	39
A.6. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (11,12)	39
A.7. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (13,14)	40
A.8. Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet (15,16)	40
B.1. Schématisation du capteur et définition des axes	42
B.2. Courbe d'impédance électrique de l'actionneur	43
C.1. Modification du premier mode de la fonction de transfert pour la modification de l'amplitude du fondamental du sol à vide.	46
C.2. Modification du troisième mode de la fonction de transfert actionneur pour la modification de l'amplitude du 2 nd harmonique du sol à vide.	46
C.3. Modification du septième mode de la fonction de transfert actionneur pour la modification de l'amplitude du 3 ^{ème} harmonique du sol à vide.	47
C.4. Modification du dixième mode de la fonction de transfert actionneur pour la modification de l'amplitude du 4 ^{ème} harmonique du sol à vide.	47

1. Introduction

1.1. Contexte du stage : le projet IMAREV et motivations

Ce stage s'inscrit dans le cadre du projet IMAREV (pour Instruments de Musique Actifs avec Réglages Virtuels). Ce projet financé par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) et coordonné par Adrien Mamou-Mani a pour objectif d'appliquer et d'étudier la faisabilité et les possibilités données par le contrôle actif aux instruments de musique. Il implique donc l'équipe Acoustique Instrumentale de l'IRCAM, l'Institut Jean le Rond d'Alembert de l'université Paris 6 - Pierre et Marie Curie avec notamment Baptiste Chomette, ainsi que l'Open University. Deux doctorants réalisent également leurs thèses dans le cadre de ce projet en se fondant sur une approche modale : Simon Benacchio travaille sur l'application aux instruments de musique à cordes et plus spécifiquement sur les vibrations des tables d'harmonie de guitares, alors que la thèse de Thibaut Meurisse traite le problème de l'application du contrôle actif aux instruments à vent, et contient une étude plus spécifique sur les clarinettes. L'application du contrôle actif au violoncelle permet d'aborder de nouveaux aspects, tel que le contrôle des vibrations de la table d'harmonie lorsque la corde est en auto-oscillations, ou encore la mise en jeu des couplages entre les différentes structures vibrantes qui caractérisent le comportement mécanique de cette famille d'instruments. De plus, puisque les instruments à cordes frottées (violon, alto, violoncelle et contrebasse) prennent toujours une place relativement importante dans la vie musicale et que le quatuor à cordes est un effectif qui fait toujours l'objet de nouvelles créations, la possibilité d'apporter des modifications à cette famille d'instruments est susceptible d'éveiller la curiosité des compositeurs en résidence ou en lien avec l'Ircam.

1.2. Position du problème : état de l'art

1.2.1. Le contrôle actif modal

Le contrôle actif des vibrations des structures fait l'objet d'un nombre croissant de recherches. Son objectif réside initialement dans la réduction ou la suppression des bruits acoustiques et des vibrations des structures, et trouve ses principales applications dans les domaines industriels (transport, aéronautique, énergie, spatial)[27]. Si le brevet initial a été déposé en 1936 par Paul Lueg[41], ce n'est que dans le cours des années 90 et avec l'utilisation de processeurs suffisamment rapides que la plupart des premières applications du contrôle actif ont pu être réalisées. Celles-ci étaient dans un premier temps surtout acoustiques, et destinées à réduire les bruits de ventilateurs, des réacteurs d'avion ou des sous-marins.

Cet objectif peut être atteint de plusieurs manières[26] : si pour certaines d'entre elles le contrôle est localisé dans la base physique[46], d'autres sont basées sur une description linéaire du système contrôlé avec l'utilisation des variables d'état (cf Meirovitch [43], Richards [49] et Franklin & al. [24]). Associés à la théorie des observateurs établie par Luenberger [42], ces descriptions permettent au contrôle de modifier les paramètres modaux d'une structure. Les

publications dans le domaine de l'automatique et du contrôle contribuent à l'application et l'amélioration de ces techniques sur des systèmes complexes.

L'essentiel des applications du contrôle actif est destiné à réduire les vibrations des structures. Cependant, il a été démontré qu'un cas particulier des méthodes de contrôle dans l'espace d'état appelé contrôle actif modal (cf. Gawronski [28]) peut être utilisé pour modifier les caractéristiques modales d'un système, tel que des cartes électroniques (cf. Chomette [14]). Cette méthode nécessite l'établissement d'un modèle à l'aide de techniques d'identification (tel que l'algorithme RFP mis en place par Richardson [50]) ou d'un modèle par éléments finis. Des techniques plus récentes ont permis de modéliser la structure à partir des données expérimentales obtenues directement des mesures entre le capteur et l'actionneur utilisés pour le contrôle (cf. Chesné [13]). En plus d'appliquer le contrôle demandé, le calcul des gains de l'actionneur et de l'observateur est calculé de sorte que la stabilité du système soit assurée. Pour cela, un algorithme de placement de pôles (établi par Kautsky [39]) ou un estimateur linéaire quadratique (LQE, cf. Abdelaziz [1] et Franklin & al. [24]) peuvent être employés.

1.2.2. Vers une application du contrôle actif modal aux instruments de musique

Le domaine de l'acoustique musicale s'est rapidement intéressé aux possibilités offertes par le contrôle actif pour modifier les caractéristiques des vibrations : Hanagud [33] et Griffin [32] puis Besnainou [5] pour les guitares, ou Imbert [37] dans le cas des tubes, ont effectué des premières recherches sur les manières de modifier les propriétés modales des instruments de musique. La thèse d'Henri Boutin [8] soutenue en 2011 montre la faisabilité d'appliquer le contrôle actif aux instruments à percussions et aux violons (sans décomposer les vibrations dans la base modale). C'est actuellement avec le projet IMAREV que se poursuit l'étude de l'application du contrôle actif aux instruments de musique (Benacchio [4] et Meurisse [44]).

Si l'essentiel de ces applications avaient pour but de modifier le son ou le "timbre" de l'instrument, par exemple en cherchant à augmenter la puissance rayonnée par la table d'harmonie d'une guitare, sans nécessairement se fonder sur une approche modale, on peut aussi voir la possibilité de mettre en évidence expérimentalement des résultats du domaine de l'acoustique musicale qui reposent sur les propriétés modales des instruments. Ces résultats peuvent être délicats à illustrer par l'expérience en raison de l'impossibilité de modifier ou même de connaître les paramètres modaux de la structure.

Ainsi, la prochaine section traitera de l'état de l'art sur le fonctionnement mécanique de l'instrument et sur les recherches qui s'appuient sur les caractéristiques vibratoires du violoncelle.

1.3. Description mécanique de l'instrument

1.3.1. Présentation des différentes structures vibrantes

La corde est le premier élément vibrant de l'ensemble du système, d'où sont générées les auto-oscillations. L'interaction avec l'archet comprend une phase d'adhérence et de glissement : l'alternance de ces deux phases conduit à l'obtention d'un mouvement à deux vitesses au niveau du point de contact entre l'archet et la corde (Caussé & al[11]). Un cas particulier de ce mouvement a été caractérisé par Helmholtz[35] : les durées relatives des deux phases au cours d'un cycle peuvent être déterminées par la position verticale de l'archet sur la corde.

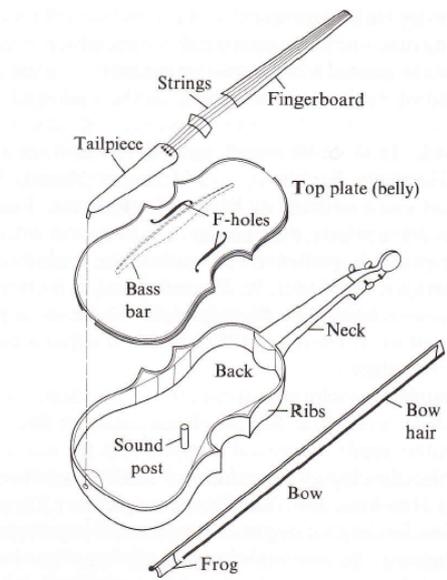


FIGURE 1.1.: Présentation de la structure d'un violon (image tirée de [22], p.238). L'assemblage est identique dans le cas du violoncelle.

Le chevalet permet de transmettre les vibrations de la corde au corps de l'instrument. On considère ses deux premiers modes dont les fréquences se situent autour de 1kHz et 2kHz. Il s'agit de deux modes de torsion (cf. Cremer [15]). Les mesures d'admittances d'entrée (rapport entre la vitesse et la force au chevalet) qui feront l'objet du prochain paragraphe font apparaître des résonances à ces fréquences, bien qu'elles soient de plus grande amplitude dans le cas du violon. Ce phénomène est connu sous le nom de "Bridge Hill"[56].

Le corps de l'instrument est constitué de la table d'harmonie et du fond : ces deux structures sont reliées principalement d'une part par les éclisses et d'autre part par l'âme, qui prend la forme d'une barre cylindrique et est située approximativement sous l'un des pieds du chevalet ("soundpost" sur la figure 1.1). L'âme transmet d'une part les vibrations de la table vers le fond ([15], p.246), et d'autre part modifie les propriétés mécaniques de ces deux structures par un effet de couplage. D'après Bissinger[6], sa position précise joue un grand rôle dans le rayonnement des modes du corps et de la cavité de l'instrument. Avant l'assemblage de l'instrument, les fréquences propres des deux plaques sont ajustées par le luthier en adaptant localement leurs épaisseurs (cf. Woodhouse[55]). D'après Hutchins[36], le violoncelle se différencie du violon et de l'alto par un rapport harmonique des fréquences propres entre certains modes des deux plaques.

1.3.2. Mesures d'admittances au chevalet

Dans le cadre des études sur les instruments à cordes frottées, la mesure de l'admittance ou mobilité au chevalet est utilisée comme référence : en effet, elle permet d'une part de quantifier la réponse de l'ensemble du corps et de la cavité vue depuis les cordes. D'autre part, cette admittance donne une estimation de l'effort à fournir au niveau de la corde pour transmettre les vibrations au reste de l'instrument : il s'agit donc d'un critère associé à la "jouabilité" (d'après le terme utilisé par Woodhouse [57]). Cette grandeur est obtenue en calculant le rapport de la vitesse V du chevalet mesurée du côté de la corde la plus aiguë et de la force

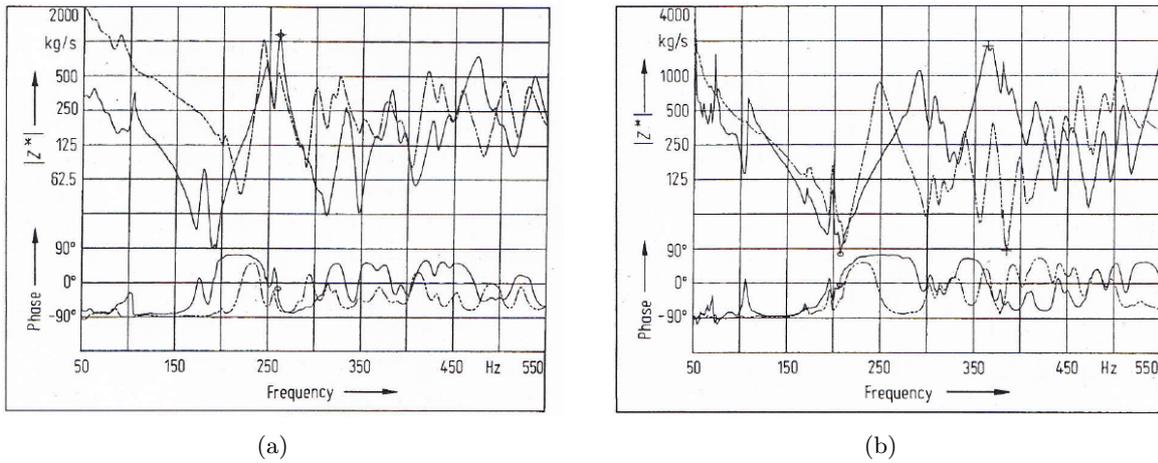


FIGURE 1.2.: Comparaison des modules et phases des impédances mesurées aux pieds du chevalet pour deux violoncelles (par Eggers, 1991[18])

F appliquée avec un marteau d'impact (dont le signal est proche de celui d'un dirac) du côté de la corde la plus grave. Ce rapport est exprimé dans le domaine des fréquences :

$$Y_{ch}(\omega) = \frac{V(\omega)}{F(\omega)}, \quad (1.1)$$

où ω désigne la pulsation.

Les premières mesures d'impédances d'entrée ont été réalisées par Reinicke [48] sur des chevalets de violon. Eggers [18] et Askenfelt [2] ont réalisé ces mesures sur des violoncelles : la comparaison de leurs mesures présentées en 1.2 et 1.3 ainsi que celle réalisé sur le violoncelle de l'équipe Acoustique Instrumentale (figure 1.4) durant ce stage montrent que l'instrument se caractérise par l'existence de trois modes autour de 200 Hz à l'origine d'une très forte mobilité au niveau du chevalet. La visibilité et le recouvrement de ces trois modes varient d'un violoncelle à un autre en fonction de leurs fréquences ou amortissements.

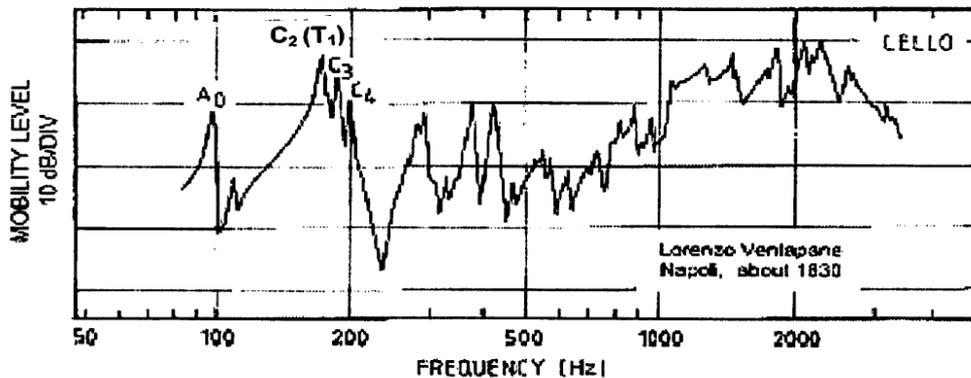


FIGURE 1.3.: Mesure de l'admittance au chevalet d'un violoncelle (Askenfelt, 1982[2]).

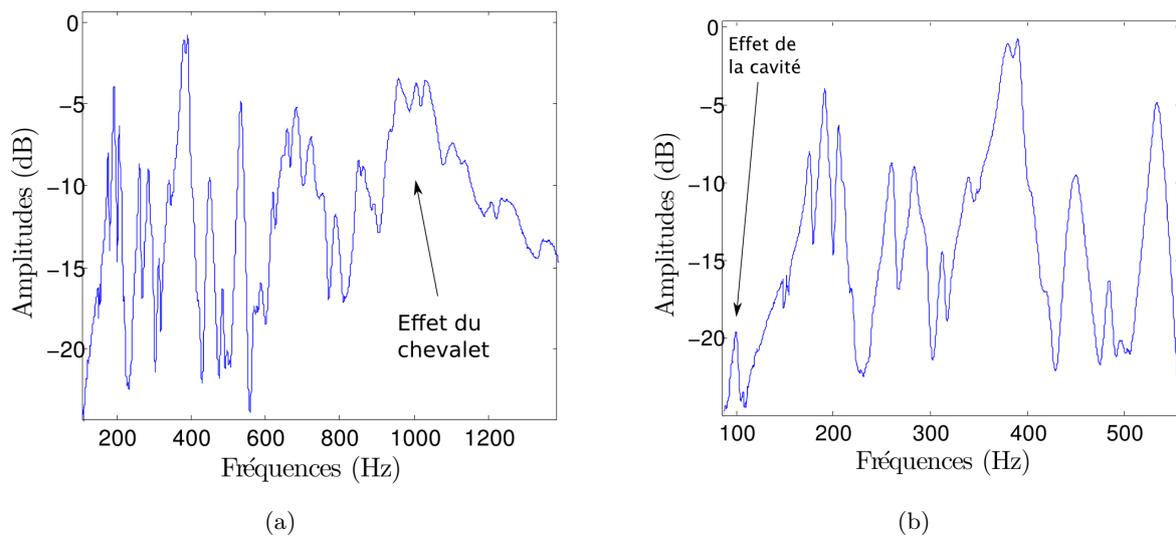


FIGURE 1.4.: Courbe d'admittance d'entrée du violoncelle du laboratoire. Le premier mode du chevalet vers 1000 Hz est mis en évidence sur la courbe a), tandis que la figure b) montre les modes dus à la contribution de l'ensemble corps + cavité.

Mode	Bynum (1997)	Eggers (1991)	Askenfelt (1982)	Langhoff (1995)	Firth (1974)
B_1 (Hz)	57				
A_0 (Hz)	102	82	90	85	90, 104
C_2 (Hz)	144	132	168	146	165, 185
B_2 (Hz)					178, 205
C_1 (Hz)	170	186	163		
C_3 (Hz)	219	218	185		
C_4 (Hz)	195	202			
A_1 (Hz)	203				
A_3 (Hz)	277	260			
A_2 (Hz)	302	312			
C_5 (Hz)	297				
C_6 (Hz)	336				

FIGURE 1.5.: Comparaison des différentes identifications des modes tirées de [9], [18], [2], [40] et [20].
Tableau établi par Bynum et Rossing[10].

1.3.3. Modes du corps de l'instrument

Les similitudes observées sur les admittances au chevalet pour différents violoncelles se retrouvent dans l'essentiel des travaux réalisés sur l'instrument. La figure 1.5 montre une comparaison établie par Bynum et Rossing et les structures à l'origine des modes visibles depuis le chevalet :

- A pour Air désigne les modes de cavité (l'espace compris entre le fond, la table d'harmonie

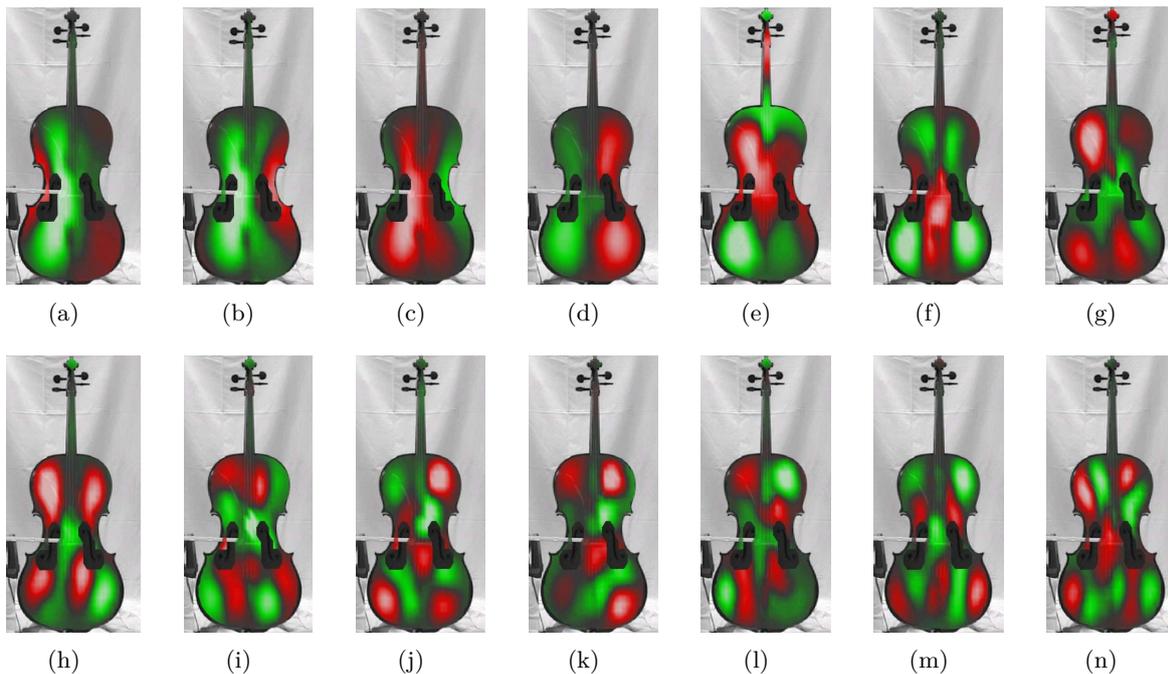


FIGURE 1.6.: Déformées opérationnelles de la table du violoncelle assemblé d'après[21]. Fréquences correspondant à ces résonances : a) $f = 168\text{Hz}$, b) $f = 180\text{Hz}$, c) $f = 200\text{Hz}$, d) $f = 264\text{Hz}$, e) $f = 350\text{Hz}$, f) $f = 418\text{Hz}$, g) $f = 462\text{Hz}$, h) $f = 534\text{Hz}$, i) $f = 586\text{Hz}$, j) $f = 608\text{Hz}$, k) $f = 644\text{Hz}$, l) $f = 690\text{Hz}$, m) $f = 718\text{Hz}$, n) $f = 746\text{Hz}$.

et les éclisses) : le mode A_0 est communément appelé mode de Helmholtz.

