



HAL
open science

Modélisation à l'aide du formalisme CORDIS-ANIMA de structures à oscillations entretenues pour la synthèse de sons et de gestes. Etude sur le timbre, l'expressivité et l'évolution temporelle des sons synthétisés

François Poyer

► **To cite this version:**

François Poyer. Modélisation à l'aide du formalisme CORDIS-ANIMA de structures à oscillations entretenues pour la synthèse de sons et de gestes. Etude sur le timbre, l'expressivité et l'évolution temporelle des sons synthétisés. Informatique [cs]. Université Grenoble Alpes, 2010. Français. NNT : . tel-04402715

HAL Id: tel-04402715

<https://hal.science/tel-04402715>

Submitted on 18 Jan 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

GRENOBLE UNIVERSITÉ

THÈSE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR de l'Université de Grenoble

Spécialité :

Ingénierie de l'interaction, de la cognition, de l'apprentissage et de la création

Préparée au laboratoire "Ingénierie de la Création Artistique" de l'Ecole Nationale Supérieure d'Informatique et de Mathématiques Appliquées de Grenoble, et au sein de l'Association pour la Création et la Recherche d'Outils d'Expression

Dans le cadre de l'Ecole doctorale "Ingénieries de la santé, de la cognition, et l'environnement"

Présentée et soutenue publiquement

Par

François POYER

Le 07 décembre 2010

Modélisation à l'aide du formalisme CORDIS-ANIMA de structures à oscillations entretenues pour la synthèse de sons et de gestes. Etude sur le timbre, l'expressivité et l'évolution temporelle des sons synthétisés

Thèse dirigée par Claude Cadoz

Jury :

Giovanni De Poli	Rapporteur	Université de Padoue, Italie
Philippe Guillemain	Rapporteur	LMA CNRS, Marseille
Christophe d'Alessandro	Examineur	LIMSI-CNRS – Université Paris Sud
Jean-Luc Schwartz	Examineur	Laboratoire GIPSA, Grenoble INP
Claude Cadoz	Directeur de thèse	Laboratoire ICA – Grenoble INP

*Le rythme de la vie, dans la musique des âges,
Se fond à jamais en une infinie candeur.
Les nuées de notes gagnent de telles hauteurs,
Et vague après vague s'échouent sur le rivage.*

*O race des mortels, garde-toi du servage,
Car sur chacun fondra la horde de faucheurs.
Et ils araseront, sarcastiques, et moqueurs,
La prétention des hommes à de vains avantages.*

*Les notes de cette fragile mélodie,
Qui, fuyantes, glissent entre vos doigts engourdis,
Ne demandent rien d'autre qu'à éclore à temps.*

*Quel que soit le chaos des sons, l'ordre des rimes,
Assurément ne ment jamais cette maxime :
Goutez dès à présent le nectar de l'instant.*

Freya Cinspoor

à Céline, Thoinot et Amadis.

Remerciements :

Je remercie tout d'abord vivement mon directeur de thèse Claude Cadoz pour son écoute et ses conseils avisés ainsi que son enthousiasme communicatif. Il m'a ouvert les portes d'un univers sans limites dans lequel je crains d'être prisonnier pour de nombreuses années.

Mes remerciements vont également aux deux autres membres du trio fondateur, Annie Luciani et Jean-Loup Florens, qui, avec Claude Cadoz, ont construit un cadre scientifique et artistique unique stimulant l'éclosion d'idées originales.

Je tiens aussi à remercier tous les membres du laboratoire ICA, passés et présents, pour les moments partagés ensemble, notamment dans l'équipe son, Olivier Tache pour les discussions enrichissantes sur la synthèse sonore et l'informatique musicale, Alexandros Kontogeorgakopoulos pour les vifs échanges que nous avons eu sur le modèle physique et la musique en général ainsi que pour les nombreux moments partagés lors de nos expéditions grecque, danoise, allemande ou bordelaise, Nicolas Castagné pour ses conseils et ses encouragements lors de moments difficiles et pour l'ardeur qu'il a mise à faire de l'environnement GENESIS ce qu'il est actuellement, Aurélie Arliaud pour les solutions qu'à chaque fois elle a trouvées dès que se posait un problème technique, Geoffrey Cerna pour sa connaissance des arcanes informatiques, et enfin Jérôme Villeneuve qui s'est révélé un stagiaire extrêmement enthousiaste et sympathique et qui a finalement réussi à « prendre ma place ! ». Les membres de l'équipe image ne sont pas en reste : je remercie une nouvelle fois Annie Luciani pour sa bonne humeur affichée quelles que soient les difficultés rencontrées, Mathieu Evrard, Ali Allaoui pour nos nombreuses discussions, notamment musicales, Kévin Sillam pour les moments conviviaux passés ensemble particulièrement quand il a fallu lutter face aux éléments déchainés vers la fin de l'automne 2007, et Maria Cristou qui a toujours le mot qu'il faut au moment où il le faut. Et pour finir, l'équipe temps-réel compte parmi ses membres des personnalités qui ont grandement contribué à ce travail : commençons par le pilier de connaissances, Jean-Loup Florens, qui, par les nombreuses discussions que nous avons eues ensemble, a fait évoluer ma réflexion sur bon nombre de points liés à mon travail de doctorat. Ensuite, je remercie Damien Couroussé et Diana Herrera avec lesquels j'ai pu échanger, par exemple sur la modélisation du geste. Enfin je remercie Julien Castet pour ces journées fébriles passées ensemble dans notre bureau commun lors de nos rédactions de mémoire respectives et pour les dérapages inévitables qui m'ont permis de m'aérer l'esprit.

En outre, je remercie la société silicon graphics pour son souci de produire des machines toujours plus légères et silencieuses. Sur le même ton, je remercie aussi encore une nouvelle fois tous les membres du laboratoire ICA pour les moments de dur labeur que nous avons partagés lorsqu'il fallait répondre à l'appel du triumvirat.

J'exprime également toute ma gratitude aux membres de mon jury qui ont accepté d'évaluer la qualité des travaux que j'ai menés pendant ces quatre années. Merci donc à Giovanni de Poli, Philippe Guillemain, Christophe d'Allessandro et Jean-Luc Schwartz.

Enfin, je n'oublierai pas mes amis et surtout ma famille dont le soutien moral m'a aidé au jour le jour à achever ce travail de longue haleine. Notamment je remercie du fond du cœur ma femme, Céline, et mon fils, Thoinot, pour avoir supporté avec abnégation, principalement cette dernière année, mon comportement plus digne de celui d'un moine chartreux que de celui d'un mari ou d'un père.

Résumé :

Ce travail s'insère dans le programme de recherche du laboratoire ICA concernant le développement de modèles physiques masse-interaction avec le formalisme CORDIS-ANIMA pour la synthèse sonore et la composition musicale par ordinateur. Il consiste en l'étude et le développement de modèles d'objets vibrants à oscillations entretenues et a pour optique de travailler sur l'évolution temporelle du timbre de structures sonores. La méthode employée se base notamment sur l'analyse du monde réel dans le but d'effectuer une traduction sous forme de réseaux masse-interaction des principes fondamentaux du comportement d'objets tangibles. Dans une démarche de généralisation, l'accent a été mis sur l'établissement de techniques de modélisation génériques permettant d'appliquer ces principes à tout réseau CORDIS-ANIMA et d'obtenir des sons originaux, tout en s'assurant de leur plausibilité grâce à l'analyse préalable. La finalité de cette approche pour la création est la synthèse de structures musicales comportant des sons inédits, évoluant dans le temps, et porteurs d'expressivité. L'étude s'est donc aussi appuyée sur le développement de modèles masse-interaction simulant des comportements gestuels, notamment via l'utilisation de structures à oscillations auto-entretenues basse-fréquence qui permettent de simuler un contrôle plus ou moins marqué sur ceux-ci et de générer des séquences sonores expressives et variées.