- B pour Back correspond aux modes dont la contribution provient principalement du fond de l'instrument.
- C pour Corpus désigne l'ensemble de la structure : la table d'harmonie et le fond sont les deux principaux contributeurs.

Ces résultats montrent que les trois modes évoqués résultent bien de la contribution de l'ensemble du corps de l'instrument. Les déformées opérationnelles de la table d'harmonie présentent bien trois maxima en amplitude dans la zone recherchée, comme on le voit sur les trois premières déformées de la figure 1.6.

1.3.4. Discussion sur d'éventuels liens entre les propriétés vibratoires et leurs conséquences au niveau de la perception ou de la jouabilité

L'établissement d'un lien immédiat entre les propriétés vibratoires et la qualité d'un instrument n'est pas aisé. Dans le cas des violons, Bissinger[7] a réalisé un tableau donnant les fréquences des modes de plusieurs violons, avec les jugements de luthiers sur la qualité de l'instrument. Il réalise le même travail avec les amortissements, mais précise bien que ces données "montrent que la signature des fréquences [...] et amortissements des modes ne sont pas des indicateurs de qualité robustes".

Fritz [25] a montré que la modification des amplitudes ou des facteurs de qualités entraînent des différences perceptibles dans l'appréciation du violon. Cependant, ces modifications sont effectuées sur des signaux et non pas directement sur l'instrument.

Dünnwald[17] a réalisé des expériences visant à établir un lien entre les propriétés acoustiques et les résultats perceptifs et a montré que la répartition de l'énergie acoustique dans différentes bandes de fréquences est un critère perceptif pertinent. Les six bandes fréquentielles sont définies dans le tableau suivant :

Domaines	A	B	C	D	E	F
Fréquences (Hz)	190-650	650-1300	1300-1640	1640-2580	2580-4200	4200-6400

Après l'application de la pondération A (adaptée à la sensibilité de l'oreille humaine), la comparaison des niveaux acoustiques amène à la détermination des critères perceptifs suivants :

- Si $L_B \gg L_{ACD}$, le son est *nasal*.
- Si $L_B \ll L_{ACD}$, le son est *non-nasal*.
- Si $L_F \gg L_{DE}$, le son est *âpre*.
- Si $L_F \ll L_{DE}$, le son est *clair*,

où L_{ij} désigne la somme des niveaux moyens des bandes i et j .

Bien qu'il n'est que peu probable que ces critères restent valables dans le cas du violoncelle, ces travaux montrent que la répartition de l'énergie dans différentes bandes de fréquences jouent un rôle significatif dans l'appréciation du son dans le cas d'un instrument à corde frottée.

En termes de "jouabilité", Woodhouse[57] a pu établir un effet immédiat des propriétés modales sur la force minimale à appliquer par l'archet sur la corde pour créer et entretenir les vibrations de la corde. Il se fonde pour cela sur un premier modèle établi par Schelleng[52], ainsi que les fonctions de réflexions au niveau du chevalet. Celles-ci prennent en compte la réponse du corps de l'instrument avec les mesures d'admittance au chevalet[54]. Les maxima de force à appliquer correspondent approximativement aux pics d'admittance au niveau du chevalet[57].

Enfin, le phénomène généralement indésirable de "loup" s'explique par la concentration des trois modes qui entraîne un maximum de mobilité dans la zone légèrement inférieure à 200 Hz (cf Firth[20]).

1.4. Objectifs et démarche

L'étude bibliographique montre que cette zone de fréquences joue un grand rôle dans le fonctionnement mécanique et acoustique de l'instrument en raison de la forte amplitude de la mobilité au chevalet qui résulte de leur recouvrement : ainsi, c'est essentiellement sur ces trois modes que nous avons cherché à agir au cours de ce stage.

Le système utilisé sera limité à une entrée et une sortie (SISO pour Single Input - Single Output) à deux positions très proches, afin de se rapprocher d'un contrôle colocalisé, qui signifie que les deux transducteurs sont confondus en un même point. D'après Preumont[47], l'utilisation de capteurs et d'actionneurs à des positions colocalisées rend la probabilité plus élevée de conserver un système stable lors de l'application du contrôle. Une première étape consiste à déterminer une position depuis laquelle au moins ces trois modes sont contrôlables et observables, c'est-à-dire identifiables depuis la fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur.

Avant de présenter les expériences, le prochain chapitre présentera les outils et le forma-

lisme mécanique utilisés dans le cadre du contrôle actif modal appliqué aux vibrations des structures. L'ensemble des résultats sera présenté dans un dernier chapitre : après avoir montré que le contrôle peut modifier le spectre de l'instrument, le problème du couplage entre la corde et la table sera ensuite abordé. En termes de "jouabilité", les objectifs fixés dans le cadre de ce stage sont d'intervenir directement sur le loup du violoncelle (disparition ou apparition du phénomène) ainsi que de mettre en évidence la force minimale à appliquer par l'archet sur la corde de manière expérimentale.

2. Réalisation du contrôle : outils et formalisme mécanique utilisés

Les principaux outils utilisés pour modéliser le système et montrer comment le contrôle est effectué sont présentés dans ce chapitre. Celui-ci repose fondamentalement sur la projection des déplacements physiques dans la base modale, ainsi que sur l'identification des modes de la structure. Ces deux étapes feront chacune l'objet d'une section. Une troisième section traitera plus spécifiquement les détails de l'application.

2.1. Modèle d'état dans la base modale

La dynamique d'un système discret s'écrit en fonction des déplacements x :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}, \quad (2.1)$$

où M , C et K désignent les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système. Dans l'hypothèse où les amortissements sont visqueux, le changement de la base physique vers la base modale $\mathbf{x} = \mathbf{\Phi}\mathbf{q}$ - avec $\mathbf{\Phi}$ la matrice des vecteurs propres et \mathbf{q} les déplacements modaux - permet d'écrire la matrice d'amortissement sous forme diagonale. Les équations du mouvement sont alors découplées suivant l'équation 2.3.

$$\mathbf{\Phi}^t \mathbf{M} \mathbf{\Phi} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{\Phi}^t \mathbf{C} \mathbf{\Phi} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{\Phi}^t \mathbf{K} \mathbf{\Phi} \mathbf{q} = \mathbf{\Phi}^t \mathbf{F} \quad (2.2)$$

$$\Rightarrow \ddot{q}_k(t) + 2\xi_k \omega_k \dot{q}_k(t) + \omega_k^2 q_k(t) = f_k, \quad (2.3)$$

où ω_i désigne les pulsations propres de la structure, ξ_i les facteurs d'amortissements modaux, f_k les forces généralisées, et $\mathbf{\Phi}$ normée tel que $\mathbf{\Phi}^T \mathbf{M} \mathbf{\Phi} = \mathbf{I}_d$. L'indice $k = 1, \dots, n$ désigne le degré de liberté pour un système réduit à n modes. La représentation sous forme d'état $\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{pmatrix}$ ramène les équations à une forme matricielle et l'expression d'une équation différentielle du premier ordre :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} = -2\xi_k \omega_k \dot{\mathbf{q}}_k(t) - \omega_k^2 \mathbf{q}_k(t) + \mathbf{f}_k \end{cases} \Rightarrow \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I}_d \\ -diag(\omega_k^2) & -diag(2\xi_k \omega_k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{F} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\Rightarrow \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{F}. \quad (2.5)$$

Cette dernière équation ainsi que la relation entre la grandeur mesurée \mathbf{y} et le vecteur d'état prenant en compte l'effet du capteur (modélisé par la matrice \mathbf{C}) constituent d'après Preumont [47] le système d'équation à la base du contrôle :

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{X}. \end{cases} \quad (2.6)$$

Dans le cas où la force est appliquée par une commande \mathbf{u} , la matrice \mathbf{B} correspond à la matrice modélisant l'effet de l'actionneur dans la base modale. Dans le cas d'un système SISO (Single Input - Single Output), ces deux matrices s'écrivent sous la forme :

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{0}_{n,1} \\ (b_k)_{k=1,\dots,n} \end{pmatrix} \text{ et } \mathbf{C} = ((b_k)_{1,n} \mathbf{0}_{n,1}) \quad (2.7)$$

, où les b_k et c_k désignent les coefficients de l'actionneur et du capteur relatifs au mode k .

Les équations 2.6 reposent sur une bonne estimation des matrices \mathbf{A} , \mathbf{B} et \mathbf{C} . Dans le cadre de ce stage, le système de contrôle utilisé comprend un capteur de déplacement piézoélectrique ou un accéléromètre et un actionneur appliquant une perturbation : il s'agit donc d'un système SISO. Le problème consiste alors à déterminer comment sont identifiées les matrices \mathbf{A} , \mathbf{B} et \mathbf{C} exprimées dans la base modale à partir d'une seule mesure de fonction de réponse en fréquence.

2.2. Identification

La procédure d'identification des modes repose sur l'une des écritures possibles de la fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur. Après avoir montré comment cette fonction est déterminée, l'algorithme d'identification sera présenté dans un second temps.

2.2.1. Expression de la FRF entre actionneur et capteur

Les équations du système permettent d'obtenir une première expression sous une forme matricielle de la fonction de transfert : la transformation de Laplace est appliquée à l'équation 2.6.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad \Leftrightarrow \quad s\mathbf{I}_d\mathbf{x} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ &\Rightarrow \quad (s\mathbf{I}_d - \mathbf{A})\mathbf{x} = \mathbf{B}\mathbf{u} \\ &\Rightarrow \quad \mathbf{x} = (s\mathbf{I}_d - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{u}, \end{aligned}$$

et, en injectant l'équation du capteur de 2.6, on obtient :

$$\begin{aligned} \mathbf{y} &= \mathbf{C}(s\mathbf{I}_d - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}\mathbf{u} \\ \Leftrightarrow \quad \mathbf{H}(s) &= \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Cette forme matricielle montre la contribution des termes des matrices actionneur et capteur. Dans le cas d'un système SISO, la matrice de transfert $\mathbf{H}(s)$ ne possède qu'un terme. Il s'agit d'une fonction de transfert simple équivalente à la forme scalaire :

$$H(s) = \sum_{k=1}^n \frac{b_k c_k}{s^2 + w_k^2 + 2s\xi_k w_k}, \quad (2.9)$$

qui peut s'écrire comme le rapport de deux polynômes complexes (cf. 2.11), possédant donc $2n$ racines complexes conjuguées (d'où l'égalité 2.11) :

$$H(s) = \frac{\sum_{k=0}^m n_k s^k}{\sum_{k=0}^n d_k s^k}, \quad (2.10)$$

$$\Leftrightarrow H(s) = \prod_{k=1}^n \frac{s - z_k}{s - p_k}, \quad (2.11)$$

où les z_k correspondent aux zéros du numérateur et donc aux antirésonances, alors que les p_k désignent les zéros du dénominateur et les résonances du système.

2.2.2. Algorithme RFP

Ces deux dernières écritures de la fonction de transfert peuvent amener à la forme fractionnelle partielle (couramment utilisée au cours des étapes d'identification dans le cadre d'une analyse modale cf. Piranda [45]) :

$$\mathbf{H}(s) = \sum_{k=1}^n \left(\frac{r_k}{s - p_k} - \frac{r_k^*}{s - p_k^*} \right), \quad (2.12)$$

où n est le nombre de modes du système (celui-ci est fini) et $*$ désigne le complexe conjugué. Les r_k et les p_k désignent respectivement les résidus et pôles du système. Les $2n$ pôles complexes conjugués valent $-\xi_k \omega_k \pm j \omega_k \sqrt{1 - \xi_k^2}$ et correspondent aux valeurs propres de la matrice \mathbf{A} . En réduisant au même dénominateur, 2.12 donne :

$$\mathbf{H}(s) = \sum_{k=1}^n \frac{A_k + sB_k}{s^2 + w_k^2 + 2s\xi_k w_k}, \quad (2.13)$$

avec

$$\begin{cases} A_k = -2[Re(p_k)Re(r_k) + Im(p_k)Im(r_k)], \\ B_k = 2Re(r_k). \end{cases}$$

L'expression 2.13 est appelée la forme fractionnelle partielle : son patronyme RFP (pour Rational Fraction Polynomial) a donné son nom à la méthode d'identification. Cette forme montre que la fonction de transfert entre un actionneur et un capteur peut s'écrire comme la somme d'un quotient de polynômes à coefficients réels [45]. Il s'agit donc fondamentalement d'une méthode d'identification des coefficients de ces polynômes (voir [50] pour le détail de l'estimation de ces termes polynomiaux).

En assumant l'hypothèse d'un amortissement faible, il est possible d'extraire les caractéristiques modales (c'est-à-dire les amortissements et pulsations propres) avec l'approximation :

$$\sum_{k=1}^n \frac{b_k c_k}{s^2 + w_k^2 + 2s\xi_k w_k} \simeq \sum_{k=1}^n \frac{|A_k + sB_k|}{s^2 + w_k^2 + 2s\xi_k w_k}. \quad (2.14)$$

En assumant en plus l'hypothèse que les résidus sont imaginaires purs (tel qu'on le voit dans les travaux de Balmes [3] et Ginsberg [29]), seul le terme A_k est alors pris en compte :

$$\sum_{k=1}^n \frac{b_k c_k}{s^2 + w_k^2 + 2s\xi_k w_k} = \sum_{k=1}^n \frac{A_k}{s^2 + w_k^2 + 2s\xi_k w_k}. \quad (2.15)$$

Dans le cas de l'actionneur et du capteur (soit les termes b_k et c_k de l'équation 2.9), seul le produit \mathbf{BC} est identifié (cf Chesné [13]), en imposant

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{0}_{n,1} \\ (b_k c_k)_{k=1, \dots, n} \end{pmatrix} \text{ et } \mathbf{C} = (\mathbf{1}_{1,n} \mathbf{0}_{n,1}) \quad (2.16)$$

Les pôles sont généralement représentés dans le plan complexe (cf un exemple pour un seul mode présenté sur la figure 2.1). C'est cette représentation qui est à l'origine du nom donné à l'algorithme de placement de pôles à la base du contrôle actif modal. Cet algorithme est abordé dans la section suivante.

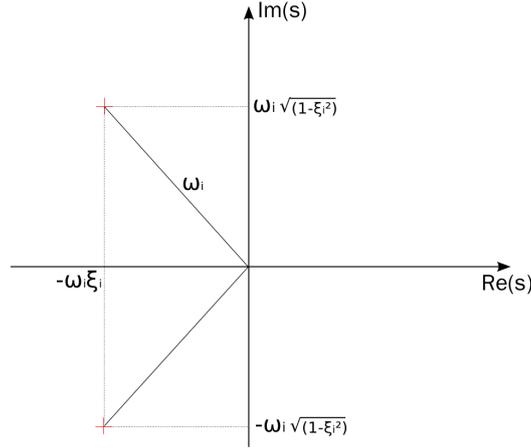


FIGURE 2.1.: Représentation d'un pôle sous forme de deux complexes conjugués modélisant un mode.

2.3. Contrôle

2.3.1. Système en boucle fermée : retour d'état

Le placement de pôles est réalisé en calculant les gains de la matrice \mathbf{K} qui relie la commande à l'état du système[47] :

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_u \mathbf{x}. \quad (2.17)$$

L'équation 2.6 devient alors :

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{BK}_u) \mathbf{x} + \mathbf{G}w. \quad (2.18)$$

Les pôles du système en boucle fermée sont donnés par les valeurs propres de la matrice $\mathbf{A} - \mathbf{BK}_u$. Puisque la dépendance des amortissement et fréquences des modes aux pôles est donnée par : $-\xi_k \omega_k \pm j \omega_k \sqrt{1 - \xi_k^2}$, la relation entre les modifications des paramètres modaux et les pôles s'écrit :

$$\omega_k = |p_k|, \quad \xi_k = -\frac{\text{Re}(p_k)}{|p_k|} \quad (2.19)$$

L'algorithme qui permet de déterminer les gains de la matrice \mathbf{K} a été établi par Kautsky[39]. Le retour d'état suppose que le vecteur d'état \mathbf{x} peut être calculé à tout moment, ce qui est impossible car les capteurs peuvent mesurer des déplacements, vitesses ou accélérations dans la base physique mais pas dans la base modale.

2.3.2. Rôle de l'observateur

L'estimation du vecteur d'état \mathbf{x} est réalisé par un observateur conçu par Luenberger[42] à partir d'un modèle de la structure (fondé sur l'identification du modèle d'état \mathbf{A}_m , \mathbf{B}_m et \mathbf{C}_m et des paramètres modaux ω_k et ξ_k) ainsi que de la mesure en sortie \mathbf{y} et de la commande \mathbf{u} . La dynamique de l'observateur est décrite par

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}_m \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}_m \mathbf{u} + \mathbf{L}(\mathbf{y} - \mathbf{C}_m \hat{\mathbf{x}}). \quad (2.20)$$

$\hat{\mathbf{x}}$ désigne le vecteur d'état estimé par l'observateur et \mathbf{L} la matrice pondérant l'erreur entre l'état et l'état estimé. L'indice m pour modal signifie qu'il s'agit des matrices identifiées avec

RFP. L'erreur $\epsilon = \mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}$ doit converger vers 0 pour que l'estimation soit correcte. Or en combinant 2.18 et 2.20, on obtient une équation pour l'erreur :

$$\dot{\epsilon} = (\mathbf{A} - \mathbf{LC})\epsilon. \quad (2.21)$$

L'erreur converge vers 0 si la condition initiale $\epsilon(0) = 0$ est vérifiée et si les pôles de l'observateur (i.e. les valeurs propres de la matrice $\mathbf{A} - \mathbf{LC}$) ont des parties réelles négatives. Les termes de \mathbf{L} sont calculés par placement de pôles ou par un estimateur linéaire quadratique (LQE pour Linear Quadratic Estimator) de sorte que les pôles de l'observateur aient une partie réelle entre deux et six fois égales à celles des pôles du système en boucle ouverte (cf. Preumont[47]). L'ensemble du système de contrôle est schématisé sur la figure 2.2.