Mots-clés : Modélisation physique, synthèse sonore, oscillations auto-entretenues, expressivité.

Abstract :

This work is part of the ICA laboratory research program dealing with CORDIS-ANIMA mass-interaction physical models development for sound synthesis and computer music composition. It deals with sustained oscillating structures models creation and aims at working on temporal evolution of sound sequences timbre. The method used is based on real world analysis and aims at translating fundamental principles of tangible objects behavior in the mass-interaction formalism. By using a generalization approach, we focus on generic modeling techniques which enable to implement these principles in every CORDIS-ANIMA networks and to produce original sounds, being sure of their plausibility thanks to the preliminary analysis. The aim of this approach is new expressive sounds musical structures synthesis, with temporal evolution. Consequently research was also carried out on the development of mass-interaction models which simulate gestural behavior, mainly by the use of low-frequency self-sustained oscillating structures which allows to simulate a more or less accentuated gestural control and to generate expressive and varied sound sequences.

Keywords: Physical modeling, sound synthesis, self-sustained oscillations, expressiveness.

Table des matières :

Introduction	15
<i>Le fait musical au cours des âges.</i>	16
<i>Spécificités de la synthèse sonore par modèles physiques</i>	19
<i>Objectif de ce travail et plan de ce mémoire</i>	22
Partie A : Le modèle physique pour le développement du timbre de sons entretenus	23
Chapitre 1 : Contexte de l'étude et problématique du sujet.	24
1 La recherche à l'ACROE et au laboratoire ICA.	24
a La simulation multi-sensorielle interactive.	24
b Le formalisme CORDIS-ANIMA :	25
c La modélisation physique avec l'environnement GENESIS :	26
d L'Instrumentarium de GENESIS :	29
2 Première approche du sujet de l'étude : l'entretien des oscillations d'une structure vibrante.	29
a La notion d'entretien des oscillations :	30
b Oscillations non-linéaires :	31
c Les oscillations auto-entretenues dans les instruments de musique :	32
d Synthèse de sons auto-entretenus par ordinateur :	34
e Conclusion :	37
3 Deuxième approche du sujet de l'étude : la question du développement du timbre :	39
a De Debussy à l'école spectrale :	39
b Vers une cartographie du timbre ?	42
c Justification de l'utilisation des modèles physiques pour un travail sur le développement du timbre :	47
4 Conclusion, sujet de l'étude :	51
Partie B : Modèles physiques de structures à oscillations entretenues.	53
Chapitre 2 : Oscillations entretenues dans les instruments de musique reels.	54
1 Différents types d'oscillations entretenues :	54
a Les oscillations forcées :	54
b Les auto-oscillations :	55
c Les oscillations paramétriques :	56