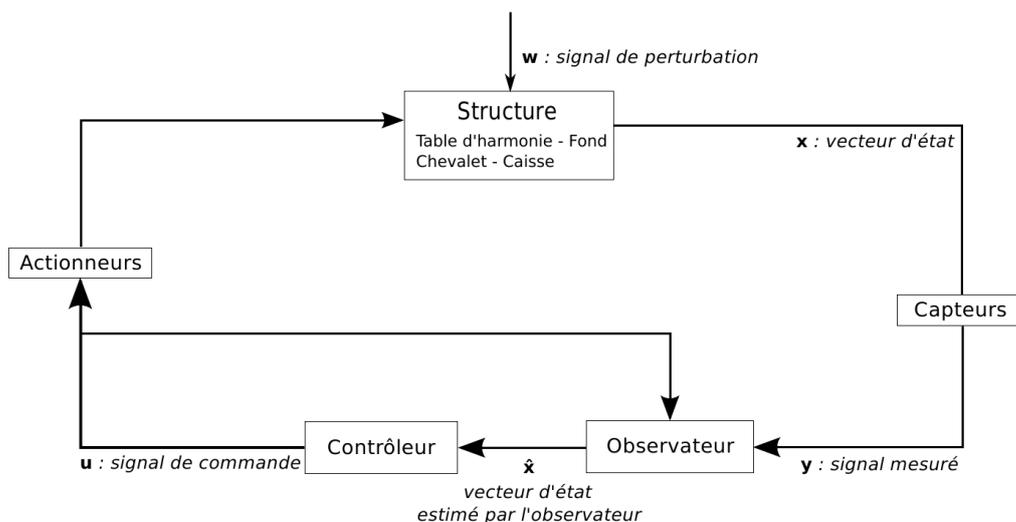


FIGURE 2.2.: Schéma du système de contrôle

Ce chapitre montre que les possibilités actuelles du contrôle actif modal ne permettent d'agir que sur les fréquences ou les amortissements des modes. Les amplitudes modales, bien que déterminées lors de la phase d'identification, ne peuvent pas être indépendamment contrôlées dans l'état actuel des recherches sur le contrôle actif des vibrations. Ce problème reviendrait à déterminer un algorithme de placement de résidus plutôt que de placement de pôles.

3. Contrôle de la structure : présentation du dispositif expérimental

Ce chapitre a pour but de montrer l'ensemble du protocole de l'expérience lorsque l'instrument n'est pas placé dans un contexte de jeu. Les caractéristiques du capteur (un patch piézoélectrique) et de l'actionneur (excitateur audio) sont présentées en annexe B. Le choix de la position des deux transducteurs est discuté dans une première section de ce chapitre. Le protocole expérimental apparaît dans une seconde section. Enfin, un premier contrôle avec un balayage sinus est présenté.

3.1. Détermination de la position du capteur et de l'actionneur

Afin de choisir une position sur l'instrument depuis laquelle les trois modes recherchés peuvent être contrôlés, des mesures d'admittances ont été réalisées en seize points des deux plaques de l'instrument. Ces points ont été choisis de manière à parcourir l'instrument et en effectuer un maillage sommaire comme on le voit sur la figure 3.1.

Ces mesures sont données en annexe A. La comparaison avec l'admittance mesurée au chevalet (voir figure 3.2) montre que c'est sur la table d'harmonie, à la position placée directement au-dessus de l'ouïe que les modes à contrôler sont le plus visibles. L'étude de l'observabilité et de la contrôlabilité n'est pas réalisée ici. C'est peut-être parce que le point considéré est presque le plus proche du pied le plus mobile du chevalet que les modes visibles au chevalet sont également présents en ce point.

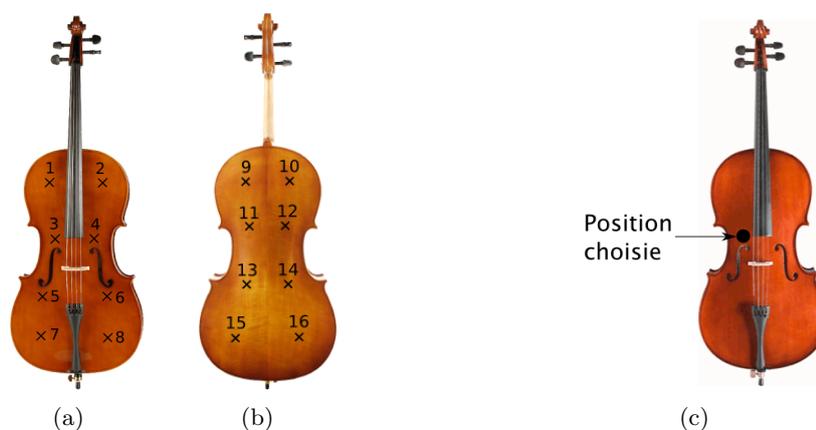


FIGURE 3.1.: Points où les admittances ont été mesurées et position choisie.

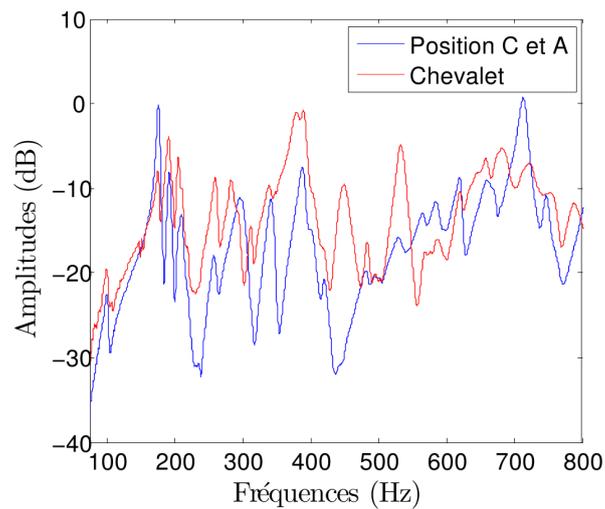


FIGURE 3.2.: Comparaison entre l'admittance mesurée au chevalet et l'admittance mesurée à une position colocalisée.

3.2. Déroulement des manipulations

3.2.1. Dispositif expérimental

Les expériences se sont déroulées au laboratoire n°7 de l'Ircam ainsi que dans la chambre anéchoïque. L'ordinateur utilisé permet d'exécuter les tâches en temps réel (en bloquant toutes les autres tâches demandées).

L'instrument est placé sur des supports fortement amortis afin d'isoler le système des vibrations provenant du sol (cf figure 3.3). Le signal envoyé à l'actionneur est transmis via un amplificateur audio, tandis que le signal reçu au capteur est traité par un conditionneur avec une sensibilité de 10 mV/m.



FIGURE 3.3.: Présentation du dispositif expérimental

Durée du signal (s)	5
Fréquence initiale (Hz)	80
Fréquence finale (Hz)	800
Amplitude (Volt)	0.25
Fréquence d'échantillonnage (Hz)	20000

TABLE 3.1.: Caractéristiques du balayage sinus

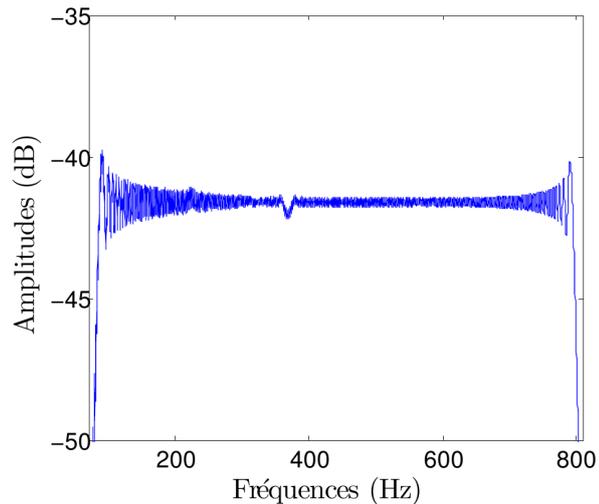


TABLE 3.2.: Spectre du signal d'excitation (balayage sinus)

3.2.2. Identification

Une première mesure de fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur permet d'identifier les termes des matrices fréquences propres, amortissements et résidus depuis la position choisie. L'étape d'identification est effectuée avec l'algorithme RFP présenté en 2.2.2. L'ensemble de la zone d'étude est séparée en plusieurs bandes fréquentielles d'analyse comme cela est suggéré par Piranda [45] : ici, l'analyse est réalisée sur six à dix bandes de fréquences distinctes pour que l'identification soit satisfaisante, principalement en raison d'un fort recouvrement modal : l'algorithme ne permet pas de dissocier certains modes trop proches en fréquence. La figure 3.4 montre qu'une vingtaine de modes au minimum peuvent être identifiés sur la fonction de transfert obtenue entre 150 Hz et 750 Hz si on ne prend pas en compte le premier mode de cavité. Pour cela, un balayage sinus est effectué afin d'exciter l'ensemble de la plage de fréquence de l'étude. Les caractéristiques et le spectre de ce signal sont détaillés en 3.1 et 3.2. Ce spectre est globalement constant sur la bande fréquentielle d'étude, mais présente des oscillations de faible amplitude sur l'ensemble de la zone balayée légèrement plus élevées sur les bords. Or la fréquence initiale du signal d'excitation ne peut pas être abaissée afin d'exclure la résonance de l'actionneur couplé de la zone d'étude.

Si ce sont principalement les trois premiers modes identifiés qui sont liés aux problématiques à traiter, il est cependant nécessaire que le modèle de l'observateur estime un nombre suffisamment élevé de modes afin de minimiser l'effet des modes résiduels sur le terme d'erreur exprimé dans l'équation 2.21. Pour ces raisons, la divergence du terme d'erreur peut conduire à des instabilités connues sous le terme de débordement ou "spillover"[47].

La figure 3.4 montre que l'identification peut être améliorée sur un certain nombre de points, en particulier :

- les amplitudes modales ne sont pas toujours correctement estimées : la différence entre la fonction de transfert mesurée et la superposition des modes identifiés avec l'algorithme RFP dépasse souvent 3 dB.
- l'identification ne permet pas d'estimer les caractéristiques des antirésonances où les différences en amplitude et en phase sont les plus élevées.
- le fort recouvrement modal et un fort amortissement de certains modes limitent l'effica-

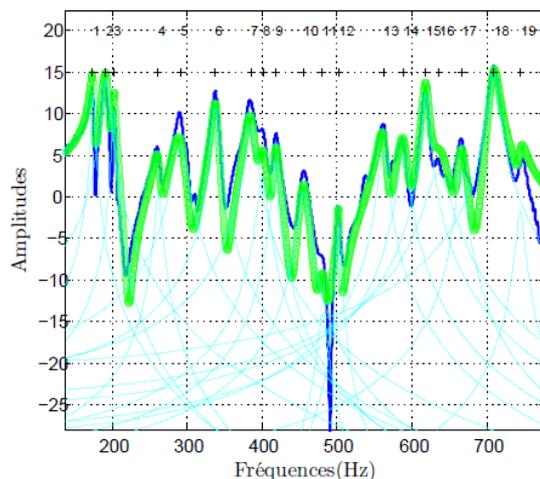


FIGURE 3.4.: Courbes illustrant le résultat de l'identification des modes compris dans la fonction de transfert (en amplitude) : fonction de transfert (bleu épais), modes individuels identifiés (bleu ciel fin), superposition des modes identifiés (vert).

cité du processus d'identification. Des algorithmes dans le domaine temporel peuvent se révéler plus robustes lorsque le recouvrement et l'amortissement des modes sont élevés.

3.2.3. Application du contrôle sur un balayage sinus

Le premier contrôle a été appliqué de telle sorte à accorder la fréquence d'un mode avec celle d'une note du diapason à 440 Hz (l'instrument a été accordé à ce diapason). La fréquence visée est celle du sol 2 à 196 Hz.

Pour cela, la fréquence du second mode est augmentée. Le tableau 3.3 récapitule le contrôle demandé et les résultats obtenus lorsque la fonction de transfert avec contrôle est mesurée avec un balayage sinus (possédant les mêmes caractéristiques qu'en 3.1). Ces résultats sont directement tirés de la mesure : celle-ci est présentée sur la figure 3.5 avec la comparaison avec la fonction de transfert initiale.

TABLE 3.3.: Modifications demandées et résultats

Numéro du mode modélisé	2
Fréquence initiale (Hz)	189
Modification de la fréquence (%)	+ 3.5
Fréquence théorique après contrôle (Hz)	195.6
Fréquence réelle après contrôle (Hz)	195.5
Modification en amplitude à 196 Hz (dB)	$\approx + 12$

Cette première mesure montre d'abord que la modification en fréquence due au contrôle est fidèle à la modification demandée. Elle révèle ensuite des effets sur les amplitudes des autres modes, qui peut s'expliquer par les recouvrements et l'influence ou l'interaction relative des modes : en effet, en augmentant la fréquence du second mode, l'amplitude du premier dont la fréquence devient plus éloignée diminue. A l'inverse, l'amplitude des modes supérieurs augmente alors que leurs fréquences deviennent plus proches. Enfin, dans ce cas précis, le contrôle permet de dissocier des modes recouverts : sur le zoom de la fonction de transfert

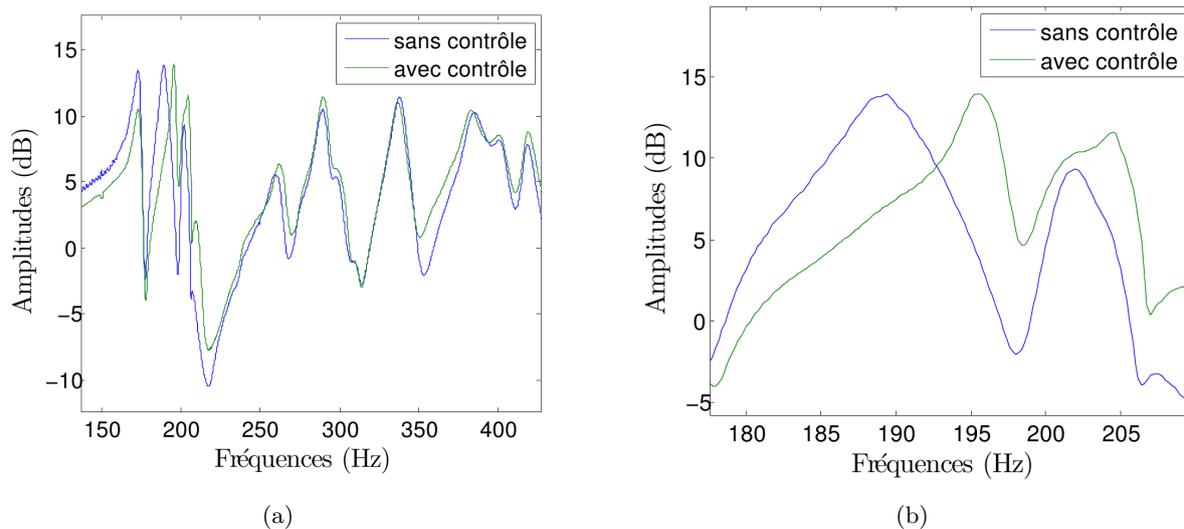


FIGURE 3.5.: Comparaison entre les fonctions de transfert obtenues dans le cas d'un balayage sinus avec et sans contrôle. Un zoom est réalisé en b) sur la région où les modifications ont été apportées.

3.5 (b), le contrôle peut aider à observer que les deux modes identifiés initialement contenaient chacun une paire de modes distincts.

3.2.4. Vers un contrôle des vibrations en situation de jeu

Dans le cadre de ces expériences, l'instrument a été placé à une même position horizontale, sur des supports et dans une salle choisie de manière à limiter les bruits de mesure. Jusqu'ici, le contrôle est appliqué sur un balayage sinus.

La figure 3.6 montre comment les cordes de l'instrument sont excitées au cours de l'expérience. Si le dispositif en place permet à l'expérimentateur d'exercer des paramètres d'excitation comme il le souhaite, aucun élément ne permet de vérifier que ces paramètres sont constants au cours d'un coup d'archet.

Des différences entre les fonctions de transfert pour des cordes étouffées et non étouffées sont observées. En effet, les résonances des cordes à leurs fréquences fondamentales et des harmoniques sont visibles sur la fonction de transfert. La mise en vibration d'une des cordes est susceptible d'exciter les autres cordes par sympathie. Ces résonances sont très faiblement amorties par rapport aux autres modes de la structure visibles depuis la fonction de transfert.

De plus, la position précise de l'instrument (qui peut varier en cours de jeu) et donc les conditions aux limites dues au contact avec l'instrumentiste modifient également la fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur.

Les figures et illustrent les différences de la fonction de transfert. Dans le cas où la corde la à 220 Hz est non étouffée, des résonances sont alors visibles à la fréquence de la corde et ses harmoniques comme on le voit sur la figure 3.7(a). De même, les conditions aux limites imposées par la position de l'instrumentiste en cours de jeu peuvent modifier la fonction de transfert de manière à provoquer des instabilités, comme le montre la figure 3.7(b) où une antirésonance vers 200 Hz devient une résonance lorsqu'un individu est en position de jeu sur l'instrument.



FIGURE 3.6.: Expérience réalisée avec une excitation due à l'archet

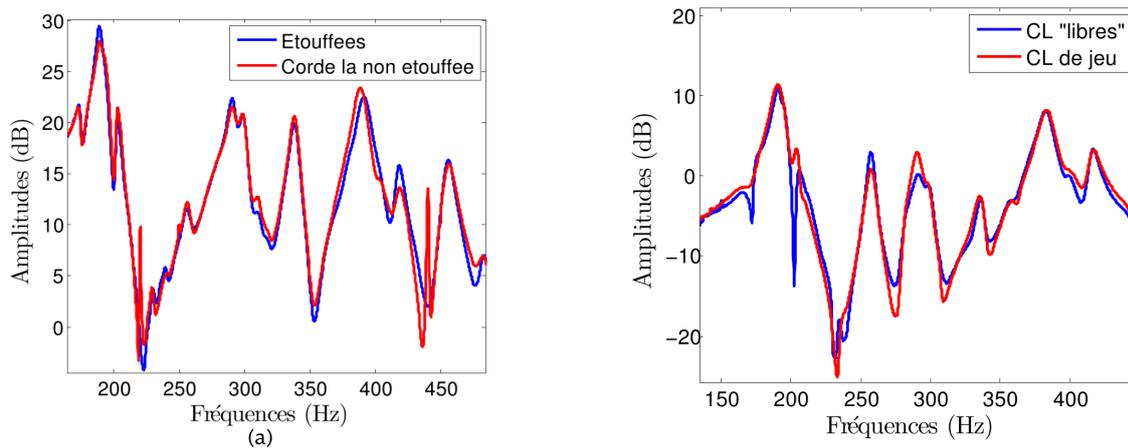


FIGURE 3.7.: Fonctions de transfert actionneur-captateur dans le cas où une corde est non étouffée (gauche) et avec de nouvelles conditions aux limites dues à l'instrumentiste (droite).

4. Effets du contrôle sur le spectre et la jouabilité de l'instrument

Les expériences qui ont permis de modifier le spectre de l'instrument avec le contrôle seront présentées dans une première section. La question de jouabilité de l'instrument est ensuite abordée dans les deux sections suivantes : la première traite de l'action du contrôle sur la note du loup du violoncelle tandis que la seconde propose une mise en évidence de la force minimale à appliquer par l'archet sur la corde qui dépend de la mobilité au chevalet et donc des caractéristiques modales de l'instrument.