2	Des exemples d'instruments à oscillations auto-entretenues :	57
a	Les cordes frottées :	58
b	Les instruments à anche :	60
c	Les instruments à embouchure de flûte :	62
Chapitre 3 : Outils génériques pour la mise en oscillations auto-entretenues de structures vibrantes :		64
1	Différents modèles d'oscillateur de Van der Pol dans GENESIS :	64
a	Un oscillateur de Van der Pol mécanique :	64
b	Modèle d'oscillateur de Van der Pol réalisé avec GENESIS :	66
c	De l'oscillateur de Van der Pol à la structure frottée :	71
2	Un modèle de corde frottée :	76
a	Influence de la forme de la caractéristique non-linéaire sur le comportement de la corde	78
b	Influence des pentes de la caractéristique non-linéaire sur le son obtenu :	81
c	Influence du comportement de l'archet : vitesse de l'archet et position du point de contact archet/corde :	83
3	Modélisation des instruments à vent avec le formalisme CORDIS-ANIMA :	87
a	Analogies entre systèmes mécaniques et systèmes aéroacoustiques :	87
b	Premiers modèles d'instruments à anche :	89
c	Autres modèles d'instruments à vent envisageables :	93
4	Conclusion :	95
Chapitre 4 : Investigations dans l'espace des structures constructibles :		97
1	Différentes approches pour la modélisation de structures vibrantes avec le formalisme CORDIS-ANIMA :	97
2	Structures repères :	100
a	Structures linéiques tendues/élastiques : modèles de cordes et de barres :	101
i	Le chapelet de masses :	101
ii	Modèle de barre en flexion :	102
iii	De la corde à la barre :	106
b	Autres structures tendues/élastiques modélisables avec des réseaux CORDIS-ANIMA :	107
i	De la membrane à la plaque :	108
ii	Structures non homogènes :	110
iii	« Epaisseur » d'autres structures vibrantes CORDIS-ANIMA :	111
c	Modélisation de la courbure d'une structure « épaisse » :	111
d	Modèles de tuyaux acoustiques :	112
e	Un paramètre important pour le timbre : l'admittance d'entrée de la structure :	117
3	Construction de réseaux aux propriétés modales définies :	124
4	Réseaux non-linéaires :	128
Conclusion de la partie B :		133

Partie C : Travail sur le développement du timbre : production de sons expressifs et de structures musicales évolutives...... 135

Chapitre 5 : Quelles méthodes pour travailler sur le développement du timbre ?..... 137

1	Lien entre les dimensions perceptives pertinentes du timbre et les paramètres des réseaux CORDIS-ANIMA :.....	137
a	Aspects temporels :.....	137
b	Aspects spectraux :.....	144
i	Structure harmonique/inharmonique :.....	144
ii	Répartition modale :.....	145
iii	Réseaux linéaires/non-linéaires :.....	145
iv	Structures filtres :.....	146
c	Aspects spectro-temporels :.....	146
d	Conclusion :.....	150
2	Evolutions selon les dimensions du timbre : quelles variations pour quels résultats perceptifs ? Importance des caractéristiques temporelles de l'oreille humaine.....	150
3	Les différentes formes que revêt le geste instrumental.	155

Chapitre 6 : Dispositifs permettant l'évolution des propriétés de modèles physiques :.. 157

1	Variations paramétriques :.....	157
a	Variation uniforme des élasticités d'une structure homogène attachée en ses extrémités	157
i	Evolution des paramètres d'un modèle de corde homogène :.....	158
ii	Modèle de vibrato :.....	159
iii	Autres structures homogènes :.....	161
b	Retour sur les modèles hybrides entre poutre et corde, évolution de la structure modale : d'une distribution inharmonique à une distribution harmonique.....	163
i	Evolution des modes d'une structure linéique tendue/élastique :.....	163
ii	Applications pour des régimes auto-oscillants :.....	167
iii	Conclusion	172
c	Variations paramétriques des modèles linéiques dont une extrémité n'est pas fixée :. 172	
i	Le dispositif du « doigt de fée » :.....	173
ii	Analyse du modèle :.....	173
d	Méthode générale pour la modification de la structure modale d'un réseau linéique, exemple de la modification de l'évasement d'un tuyau acoustique :.....	175
2	Variations structurelles :.....	183
a	Travaux antérieurs et nouveauté de notre approche :.....	183
b	De la corde au tuyau acoustique :.....	185
c	De la membrane au réseau de cordes :.....	190
3	Conclusion sur les variations paramétriques et structurelles :.....	193
4	La modification d'élasticités non-linéaires pour la simulation de gestes de locomotion et de sélection :.....	194