4.1. Modification du spectre

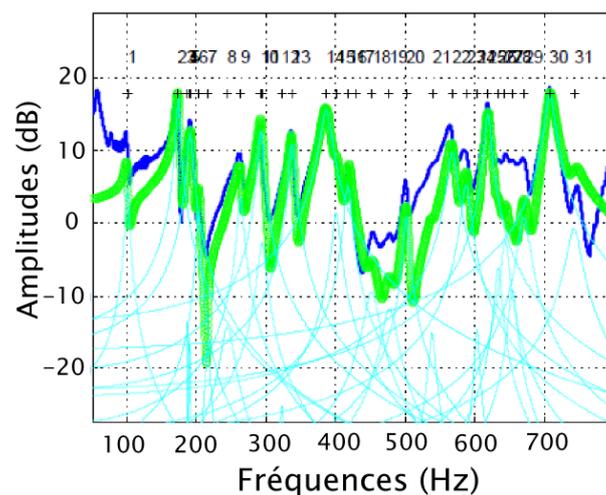


FIGURE 4.1.: Identification des modes sur l'amplitude de la fonction de transfert entre 100 et 750 Hz. Le mode de cavité (vers 100 Hz) est pris en compte.

Le contrôle est maintenant appliqué lorsque les vibrations de la corde sont entretenues avec un archet. Les cordes ne sont donc plus étouffées, et les composantes fréquentielles de la perturbation transmise à la table d'harmonie ont un rapport harmonique : celles-ci sont des multiples entiers de la fréquence fondamentale correspondant à une note. Au cours de cette expérience, l'objectif est de diminuer et d'augmenter les amplitudes des quatre premiers harmoniques d'une même note. Celle choisie dans le cadre de cette étude est la seconde corde à vide, *sol* dont la fréquence fondamentale a été accordée à 97.5 Hz sur l'instrument du laboratoire. Cette fréquence fondamentale est proche de celle de la résonance de "Helmholtz", et les fréquences des trois harmoniques supérieures sont proches de modes à fortes amplitudes.

Une identification qui compte un plus grand nombre de modes (notamment le mode de cavité, cf. figure 4.1) est réalisée.

Augmentation de l'amplitude du fondamental	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>99.2</td> </tr> <tr> <td>Modification de la fréquence (%)</td> <td>- 2.7</td> </tr> <tr> <td>Fréquence théorique après contrôle (Hz)</td> <td>98.7</td> </tr> <tr> <td>Fréquence réelle après contrôle (Hz)</td> <td>96.5</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>+ 50</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude à 97.5 Hz (dB)</td> <td>$\approx + 9$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	1	Fréquence initiale (Hz)	99.2	Modification de la fréquence (%)	- 2.7	Fréquence théorique après contrôle (Hz)	98.7	Fréquence réelle après contrôle (Hz)	96.5	Modification de l'amortissement (%)	+ 50	Modification en amplitude à 97.5 Hz (dB)	$\approx + 9$					
Numéro du mode modélisé	1																			
Fréquence initiale (Hz)	99.2																			
Modification de la fréquence (%)	- 2.7																			
Fréquence théorique après contrôle (Hz)	98.7																			
Fréquence réelle après contrôle (Hz)	96.5																			
Modification de l'amortissement (%)	+ 50																			
Modification en amplitude à 97.5 Hz (dB)	$\approx + 9$																			
Diminution de l'amplitude du fondamental	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>99.2</td> </tr> <tr> <td>Modification de la fréquence (%)</td> <td>- 2.7</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>+ 300</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude à 97.5 Hz (dB)</td> <td>$\approx - 4.5$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	1	Fréquence initiale (Hz)	99.2	Modification de la fréquence (%)	- 2.7	Modification de l'amortissement (%)	+ 300	Modification en amplitude à 97.5 Hz (dB)	$\approx - 4.5$									
Numéro du mode modélisé	1																			
Fréquence initiale (Hz)	99.2																			
Modification de la fréquence (%)	- 2.7																			
Modification de l'amortissement (%)	+ 300																			
Modification en amplitude à 97.5 Hz (dB)	$\approx - 4.5$																			
Augmentation de l'amplitude de l'harmonique 2	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>191.6</td> </tr> <tr> <td>Modification de la fréquence (%)</td> <td>+ 2</td> </tr> <tr> <td>Fréquence théorique après contrôle (Hz)</td> <td>195.48</td> </tr> <tr> <td>Fréquence réelle après contrôle (Hz)</td> <td>195.2</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>- 80</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude (dB) à 195 Hz</td> <td>$\approx + 7$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	3	Fréquence initiale (Hz)	191.6	Modification de la fréquence (%)	+ 2	Fréquence théorique après contrôle (Hz)	195.48	Fréquence réelle après contrôle (Hz)	195.2	Modification de l'amortissement (%)	- 80	Modification en amplitude (dB) à 195 Hz	$\approx + 7$					
Numéro du mode modélisé	3																			
Fréquence initiale (Hz)	191.6																			
Modification de la fréquence (%)	+ 2																			
Fréquence théorique après contrôle (Hz)	195.48																			
Fréquence réelle après contrôle (Hz)	195.2																			
Modification de l'amortissement (%)	- 80																			
Modification en amplitude (dB) à 195 Hz	$\approx + 7$																			
Diminution de l'amplitude de l'harmonique 2	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>2</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>181.5</td> <td>191.6</td> </tr> <tr> <td>Modification de la fréquence (%)</td> <td></td> <td>- 4</td> </tr> <tr> <td>Fréquence théorique après contrôle (Hz)</td> <td></td> <td>184</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>+ 200</td> <td>+ 300</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude (dB) à 195 Hz</td> <td colspan="2">$\approx - 8.5$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	2	3	Fréquence initiale (Hz)	181.5	191.6	Modification de la fréquence (%)		- 4	Fréquence théorique après contrôle (Hz)		184	Modification de l'amortissement (%)	+ 200	+ 300	Modification en amplitude (dB) à 195 Hz	$\approx - 8.5$		
Numéro du mode modélisé	2	3																		
Fréquence initiale (Hz)	181.5	191.6																		
Modification de la fréquence (%)		- 4																		
Fréquence théorique après contrôle (Hz)		184																		
Modification de l'amortissement (%)	+ 200	+ 300																		
Modification en amplitude (dB) à 195 Hz	$\approx - 8.5$																			

TABLE 4.1.: Contrôles demandés pour la modification du spectre de la seconde corde à vide(1)

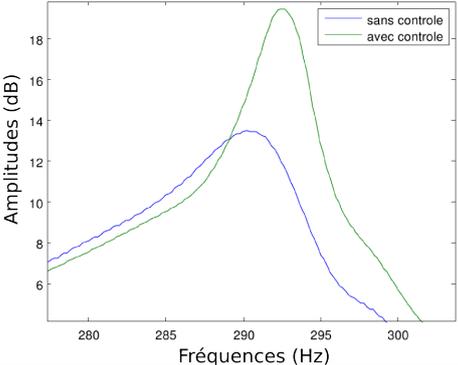
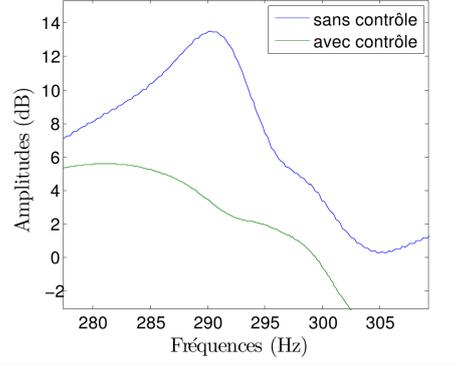
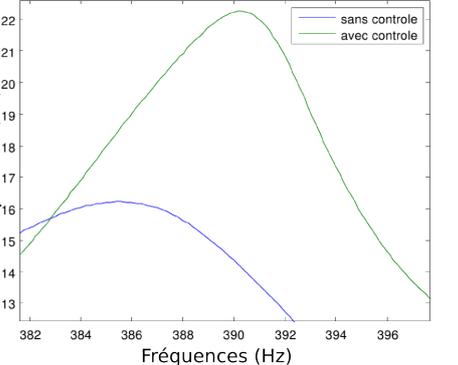
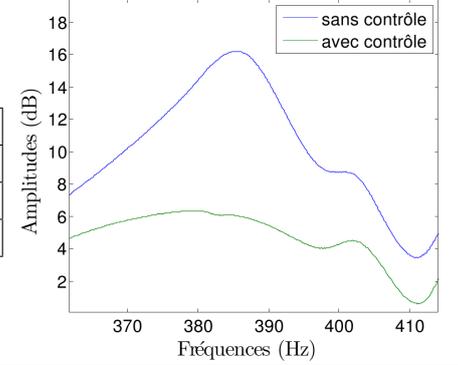
Augmentation de l'amplitude de l'harmonique 3	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>292.8</td> </tr> <tr> <td>Modification de la fréquence (%)</td> <td>+ 0.5</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>-75</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude à 292.5 Hz (dB)</td> <td>$\approx + 7.5$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	7	Fréquence initiale (Hz)	292.8	Modification de la fréquence (%)	+ 0.5	Modification de l'amortissement (%)	-75	Modification en amplitude à 292.5 Hz (dB)	$\approx + 7.5$					
Numéro du mode modélisé	7															
Fréquence initiale (Hz)	292.8															
Modification de la fréquence (%)	+ 0.5															
Modification de l'amortissement (%)	-75															
Modification en amplitude à 292.5 Hz (dB)	$\approx + 7.5$															
Diminution de l'amplitude de l'harmonique 3	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>292.8</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>+ 300</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude (dB) à 292.5 Hz</td> <td>≈ -10</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	7	Fréquence initiale (Hz)	292.8	Modification de l'amortissement (%)	+ 300	Modification en amplitude (dB) à 292.5 Hz	≈ -10							
Numéro du mode modélisé	7															
Fréquence initiale (Hz)	292.8															
Modification de l'amortissement (%)	+ 300															
Modification en amplitude (dB) à 292.5 Hz	≈ -10															
Augmentation de l'amplitude de l'harmonique 4	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>386.7</td> </tr> <tr> <td>Modification de la fréquence (%)</td> <td>+ 1</td> </tr> <tr> <td>Fréquence théorique après contrôle (Hz)</td> <td>390.6</td> </tr> <tr> <td>Fréquence réelle après contrôle (Hz)</td> <td>390.2</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>- 60</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude (dB) à 390 Hz</td> <td>$\approx + 8$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	10	Fréquence initiale (Hz)	386.7	Modification de la fréquence (%)	+ 1	Fréquence théorique après contrôle (Hz)	390.6	Fréquence réelle après contrôle (Hz)	390.2	Modification de l'amortissement (%)	- 60	Modification en amplitude (dB) à 390 Hz	$\approx + 8$	
Numéro du mode modélisé	10															
Fréquence initiale (Hz)	386.7															
Modification de la fréquence (%)	+ 1															
Fréquence théorique après contrôle (Hz)	390.6															
Fréquence réelle après contrôle (Hz)	390.2															
Modification de l'amortissement (%)	- 60															
Modification en amplitude (dB) à 390 Hz	$\approx + 8$															
Diminution de l'amplitude de l'harmonique 4	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Numéro du mode modélisé</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Fréquence initiale (Hz)</td> <td>386.7</td> </tr> <tr> <td>Modification de l'amortissement (%)</td> <td>+ 300</td> </tr> <tr> <td>Modification en amplitude (dB) à 390 Hz</td> <td>$\approx + - 8.5$</td> </tr> </tbody> </table>	Numéro du mode modélisé	10	Fréquence initiale (Hz)	386.7	Modification de l'amortissement (%)	+ 300	Modification en amplitude (dB) à 390 Hz	$\approx + - 8.5$							
Numéro du mode modélisé	10															
Fréquence initiale (Hz)	386.7															
Modification de l'amortissement (%)	+ 300															
Modification en amplitude (dB) à 390 Hz	$\approx + - 8.5$															

TABLE 4.2.: Contrôles demandés pour la modification du spectre de la seconde corde à vide(2)

4.1.1. Contrôles demandés

Huit contrôles différents, deux pour chacune des harmoniques ont été appliqués au cours de cette expérience. Les paramètres de contrôle ont été choisis de manière à augmenter ou diminuer considérablement l'amplitude de la fonction de transfert entre le capteur et l'actionneur au niveau des fréquences des harmoniques de la note jouée (c'est-à-dire les quatre premiers multiples entiers de la fréquence fondamentale). Les détails de ces paramètres de contrôle et la différence d'amplitude obtenue par la lecture de la fonction de transfert sont présentés dans cette section dans les tableaux 4.1 et 4.2.

Le lecteur désireux de vérifier que le contrôle n'agit que sur les modes évoqués peut se reporter à l'annexe C où sont présentées les fonctions de transfert sur l'ensemble des fréquences parcourues par le balayage balayage sinus.

Les contrôles demandés permettent d'augmenter ou de diminuer de 7 à 10 dB les amplitudes de la fonction de transfert aux fréquences visées. Seule la diminution du mode de cavité à environ 100 Hz n'est pas aussi efficace. Ceci peut s'expliquer par une mauvaise identification de l'amortissement et de la fréquence propre de ce mode due à une mauvaise observabilité du mode sur la fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur. Un faible rapport signal/bruit peut être également à l'origine d'une mauvaise identification.

En revanche, la diminution de la fréquence de ce mode entraîne une augmentation immédiate de l'amplitude de ce mode, de la même manière qu'on a pu le relever en 3.2.3. L'amortissement a dû être augmenté pour éviter des instabilités.

4.1.2. Conséquences sur le son rayonné

Les résultats sont présentés sous forme de spectrogrammes (cf tableau 4.3 et 4.4) : les seuils ont été fixés de manière à mettre en évidence les différences d'amplitude entre les périodes avec et sans contrôle. L'évolution du niveau acoustique à la fréquence visée apparaît sur les figures de droite. La durée des contrôles appliqués est de deux secondes.

Ces spectrogrammes montrent des différences d'amplitude significatives au moment où le contrôle est appliqué. S'il semble difficile de quantifier précisément ces changements, on observe cependant que le gain ou la perte d'énergie est de l'ordre de 5 dB dans la plupart des cas, à l'exception du troisième harmonique où la différence n'excède pas 2 dB dans les mesures du son rayonné, alors que le contrôle permettait d'observer une plus grande différence dans les fonctions de transfert entre le déplacement mesuré au capteur et la force appliquée à l'actionneur. Ceci peut s'expliquer par une faible contribution du mode contrôlé au rayonnement.

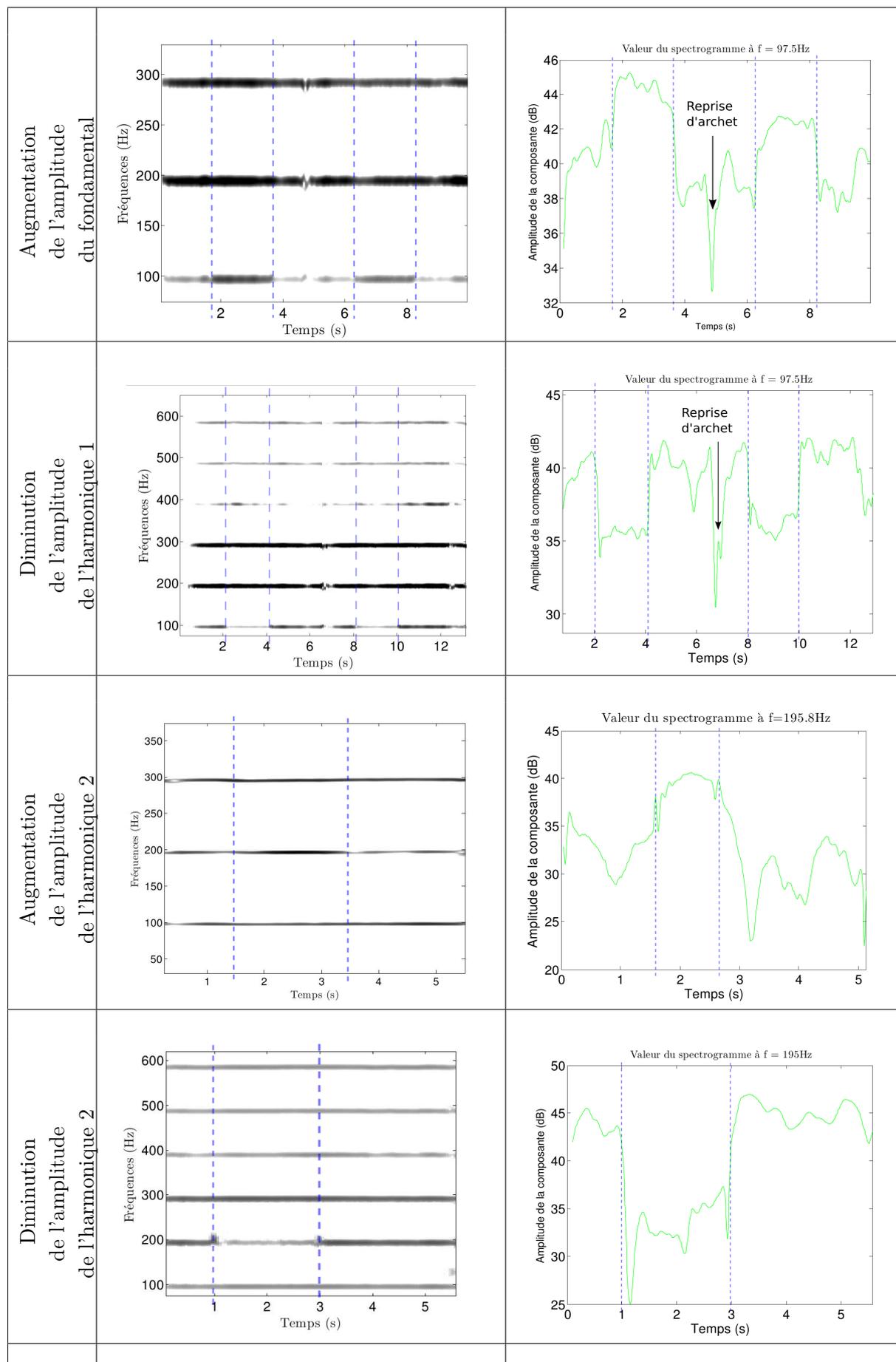


TABLE 4.3.: Spectrogramme du sol à vide lors de l'application du contrôle et zoom sur la composante modifiée(1)

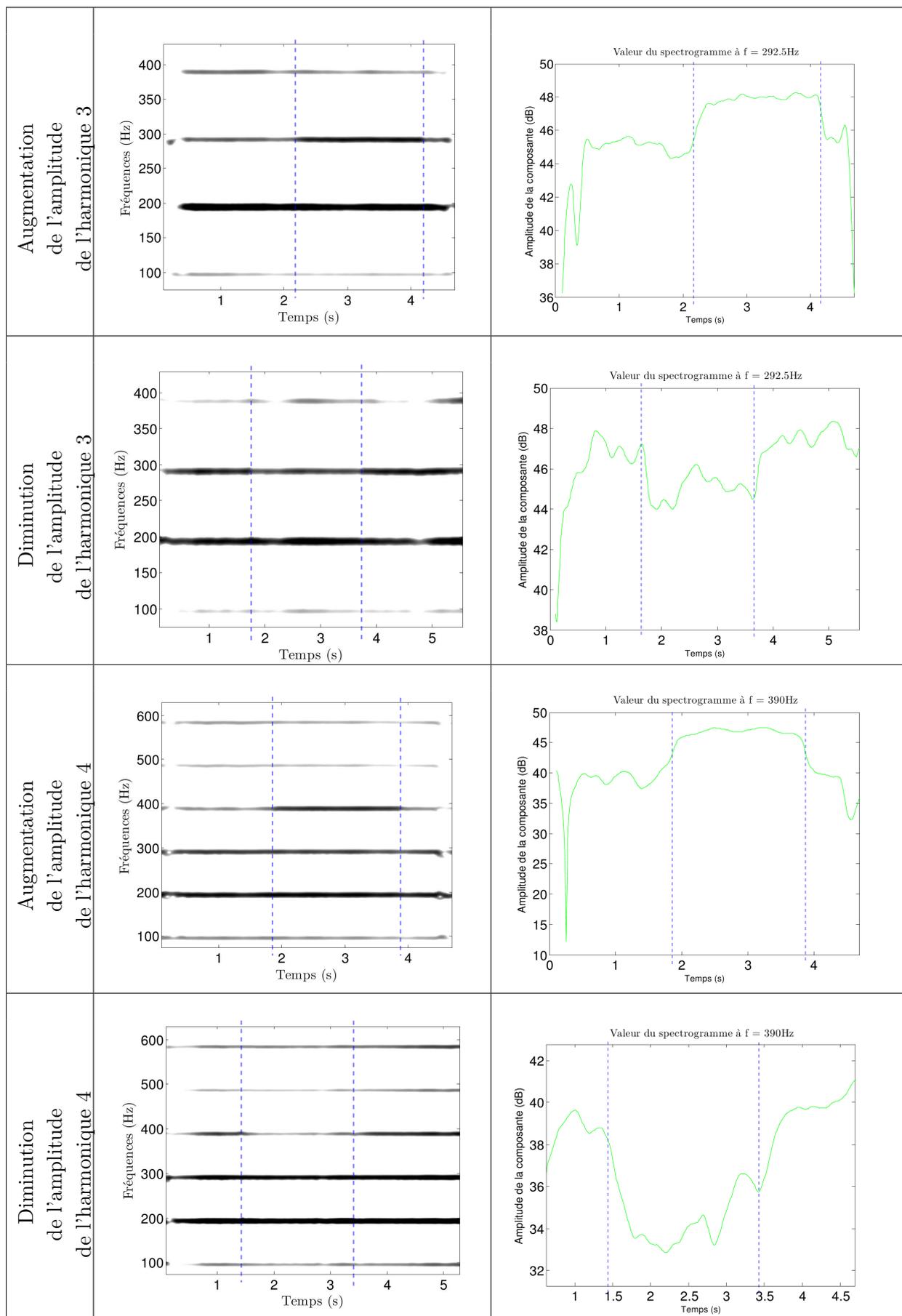


TABLE 4.4.: Spectrogramme du sol à vide lors de l'application du contrôle et zoom sur la composante modifiée(2)

4.2. Application du contrôle sur les effets du couplage : action sur la note du loup

Ce phénomène indésirable bien connu des instrumentistes, luthiers et acousticiens se définit par l'apparition de battements dans une zone de fréquence bien précise de l'instrument. Un modèle de couplage établi par Gough [30] sera d'abord présenté : ce modèle permet de tirer les paramètres modaux donnant la possibilité d'agir sur le loup. Après avoir détaillé les paramètres du contrôle appliqué, des outils permettant de caractériser le loup dans un signal seront mis en œuvre dans la présentation des résultats.

4.2.1. Modélisation du couplage Schelleng et Gough

Le modèle proposé se concentre sur une bande de fréquence restreinte. Dans un premier temps, le comportement modal du chevalet est négligé, celui-ci est considéré comme un corps rigide. La corde est caractérisée par sa masse m , sa pulsation propre ω_0 , son facteur de qualité Q_s (où l'indice s signifie "String") et par sa pulsation de résonance ω_s .

Le problème se concentre sur le couplage entre la 1^{ère} composante de la corde et un mode du corps de l'instrument (on pourra parler plus simplement de mode de table ou de structure). Dans le cadre de ces hypothèses, les analogies électromécaniques ont permis à Schelleng[51] de déterminer l'admittance au point d'excitation de la corde en considérant celle-ci comme une ligne de transmission électrique, comme le montre la figure 4.2 : la compliance S , les pertes R et la masse M caractérisent la résonance du corps de l'instrument. Le contact entre la corde et l'archet est supposé ponctuel, et seul le mouvement transverse (i.e. dans le plan du mouvement de l'archet) est pris en compte.

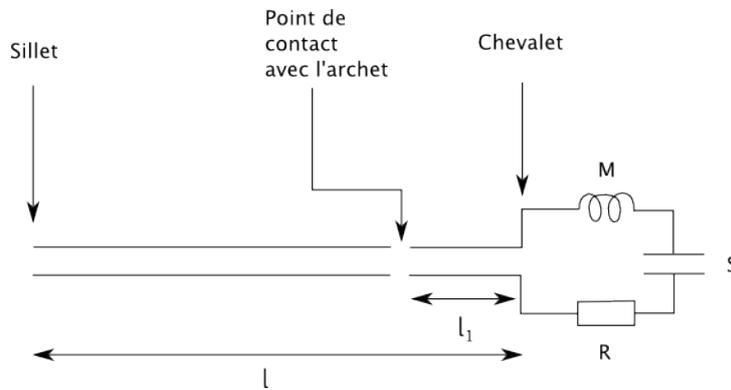


FIGURE 4.2.: Schématisation du modèle de Schelleng : la résonance de la structure est représentée par l'analogie électromécanique avec un circuit (R,L,C)

Ce modèle a permis à Schelleng de déduire l'expression de l'admittance mécanique au point de contact entre la corde et l'archet, qui dépend de ω_0 ainsi que de la pulsation propre ω_B et du facteur de qualité Q_B du corps de l'instrument (B signifiant "Body"), ces deux grandeurs valant :

$$\omega_B = \frac{1}{\sqrt{MS}} \text{ et } Q_B = \omega_B \frac{M}{R}$$

Il en déduit différents comportements du système qui diffèrent en fonction des valeurs relatives entre les fréquences de résonance de la corde et de la table :

- Si $\omega_s \ll \omega_B$ ou si $\omega_s < \omega_B$ dans le cadre d'un couplage faible, alors la fréquence de résonance de la corde diminue. Autrement dit, la structure agit comme une masse.
- Si $\omega_s \gg \omega_B$ ou si $\omega_s > \omega_B$ dans le cadre d'un couplage faible, alors la fréquence de résonance de la corde augmente, la structure agit comme un ressort.
- Si les deux fréquences sont suffisamment proches et que le couplage est fort, alors la résonance de la corde est séparée en deux.

L'importance du couplage est quantifiée par le paramètre K , défini par :

$$K = \frac{2Q_B m}{\pi^2 M}. \quad (4.1)$$

Le système est dit faiblement couplé si $K < 1$ et fortement couplé si $K > 1$.

C'est donc d'une part le facteur de qualité et donc l'amortissement, et d'autre part le rapport des masses modales et donc des amplitudes qui quantifient le couplage.

4.2.2. Étude paramétrique des fréquences de résonance du système couplé

L'objectif de ce paragraphe est de montrer comment évoluent les deux fréquences de résonance du système dans le cadre du couplage fort. Dans un premier cas, les résonances de la corde et de la structure sont supposés être à la même fréquence.

L'égalité $\omega_B = \omega_s$ est donc supposée, et d'après Gough[31], les carrés des fréquences de résonances Ω_+ et Ω_- obtenues par couplage valent dans ce cas :

$$\Omega_{\pm}^2 = \omega_B^2 + j \frac{\omega_B^2}{2Q_{\pm}} \pm [\alpha^2 - (\frac{\omega_B^2}{2Q_{\pm}})^2]^{1/2}, \quad (4.2)$$

avec

$$\frac{1}{Q_{\pm}} = \frac{1}{Q_B} \pm \frac{1}{Q_s} \text{ et } \alpha^2 = \frac{\omega_s^4 2m}{\pi^2 M}.$$

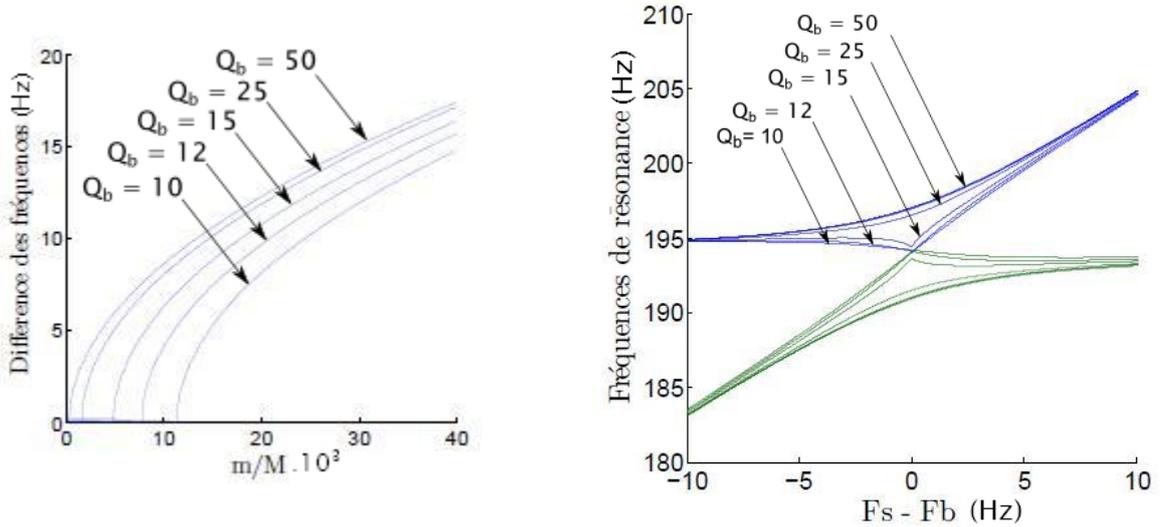


FIGURE 4.3.: Fréquences de résonances d'après Gough[31] : influence des amplitudes et fréquences relatives des résonances de la corde et de la structure

La figure 4.3(a) montre comment évolue Δf en fonction du rapport des amplitudes de la table et de la corde. Celle-ci est nulle pour de petites valeurs du rapport $\frac{m}{M}$ et du facteur

de qualité du mode de table en raison d'un couplage trop faible. La différence croît avec la racine carrée du rapport des masses modales à partir du seuil $K = 1$.

Dans le cas où $\omega_B \neq \omega_s$ est supposé, les fréquences de résonance valent alors

$$\Omega_{\pm}^2 = \omega_+^2 + (\omega_-^4 + \alpha^2)^{1/2}, \quad (4.3)$$

avec

$$\omega_{\pm}^2 = \frac{\omega_B^2 \pm \omega_s^2}{2} + \frac{j}{2} \left(\frac{\omega_B^2}{Q_B} \pm \frac{\omega_s^2}{Q_s} \right),$$

La figure 4.3(b) montre que les fréquences des deux fréquences de résonance obtenues par couplage s'éloignent avec une plus grande différence entre les fréquences de résonance non couplées. La distinction entre couplage faible et fort est encore visible : en particulier, les deux fréquences sont toujours distinctes dans le cas d'un couplage fort, il n'y a pas de passage par "l'origine" pour de fortes valeurs de Q_B .

Bien que simplifié à un seul mode de structure, ce modèle permet de tirer des informations utiles pour savoir quelles sont les commandes à appliquer lors du contrôle lorsqu'on s'intéresse à la vibration de la corde.

4.2.3. Effets recherchés et contrôle appliqué

L'objectif de cette section est de montrer comment le contrôle peut permettre de faire apparaître ou disparaître le loup d'un violoncelle.

Pour cela, c'est essentiellement une modification de l'amortissement qui sera mise en œuvre. Les modifications de fréquences peuvent également amener à modifier les amplitudes en raison des effets liés au recouvrement des modes entre eux

Cet objectif nécessite de travailler sur différents instruments : en effet, la variabilité des propriétés mécaniques et donc de l'existence et des caractéristiques du loup varient considérablement d'un violoncelle à l'autre. Le violoncelle du laboratoire ne possède pas de loup tandis que d'autres violoncelles sur lesquels des contrôles ont pu être appliqués au cours de ce stage présentaient ce phénomène.

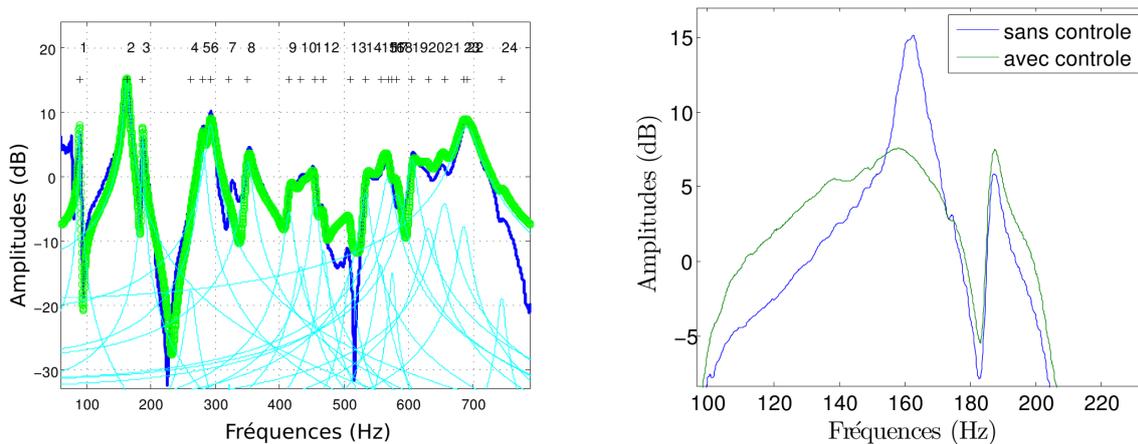


FIGURE 4.4.: Spectrogramme du son rayonné et zoom sur la première harmonique pour le contrôle permettant de faire disparaître le loup.

Afin de provoquer la disparition du loup dans un autre instrument que celui du laboratoire, l'amortissement du mode dont l'amplitude est la plus élevée dans la zone recherchée a été augmentée, comme on le voit dans le cas du second mode relatif à l'identification de la figure 4.4(a). Ici le contrôle demandé est une augmentation de 200% de l'amortissement. Son effet sur la fonction de transfert, toujours obtenue avec un balayage sinus est présenté en 4.4(b).

4.2.4. Caractérisation du phénomène

Deux critères tirés de méthodes permettant d'identifier les pathologies vocales peuvent être utilisés pour caractériser les phénomènes de loup dans les instruments à cordes : il s'agit des *jitter* et des *shimmer* locaux, qui caractérisent respectivement les variations de fréquence fondamentale et d'amplitude d'un signal quasi-périodique. L'application de ces critères pour l'identification du loup dans un signal émis par un instrument à cordes est directement inspirée par la thèse de B.Elle[19]. C'est parce que les oscillations des instruments à cordes frottées sont de types auto-entretenues que ces méthodes d'identification des pathologies de la parole (qui est elle-même issue de vibrations des cordes vocales) peuvent s'appliquer ici.

- Le jitter ratio correspond à la moyenne des différences en valeur absolue entre les durées de deux périodes constitutives du signal. Le rapport avec la moyenne des périodes permet de l'exprimer en pourcentage. Cette grandeur est définie par :

$$J_{ratio\%} = \frac{\frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^{N-1} |P_{n+1} - P_n|}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N P_n}, \quad (4.4)$$

avec N le nombre de périodes du signal, et P_n la durée de la $n^{\text{ième}}$ période du signal. Un seuil voix normale/voix pathologique est admis pour un Jitter supérieur à 1.04%.

- Le shimmer ratio exprime la variation de l'amplitude du signal enregistré d'un cycle à l'autre. Il est calculé de manière similaire en considérant les amplitudes au lieu des périodes. Un seuil voix normale/voix pathologique est admis pour un Shimmer supérieur à 3.81%.

$$Sh_{ratio\%} = \frac{\frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^{N-1} |A_{n+1} - A_n|}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N A_n}, \quad (4.5)$$

où A_n désigne l'amplitude du signal sur la période n .

Ces critères confirment bien que le loup disparaît avec le contrôle dans le 1^{er} cas (figure 4.5(a)) et apparaît dans le second cas (cf figure 4.5(b)) où la durée du contrôle est de trois secondes.

4.2.5. Spectrogrammes

Les zones d'une seconde pendant lesquelles le contrôle agit sont clairement visibles sur le spectrogramme (figure 4.6(a)). Le loup est bien caractérisé au niveau du fondamental par deux résonances également situées de part et d'autre de la fréquence fondamentale comme on le voit sur la figure 4.6(b). En revanche, l'effet du contrôle est moins visible pour les harmoniques d'ordre pair. La durée du contrôle est ici d'une seconde.

Si l'apparition du loup est moins nette sur la figures 4.7(a), le grossissement au niveau de la première harmonique (figure 4.7(b)) illustre encore l'apparition des deux fréquences qui sont à l'origine du battement qui caractérisent le loup.

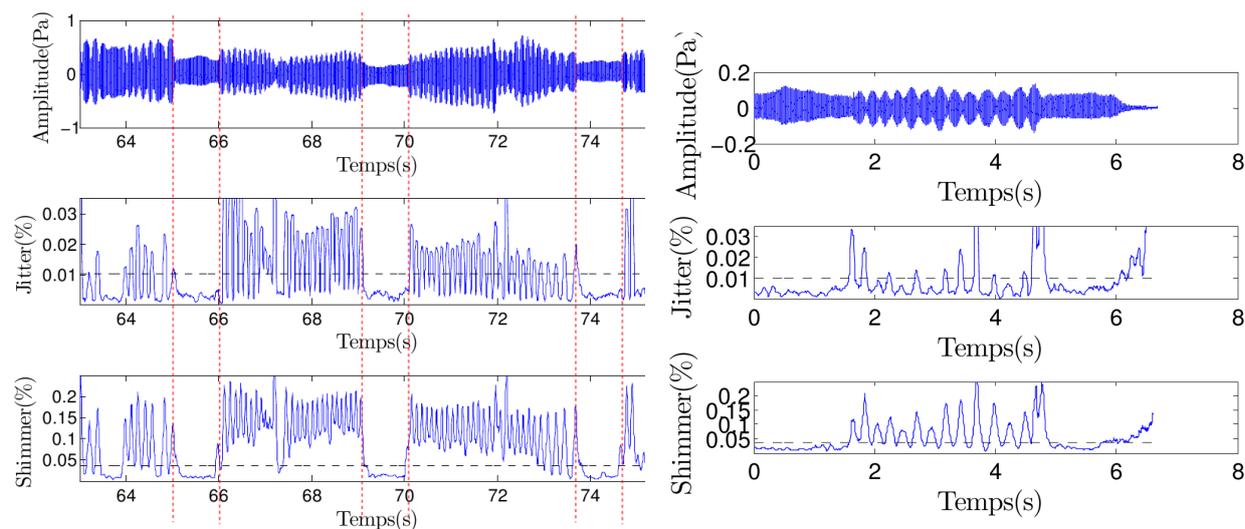


FIGURE 4.5.: En haut : signal de pression rayonné. Au centre et en bas : Jitter et Shimmer. Les seuils sont indiqués par les pointillés noirs.

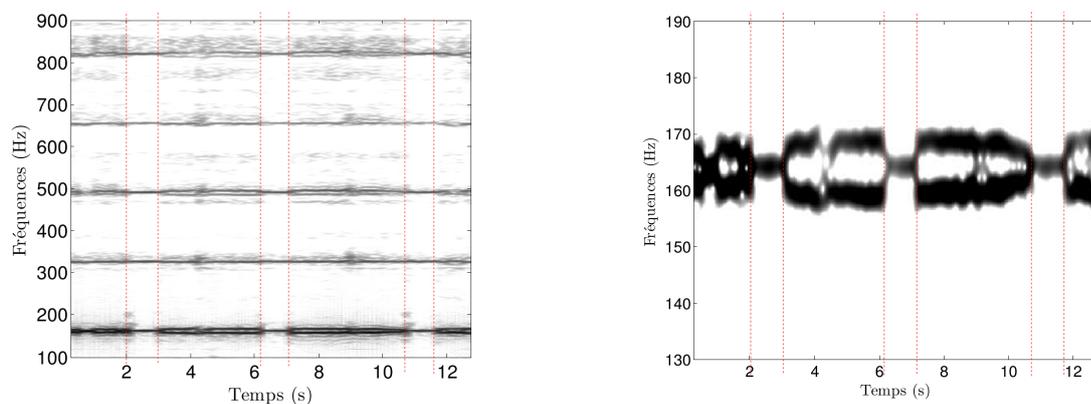


FIGURE 4.6.: Spectrogramme du son rayonné et zoom sur la première harmonique pour le contrôle permettant de faire disparaître le loup.

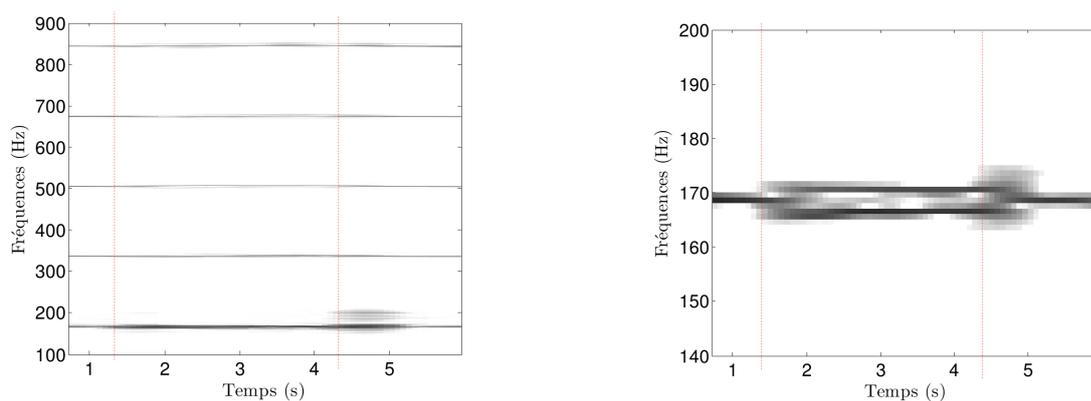


FIGURE 4.7.: Spectrogramme du son rayonné et zoom sur la première harmonique pour le contrôle permettant de faire apparaître le loup.

4.3. Cas du couplage faible : force minimale à appliquer par l'archet

4.3.1. Modèle d'interaction entre l'archet et la corde

La position sur la corde, la force de contact et la vitesse (supposée constante) sont les trois principaux paramètres d'excitation de la corde par l'archet et sont bien connus des musiciens à cordes frottées.

Un premier modèle simple initié par Raman puis poursuivi par Schelleng[52] a permis d'établir une expression de la force minimale à appliquer pour mettre la corde en mouvements à partir des principaux paramètres de contrôle imposés par l'instrumentiste. Les hypothèses considérées sont les suivantes :

- les déplacements aux extrémités de la corde (au niveau du sillet et du chevalet) sont nuls,
- le mouvement de la corde est celui du modèle idéal de Helmholtz,
- le point de contact entre la corde et l'archet est proche du chevalet, ou encore $\beta \ll 1$,
- la réponse du corps de l'instrument est modélisé par un simple amortissement R à l'extrémité au chevalet.

Dans le cadre de ce modèle, la force minimale à appliquer vaut :

$$F_{bow} = \frac{V_b}{2RY_0^2\beta^2(\mu_s - \mu_d)}. \quad (4.6)$$

V_b désigne la vitesse de l'archet supposée constante, Y_0 l'admittance caractéristique de la corde, β la position de l'archet sur la corde (exprimée en rapport avec à la longueur totale), tandis que μ_d et μ_s sont respectivement les coefficients de friction statiques et dynamiques.

La détermination d'un second critère a amené à l'expression d'une force maximale. La dépendance de ces deux grandeurs ont amené Schelleng à établir un diagramme présenté en 4.8 qui donne la qualification des sons obtenus en fonction de la force et de la position à vitesse constante.

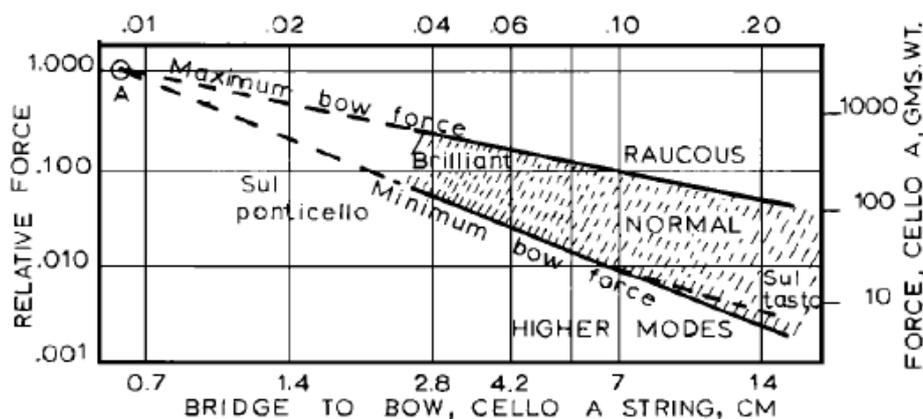


FIGURE 4.8.: Diagramme de Schelleng : qualification du son en fonction de la position et de la force appliquée à vitesse constante.

Les calculs à l'origine de ce diagramme ne prennent pas en compte la mobilité au chevalet, qui est supposée nulle. Woodhouse[53] a étendu le modèle de Schelleng en conservant ses

hypothèses, à l'exception de la prise en compte de la mobilité de la corde à l'extrémité au chevalet. La force minimale dépend alors de la fréquence fondamentale de jeu f_0 :

$$F_{bow} = \frac{2V_b}{\pi^2 Y_0^2 \beta^2 (\mu_s - \mu_d)} \left[\max_t \operatorname{Re} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{n^2} Y_1(2n\pi f_0) \exp^{2n\pi i f_0 t} + \operatorname{Re} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_1(2n\pi f_0)}{n^2} \right], \quad (4.7)$$

où Y_1 désigne la mobilité au chevalet.

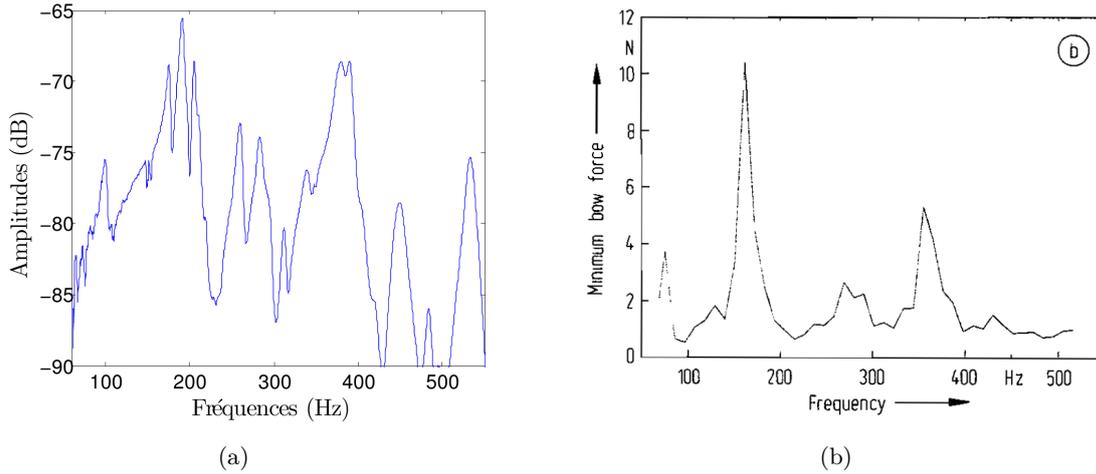


FIGURE 4.9.: Comparaison entre la fonction de transfert déplacement/force au chevalet du violoncelle du laboratoire et la force minimale théorique à appliquer par l'archet (tiré de [57]).

L'implémentation de l'expression 4.7 montre une dépendance directe de la force minimale à la mobilité du chevalet qui est liée aux modes du corps de l'instrument. Bien que très peu utilisée, l'admittance au chevalet du violoncelle du laboratoire présente des maxima aux mêmes fréquences que celles de la force minimale déterminée par Woodhouse sur un autre violoncelle comme le montre la figure 4.9. C'est à la fréquence où est susceptible d'apparaître le loup que cette force est la plus élevée.

4.3.2. Mise en évidence expérimentale : contrôle demandé et résultats

Cette partie propose une caractérisation qualitative de la force minimale par l'expérience, en montrant que cette grandeur peut augmenter avec la mobilité de la table, celle-ci pouvant être modifiée avec le contrôle.

Pour cela, l'expérience suppose d'agir dans une zone de fréquence où la mobilité est globalement faible. C'est le cas par exemple à la fréquence de la corde à vide la plus aigüe (la à 220 Hz) où la fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur ainsi que l'admittance au chevalet présentent des antirésonances.

L'identification retenue est celle présentée en 3.4. Les fréquences des modes 3 et 4 autour de la fréquence visée peuvent être rapprochées pour augmenter la mobilité de la table à cette fréquence. Le contrôle demandé est présenté dans le tableau 4.10. A 220 Hz, l'amplitude a bien augmenté avec un balayage sinus comme le montre la figure 4.11.

La forme du signal de pression rayonnée et les jitter et shimmer (figure 4.12(a)) mettent en évidence les instabilités avec l'application du contrôle. De plus, les spectres avec et sans

FIGURE 4.10.: Modifications demandées

Numéro du mode modélisé	3	4
Fréquence initiale (Hz)	203	280.6
Modification de la fréquence (%)	+ 6	-7.5
Fréquence théorique après contrôle (Hz)	215	261
Gain en amplitude après contrôle (dB)	$\simeq +12$	

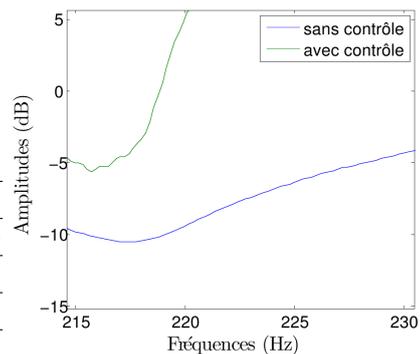


FIGURE 4.11.: Comparaison de l'amplitude à 220 Hz avec et sans contrôle.

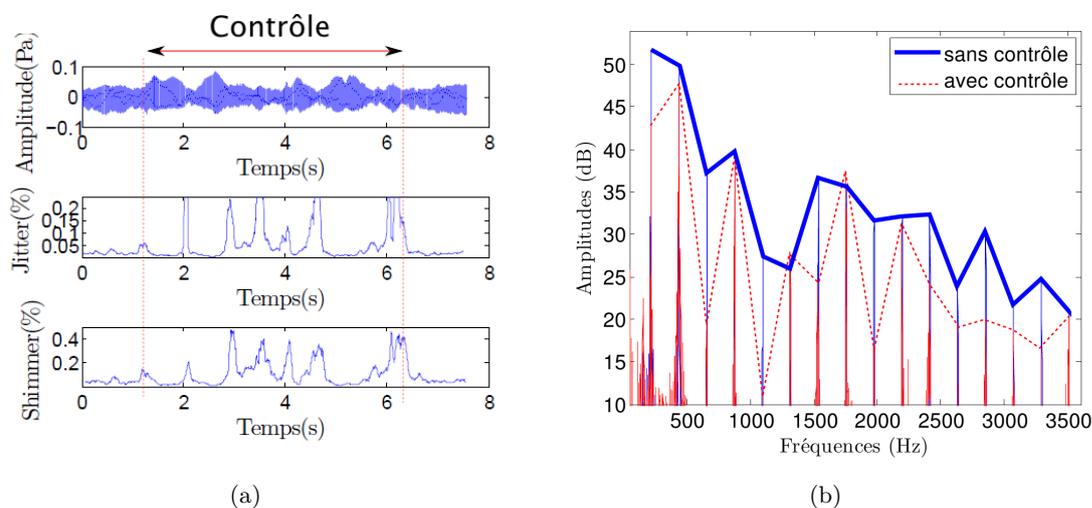


FIGURE 4.12.: Signal de pression enregistré, calcul des jitter et shimmer (a), et comparaison des spectres avec et sans contrôle calculés sur une seconde (b).

contrôle calculés sur une durée d'une seconde (figure 4.12(b)) montrent que les amplitudes des harmoniques d'ordre impair de la note la à 220 Hz diminuent lorsque le contrôle est appliqué.

5. Conclusion

5.1. Bilan et perspectives

De manière générale, ce stage a permis de montrer la faisabilité de l'application du contrôle actif modal sur un violoncelle et plus généralement sur un instrument à cordes frottées. L'utilisation d'une approche modale justifiée par le comportement vibratoire du corps de l'instrument s'est révélée efficace, et permet d'intervenir sur les phénomènes liés au couplage de l'instrument et en particulier la note du loup du violoncelle. L'application du contrôle modifie de manière directe les critères de jouabilité d'un instrument. De plus, le contrôle actif appliqué à cette famille d'instruments se révèle être un outil puissant dans le cadre de nombreuses études : dans le domaine de la perception, les modifications spectrales rendues possibles par le contrôle peuvent faciliter les études traitant le problème de la qualification des sons des instruments de musique en fonction de leurs propriétés mécaniques. C'est également dans la compréhension de la lutherie ou dans l'aide à la facture instrumentale que le contrôle actif modal peut contribuer à progresser, dans le sens où la modification des paramètres modaux peuvent être associés aux à des réglages réalisés sur un instrument par les luthiers. Dans le cadre de la poursuite de ce stage, une étude visant à caractériser les propriétés du couplage par la détermination des caractéristiques du loup (en particulier les fréquences à l'origine du battement), en modifiant le facteur de qualité du principal mode qui en est à l'origine, est notamment envisagée.

5.2. Quels apports possibles d'un point de vue musical ?

Puisqu'il a été montré que l'application du contrôle actif modal intervient directement sur le son rayonné par l'instrument, la possibilité est donc donnée à un musicien de modifier le son de son instrument comme il le souhaite, dans le cadre des limites fixées par le contrôle. Cependant, la contribution de ces modifications des paramètres modaux dans un discours musical est encore difficile à évaluer, mais reste probablement faible. Si des conséquences sur la jouabilité ont pu être démontrées, le contrôle n'apporte aucun changement de fond dans la technique instrumentale. L'augmentation de la puissance rayonnée sans augmenter l'énergie à fournir par le musicien (i.e. la force à appliquer par l'archet sur la corde) peut constituer un premier objectif à court terme.

Dans un second temps, la note du loup est susceptible d'être contrôlé à différentes notes, ce qui peut être vu comme une aubaine pour la musique contemporaine. Le caractère indésirable du phénomène est à l'origine d'un inconfort technique : le musicien doit adapter les paramètres de jeu pour éviter le phénomène. Cependant, cet inconfort et les battements qui caractérisent le loup peuvent être inclus dans un discours musical : un rapprochement peut être fait avec l'exemple de la trompette ou du cor naturel donné par Harnoncourt [34], où l'utilisation des 7^{ème}, 11^{ème} et 13^{ème} harmoniques qualifiés d'"impurs" pouvaient évoquer dans certaines partitions l'horreur, l'effroyable, le diable : l'instabilité et l'intonation d'une note sert alors de moyen d'expression et prend part au message musical. Le nom lui-même de "loup" constitue

déjà un figuralisme en soi.

Enfin, le contrôle actif pourrait contribuer à une approche historique ou ethnomusicologique en effectuant des rapprochements des propriétés modales entre des instruments à cordes frottées d'une diversité méconnue (tels que les violes, le violoncelle d'amour, le baryton, l'arpeggione, le Nyckelharpa...), alors qu'aujourd'hui les pratiques et études musicales sont figées autour des instruments du quatuor.

A. Mesures des fonctions de transfert obtenu sur l'ensemble de l'instrument

Ces mesures ont été réalisées afin de déterminer les positions où les trois modes recherchés sur le violoncelle du laboratoire étaient observables et contrôlables. Seize points ont été étudiés sur la table d'harmonie et le fond de l'instrument (huit pour chacune des structures). Un accéléromètre et un marteau d'impact ont été utilisés.

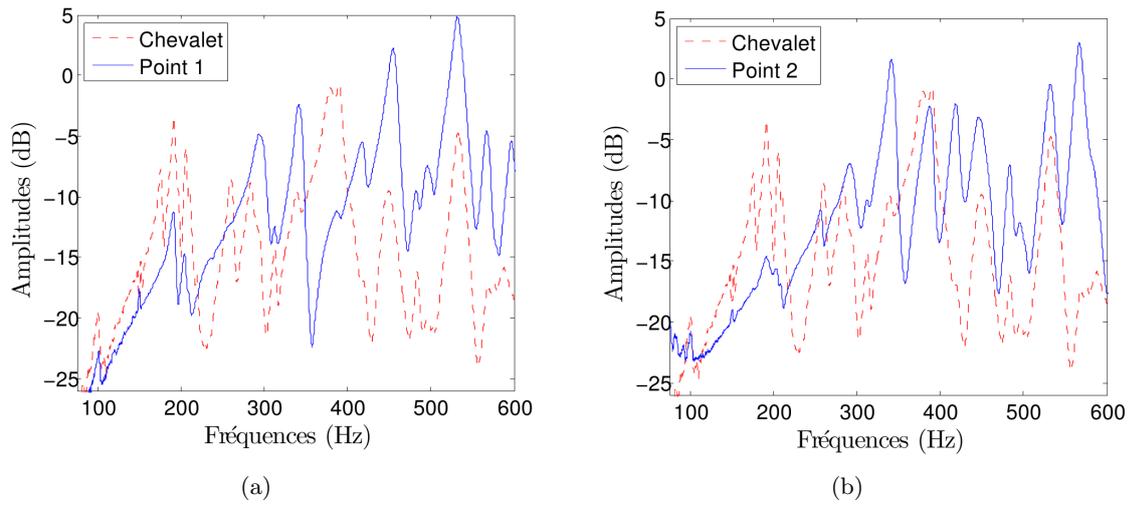


FIGURE A.1.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 1 et 2.

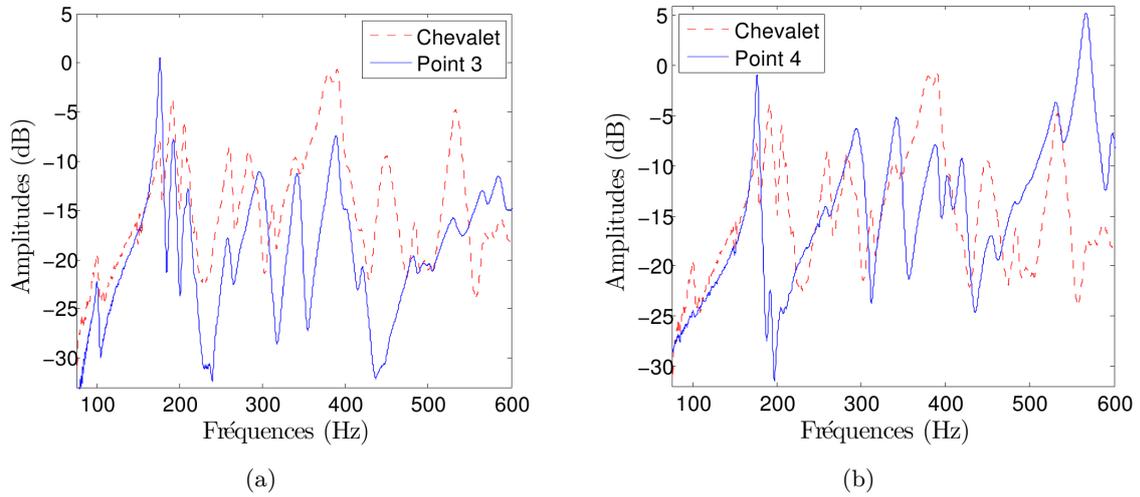


FIGURE A.2.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 3 et 4.

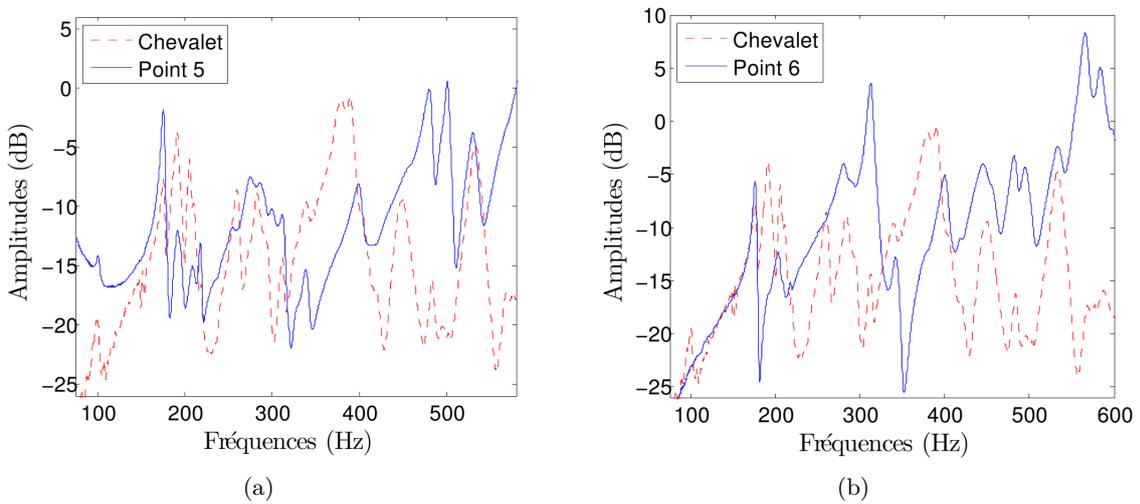


FIGURE A.3.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 5 et 6.

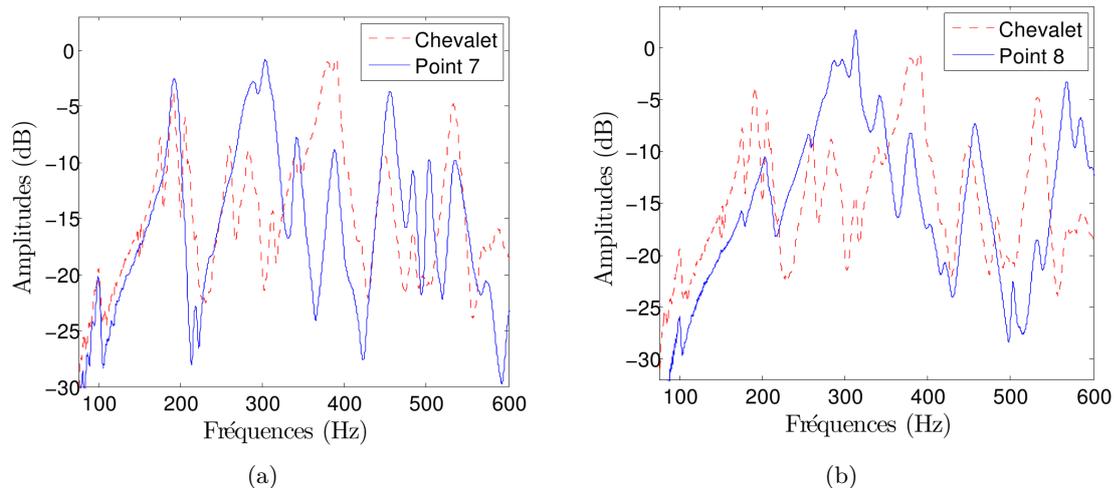


FIGURE A.4.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 7 et 8.

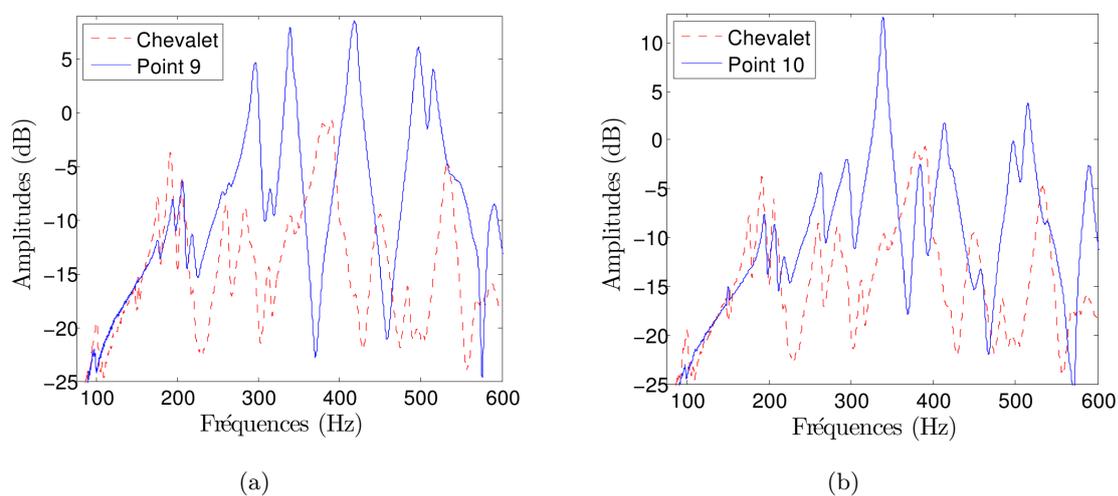


FIGURE A.5.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 9 et 10.

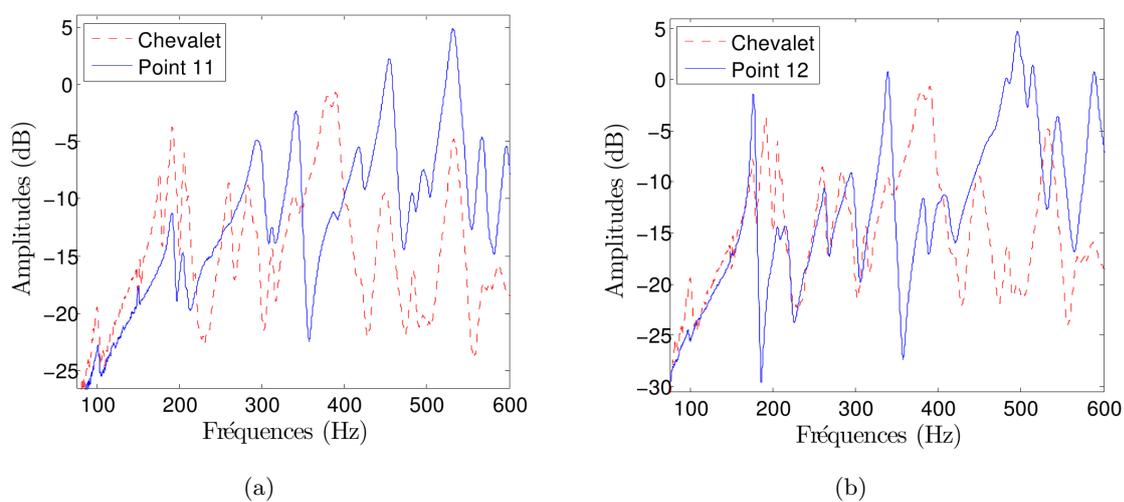


FIGURE A.6.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 11 et 12.

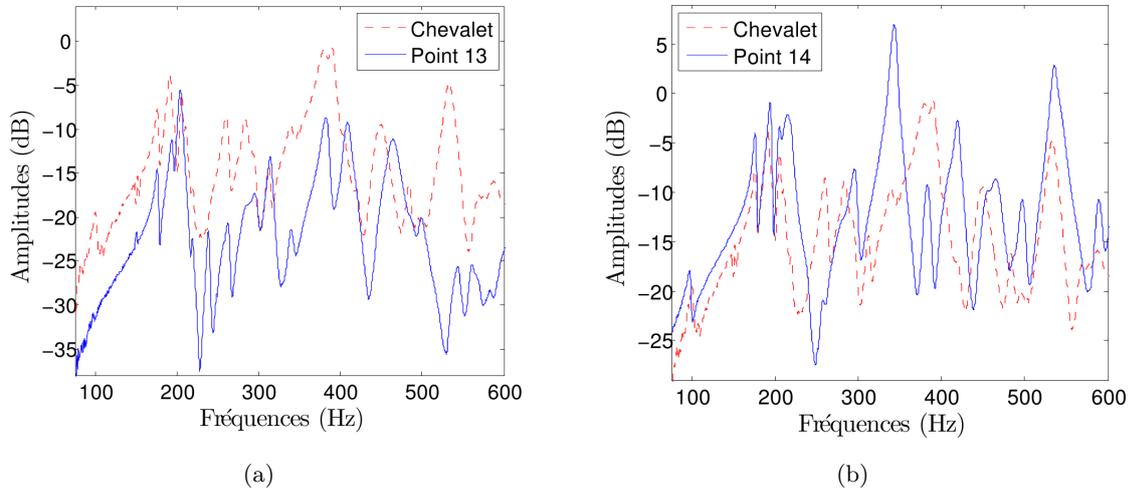


FIGURE A.7.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 13 et 14.

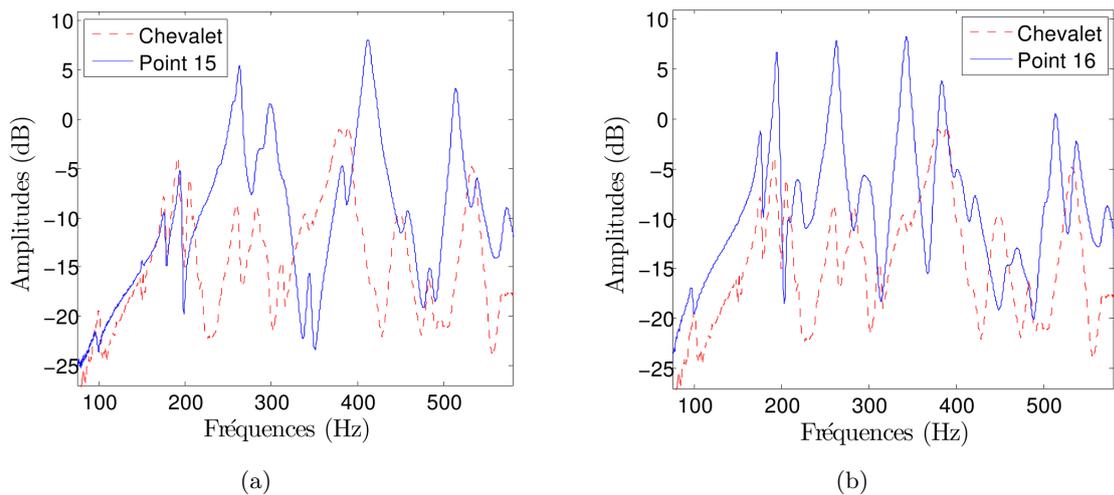


FIGURE A.8.: Comparaison des admittances avec celle mesurée au chevalet : positions 15 et 16.

B. Annexe B : Caractéristiques des transducteurs

B.1. Capteur

Le capteur utilisé est un patch piézoélectrique en composite appelé MFC (pour Macro Fiber Composite) : ce composite développé à partir des années 2000 est souvent utilisé comme capteur des vibrations de structures. Le MFC se caractérise par la présence de fibres rectangulaires en céramique piézoélectrique. L'utilisation de fibres piézoélectriques possède l'avantage d'être moins fragile et plus souple que les céramiques : ainsi, ces structures sont mieux adaptées aux surfaces courbes telles que la table d'harmonie d'un violoncelle.

Les familles de matériaux piézoélectriques utilisés sont les céramiques PZT (pour Titanate-Zirconate de Plomb) en raison de leur large bande passante et leurs bonnes propriétés d'actionnement [16].

Les céramiques piézoélectriques se définissent par la dépendance réciproque entre leurs caractéristiques électriques et mécaniques. Les lois de comportement électromécaniques peuvent s'écrire de plusieurs manières suivant le couple de variables considéré : (\mathbf{T}, \mathbf{D}) , (\mathbf{S}, \mathbf{D}) , (\mathbf{T}, \mathbf{E}) ou (\mathbf{S}, \mathbf{E}) avec

- \mathbf{T} le tenseur des contraintes (en N/m^2),
- \mathbf{S} le tenseur des déformations (sans unité),
- \mathbf{E} le champ électrique (en V/m) et
- \mathbf{D} le déplacement des charges électriques (en C/m^2).

Les équations de la piézoélectricité s'écrivent alors :

$$\begin{cases} \mathbf{T} = \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{e}^t \mathbf{E} \\ \mathbf{D} = \boldsymbol{\epsilon}^S \mathbf{E} + \mathbf{e}^S \mathbf{E} \end{cases}, \quad \begin{cases} \mathbf{S} = \mathbf{s}^E \mathbf{T} + \mathbf{d}^t \mathbf{E} \\ \mathbf{D} = \boldsymbol{\epsilon}^T \mathbf{E} + \mathbf{d} \mathbf{T} \end{cases},$$

$$\begin{cases} \mathbf{S} = \mathbf{s}^D \mathbf{T} + \mathbf{B}^t \mathbf{D} \\ \mathbf{E} = \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{D} - \mathbf{g} \mathbf{T} \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} \mathbf{T} = \mathbf{c}^D \mathbf{S} - \mathbf{h}^t \mathbf{D} \\ \mathbf{E} = \boldsymbol{\beta}^S \mathbf{D} - \mathbf{h} \mathbf{S}. \end{cases}$$

avec :

- $\mathbf{c}(6 \times 6)$ la raideur mécanique (N/m^2)
- $\mathbf{s}(6 \times 6)$ la souplesse ou compliance mécanique (m^2/N)
- $\boldsymbol{\epsilon}(3 \times 3)$ la permittivité électrique (F/m)
- $\boldsymbol{\beta}(3 \times 3)$ la constante d'imperméabilité diélectrique (m/F)
- $\mathbf{d}(3 \times 6)$ la constante piézoélectrique qui traduit la proportionnalité entre la charge et la contrainte à champ constant ou nul (C/N) ou (N/V),
- $\mathbf{e}(3 \times 6)$ le coefficient piézoélectrique qui traduit la proportionnalité entre la charge et la déformation à champ constant ou nul (C/m^2) ou ($N/V.m$),
- $\mathbf{g}(3 \times 6)$ le coefficient piézoélectrique qui traduit la proportionnalité entre la contrainte et le champ à induction constante ou nul ($V.m/N$) ou (m^2/C),
- $\mathbf{h}(3 \times 6)$ le coefficient piézoélectrique qui traduit la proportionnalité entre la déformation et le champ résultant à induction constante ou nul (V/m) ou (N/C).

Les constantes E , S , T , D indiquent que les grandeurs considérées sont constantes ou nulles.

Les céramiques piézoélectriques PZT sont isotropes transverses dans la direction de polarisation (notée par convention x_3). Ces propriétés se retrouvent dans l'écriture des tenseurs :

$$\begin{pmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ & s_{11} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ & & s_{33} & 0 & 0 & 0 \\ & & & s_{44} & 0 & 0 \\ & & & & s_{55} & 0 \\ & & & & & s_{66} \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \epsilon_{11} & 0 & 0 \\ & \epsilon_{11} & 0 \\ & & \epsilon_{33} \end{pmatrix} \text{ et } \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{13} & d_{13} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{B.1})$$

Les céramiques PZT présentent principalement trois modes de couplage électromécanique : un mode longitudinal (noté (33) car parallèle à la direction de la polarisation), un mode transversal (13) et un mode de cisaillement (15). Le capteur utilisé est de type (33), c'est-à-dire que le matériau se polarise essentiellement dans l'axe longitudinal lorsque le capteur est soumis à un effort ou à une déformation en traction ou compression (voir figure B.1).

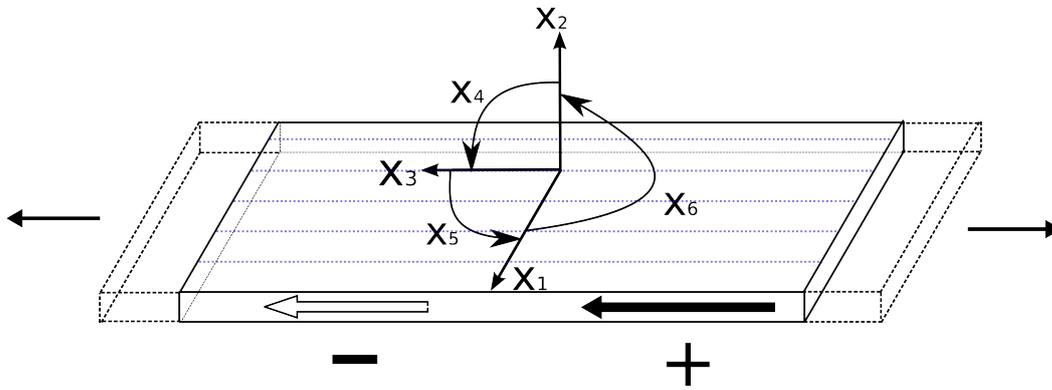


FIGURE B.1.: Schématisation du capteur et définition des axes et représentation du mode longitudinal pour un patch piézoélectrique fibré de type (d_{33}). La direction des fibres est représentée par le pointillés bleus.

B.2. Actionneur

L'actionneur utilisé est un excitateur audio (de référence hiax19c01-8). Le niveau de sortie à l'amplificateur ne doit pas être trop élevé pour éviter les phénomènes de non-linéarités au niveau de l'actionneur ou des vibrations de l'instrument : le gain choisi est de l'ordre de l'unité.

Cet actionneur a été choisi en raison de sa faible masse et de sa surface de contact suffisamment grande pour que les vibrations soient correctement transmises à l'ensemble de la table d'harmonie[23]. Bien que la bande de fréquences de l'actionneur commence à 300 Hz en raison d'une résonance de l'impédance électrique (cf. figure B.2), le couplage avec la table d'harmonie diminue la fréquence de cette résonance à environ 60 Hz, c'est-à-dire en dessous de la zone à étudier. Les produits $b_k c_k$ de l'équation 2.16 peuvent donc être estimés par l'algorithme d'identification dans le cadre de cette étude où les modes sont placés à des fréquences supérieures.

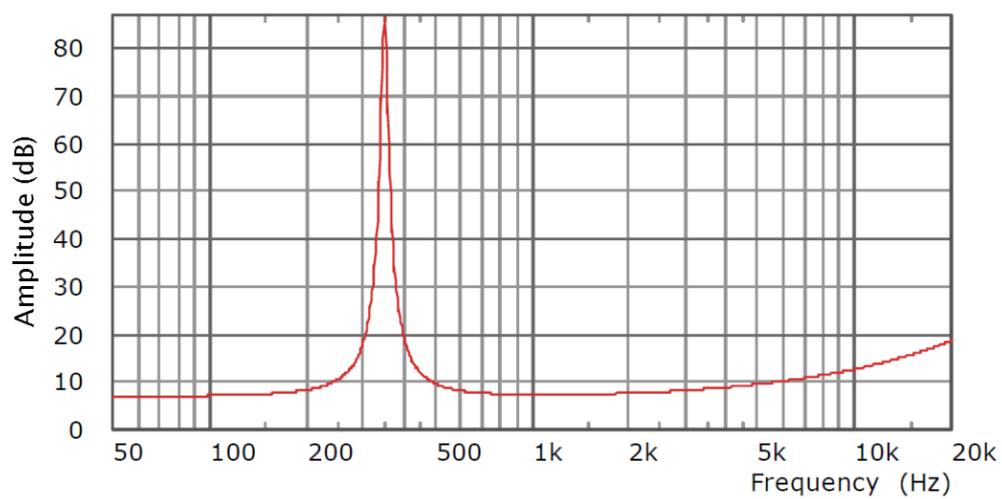


FIGURE B.2.: Courbe d'impédance de l'actionneur.

C. Fonctions de transfert entre actionneur et capteur pour la modification des amplitudes des harmoniques

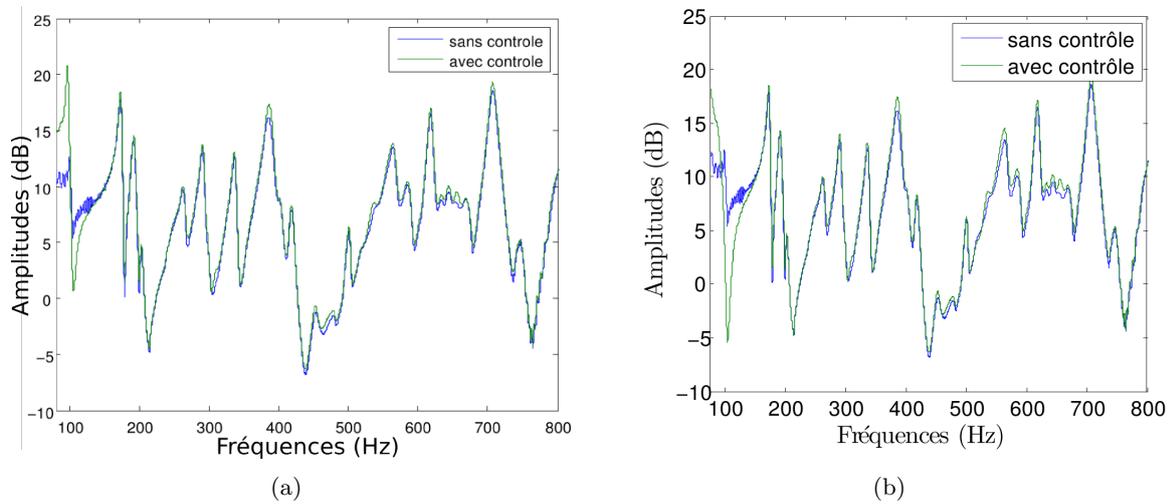


FIGURE C.1.: Modification du premier mode de la fonction de transfert pour la modification de l'amplitude du fondamental du sol à vide.

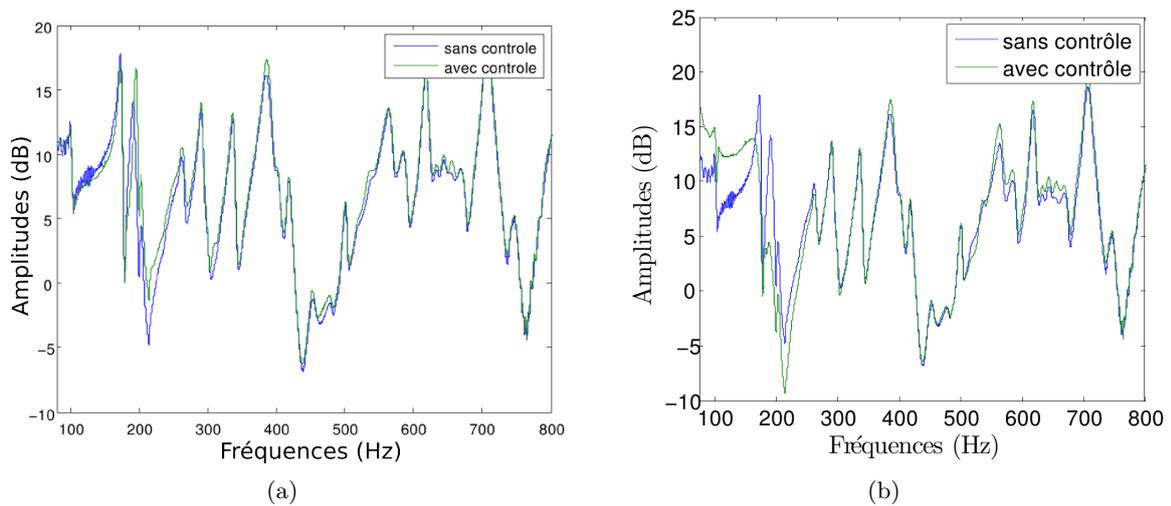


FIGURE C.2.: Modification du troisième mode de la fonction de transfert actionneur pour la modification de l'amplitude du 2nd harmonique du sol à vide.

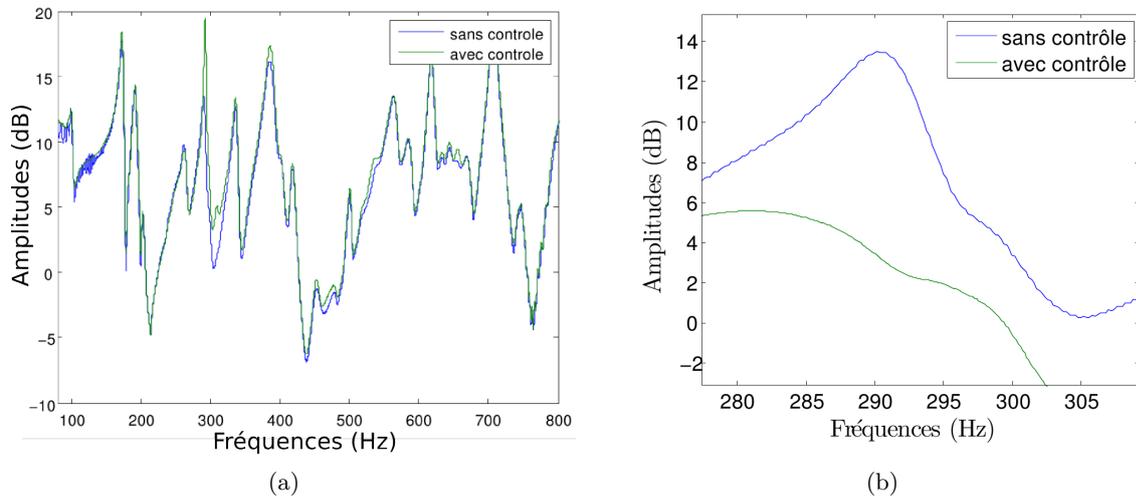


FIGURE C.3.: Modification du septième mode de la fonction de transfert actionneur pour la modification de l'amplitude du 3^{ème} harmonique du sol à vide.

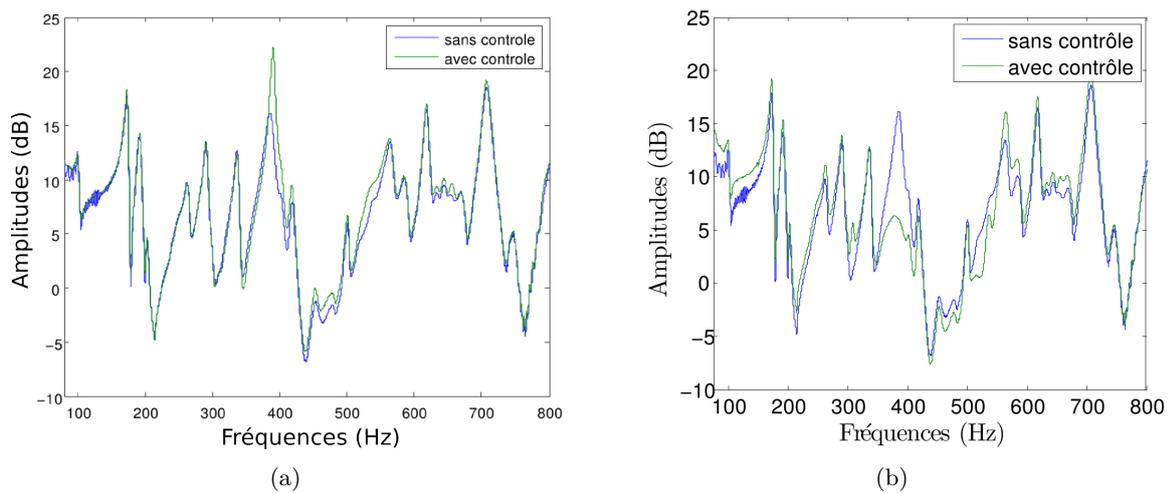


FIGURE C.4.: Modification du dixième mode de la fonction de transfert actionneur pour la modification de l'amplitude du 4^{ème} harmonique du sol à vide.

Bibliographie

- [1] Abdelaziz, Taha HS, and M. Valasek. *A direct algorithm for pole placement by state-derivative feedback for single-input linear systems*, Acta Polytechnica 43.6 (2003).
- [2] Askenfelt, Anders, *Eigenmodes and tone quality of the double bass*, J. Catgut Acoust. Soc. Newsletter 38 (1982) : 34-39.
- [3] Balmes, Etienne, *Methods for vibration design and validation : Méthodes de conception et de validation en vibration*, Course notes ENSAM/Ecole Centrale Paris, 1997-2012.
- [4] Simon Benacchio & al., *Combined state and state derivative control applied to musical string instruments*. Proceedings of Meetings on Acoustics. Vol. 19. No. 1. Acoustical Society of America, 2013.
- [5] Besnainou, Charles. *Transforming the voice of musical instruments by active control of the sound radiation*. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. Vol. 1999. No. 5. Institute of Noise Control Engineering, 1999.
- [6] G. Bissinger *Some mechanical and acoustical consequences of the violin soundpost*. The Journal of the Acoustical Society of America, Volume 97(5), May 1995.
- [7] G. Bissinger *Structural acoustics of good and bad violins*. The Journal of the Acoustical Society of America, Volume 124(3), September 2008
- [8] Henri Boutin, *Méthodes de contrôle actif d'instruments de musique. Cas de la lame de xylophone et du violon*. Thèse, Université Pierre et Marie Curie, 2011.
- [9] Bynum, Eric and Rossing, Thomas D., *Holographic studies of cello vibrations*, ROCEEDINGS-INSTITUTE OF ACOUSTICS 19 (1997) : 155-162.
- [10] Bynum, Eric and Rossing, Thomas D., *The science of string instruments*. Chapter 14, New York : Springer, 2010.
- [11] R.Caussé, . S.Radulovic et G.Weinreich, *Corde frottée : type particulier de mouvement à deux vitesses observé sous l'archet* Le Journal de Physique IV 2.C1 (1992) : C1-47.
- [12] A. Chaigne, J.Kergomard, *Acoustique des instruments de musique*. Belin pp. 511-532 (X. Boutillon).
- [13] S.Chesne, C.Jean-Mistral and L.Gaudiller *Experimental identification of smart material coupling effects in composite structures*. Smart Materials and Structures, Vol. 22, May 2013.
- [14] Baptiste Chomette, *Contrôles modaux actif, semi-adaptatif et semi-actif de structures intelligentes embarquées : Application aux cartes électroniques*. Thèse de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2008.
- [15] L.Cremer *The Physics of the Violin*. The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, London, England.
- [16] Deraemaeker, Arnaud, Houssein Nasser, and André Preumont, *Modélisation des composites à fibres piézoélectriques : calcul des coefficients homogénéisés*. Recueil des résumés et comptes rendus des 16^{èmes} Journées Nationales sur les Composites (2009).
- [17] Dünwald, Heinrich, *Deduction of objective quality parameters on old and new violins*. Catgut Acoustical Society Journal, Volume 1, Number 7, May 1991, pp. 1-5.

- [18] Eggers, F., *Mechanical Impedance Measurements Around the Violoncello*. Acta Acustica united with Acustica, Volume 74, Number 4, September 1991 , pp. 264-270(7).
- [19] Elie, Benjamin, *Caractérisation vibratoire et acoustique des instruments à cordes*. Thèse de Doctorat, Université du Maine, Novembre 2012.
- [20] Firth, I.M., *The wolf tone in the cello : Acoustic and holographic studies*. Quarterly Progress and Status Report, Dept. of Speech, Music, and Hearing, Royal Institute of Technology (KTH) Stockholm, STLI-QPSR 4/1974, pp. 42-56.
- [21] H.Fleischer, *Schwingungen eines Cellos*. Schriftenreihe : Beiträge zur Vibro- und Psychoakustik, Heft 02/09, 2009, <http://www.unibw.de/lrt4/mechanik/veroeffentlichungen/schriftenreihefl>.
- [22] N.H.Fletcher, T.D. Rossing *The Physics of Musical Instruments*. Springer-Verlag pp. 235-277.
- [23] Camille Frachet, *Le rayonnement de la guitare hybride*. Mémoire de fin d'études, Formation Supérieure aux métiers du son, pp. 27-29, Avril 2013 (2007). . The Journal of the Acoustical Society of America, 122(6), 3640-3650.
- [24] Franklin, G. F., Powell, J. D., Emami-Naeini, A. and Powell, J. D., *Feedback control of dynamic systems*, Reading : Addison-Wesley, 1994.
- [25] Fritz, C., Cross, I., Woodhouse, J. & Moore, *Perceptual effects of violin acoustical modifications*, ISMA 2007.
- [26] Fuller, C. C., Elliott, S. and Nelson, P. A., *Active control of vibration*. Academic Press, 1996
- [27] B.Garnier, *Contrôle actif des vibrations*. Techniques de l'ingénieur, 2002, R6200.
- [28] Wodek K. Gawronski, *Dynamics and control of structures*. Springer, 1998
- [29] Ginsberg, Jerry H., et al., *A general linear least squares sdof algorithm for identifying eigenvalues and residues*. 21st International Modal Analysis Conference (IMAC-21),(Orlando, Florida). 2003.
- [30] Gough, C. E., *The resonant response of a violin G-string and the excitation of the wolf-note*. Acta Acustica united with Acustica 44.2 (1980) : 113-123.
- [31] Gough, C. E., *The theory of string resonances on musical instruments*. Acta Acustica united with Acustica 49.2 (1981) : 124-141.
- [32] Griffin, Steven F., Chance C. McColl, and Sathya V. Hanagud, *System for enhancing the sound of an acoustic instrument*. U.S. Patent No. 6,320,113. 20 Nov. 2001
- [33] S. Hanagud and S. Griffin, *Active structural control for a smart guitar*, Fourth European Conference On Smart Structures and Materials (pp. 6-8), 1998.
- [34] Harnoncourt, Nikolaus, *Le discours musical*, Ed. Gallimard, 1984 (traduction française).
- [35] H. Helmholtz, *Lehre von den Tonempfindungen, als physiologische Grundlage für die Theorie der Musik*, 1870.
- [36] Hutchins, C. M. *Some notes on free plate tuning frequencies for violins, violas and cellos*, J. Catgut Acoust. Soc 47 (1987) : 39-41.
- [37] Hutchins, C. M. *Contrôle des premières résonances d'une cavité unidimensionnelle par procédé rétroactif*, Mémoire de fin d'études, Conservatoire National des Arts et Métiers.
- [38] E. Jansson *Admittance measurements of 25 high quality violins*. Acta Acustica united with Acustica, Volume 83, Number 2, March/April 1997 , pp. 337-341(5).
- [39] Kautsky, J., N.K. Nichols, and P. Van Dooren, *Robust Pole Assignment in Linear State Feedback*. International Journal of Control, 41 (1985), pp. 1129-1155.

- [40] Langhoff A., *Modal analysis of violin, viola and cello compared to the acoustical spectrum*. Proc. ISMA95, pp. 286-290 (1995).
- [41] Lueg, Paul *Process of silencing sound oscillations*.. US Patent No 2043416.
- [42] David, G. Luenberger, *Simulations of modal active control*. IEEE transactions on Automatic Control, 16(6), 596-602(1971).
- [43] Meirovitch, L., *Computational methods in structural dynamics* (1980), Springer.
- [44] Meurisse, T. and al., *Simulations of modal active control applied to the self-sustained oscillations of the clarinet* Proceedings of the Stockholm Music Acoustics Conference 2013, SMAC 2013, Stockholm, Sweden.
- [45] Jean Piranda, *Analyse modale expérimentale*. Techniques de l'ingénieur : Mesures acoustiques et vibratoires, r6180, 2010.
- [46] Preumont, Andre, Jean-Paul Dufour, and Christian Malekian. *Active damping by a local force feedback with piezoelectric actuators*. Journal of guidance, control, and dynamics 15.2 (1992) : 390-395.
- [47] André Preumont, *Vibration control of active structures - An introduction*. Springer, 2011
- [48] Reinicke, W *Die Übertragungseigenschaften des Streichinstrumentensteges*. (Transfer characteristics of string instrument bridges), Thesis, Technische Universität, Berlin (1973)
- [49] Richards, R.J., *An introduction to dynamics and control*. New York : Longman, 1979.
- [50] Mark H. Richardson and David L. Formenti, *Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials*. Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference, vol. 1, pp. 167-186. 1982.
- [51] J.C.Schelleng, *The violin as a circuit*. The Journal of the Acoustical Society of America, Volume 35, pp.326-338, 1963.
- [52] J.C.Schelleng, *The bowed string and the player*. The Journal of the Acoustical Society of America, Volume 53, pp.26-41, 1973.
- [53] Jim Woodhouse, *On the playability of violins, Part I. Reflection functions*. Acustica, vol.78 (1993), pp.125-136.
- [54] Jim Woodhouse, *On the playability of violins, Part II*.. Acustica, vol.78 (1993), pp.137-153.
- [55] Jim Woodhouse, *Body vibration of the violin? What can a maker expect to control?*. Catgut Acoustical Society Journal, Volume 4, Number 5(II), May 2002 , pp. 43-49.
- [56] Jim Woodhouse, *On the "Bridge Hill" of the Violin*. Acta Acustica united with Acustica, Volume 91, Number 1, January/February 2005 , pp. 155-165(11).
- [57] Jim Woodhouse, *Playability of bowed-stringed instruments*. Proc. of the Stockholm Music Acoustics Conference 2013, Stockholm, Sweden.