a	Dispositif permettant de simuler la locomotion :	194
b	Dispositif permettant de simuler la sélection dans le cas de structures à oscillations auto-entretenues :	198
5	Conclusion :	202
Chapitre 7 : Travail sur l'expressivité des sons et l'évolution de structures musicales complexes via des modèles vibrant à fréquence gestuelle		203
1	Modèles de gestes pour la mise en vibrations de structure à oscillations auto-entretenues :	204
a	Etude sur le geste d'excitation :	204
i	Paramètres liés à l'expressivité des sons :	204
ii	Des modèles de geste d'excitation élémentaires : l'oscillateur harmonique et le « ZIG ».....	205
iii	Un autre modèle de geste élémentaire : l'oscillateur de Van der Pol	208
iv	Conclusion :	213
b	Intervention du geste de modification :.....	214
2	Evolution des caractéristiques des modèles de geste pour une évolution de la séquence sonore : le phrasé.....	218
3	Emergence de structures musicales complexes et évolutives :.....	221
a	Systèmes complexes et notion d'émergence :.....	221
b	Comportements émergents de réseaux CORDIS-ANIMA :.....	221
c	Développement de réseaux CORDIS-ANIMA complexes pour la simulation de phénomènes naturels :.....	223
Conclusion de la partie C :		225
Conclusion :		227
La simulation pour la création		227
Propriétés modales de structures vibrantes		228
Les oscillations auto-entretenues de structures vibrantes		229
Le développement temporel du timbre de sons entretenus		229
Synthèse temps-réel de structures aux propriétés expressives riches		231
Bibliographie :		233
ANNEXES		244
Annexe A : Intervention du paramètre Z dans les analogies mécanique/aéroacoustique.....		245

Annexe B : Démonstration des caractéristiques non-linéaires employées pour la simulation du vibrato du violoniste et du guitariste.	250
1 Vibrato « du guitariste » :	250
2 Vibrato « du violoniste » :	252
Annexe C : Programme Matlab permettant de calculer les valeurs de ΔX des liaisons non-linéaires d'un modèle de tuyau acoustique dont l'évasement peut évoluer, en fonction de données de forces d'interaction et d'élasticités.	253
Annexe D : Production of immersive musical architectures by physical modeling of self-sustained oscillating structures. Article ICMC 2007.	254

Introduction

La création musicale est soumise à notre époque à de profondes mutations, dues en grande partie à l'évolution rapide des technologies pour la musique, qui ont apporté de nouvelles possibilités expressives mais aussi de nouvelles contraintes. Ainsi, face au développement très rapide de nouveaux outils pour la création musicale, l'accueil de ces technologies par les compositeurs a pu être variable, parfois enthousiaste, le compositeur pouvant même être l'élément moteur du développement de tels outils, parfois beaucoup plus circonspect, voire hostile. Ceci est tout à fait compréhensible vu le temps de prise en main de tels outils et la possible rapide obsolescence de certains produits, remplacés par de nouveaux, plus performants. Au contraire, l'*instrumentarium* classique, qui propose des outils stabilisés, qui ont progressivement été calibrés par les luthiers au cours des derniers siècles, peut paraître beaucoup plus rassurant. Se pose donc le problème de l'utilité et de la pérennité des nouveaux outils de création musicale. Il est malheureusement impossible d'avoir le recul suffisant sur notre époque et seul l'historien pourra, dans le futur, envisager de manière globale et objective les bouleversements opérés. Cependant, il ne nous est pas interdit d'envisager l'histoire passée afin non pas d'en tirer des certitudes mais au moins une base de réflexion sur des choix à faire vis-à-vis de nouveaux outils de création musicale.

Le fait musical au cours des âges.

Les origines de la musique se perdent dans celles de l'humanité. L'apparition du fait musical semble étroitement liée à celles du langage et de la technique chez l'être humain. En effet d'après André Leroi-Gourhan [Leroi-Gourhan 1964], la station verticale a permis à l'homme le déploiement d'aires nouvelles du cerveau ainsi que la libération de la main de son rôle de locomotion, entraînant le développement du langage et des techniques. Il est alors probable qu'une musique ait vu le jour - tout comme un art graphique dont il reste des témoignages – en raison de la capacité de l'être humain à développer une pensée abstraite et réaliser des gestes précis dans l'espace et le temps. La musique devait alors être beaucoup plus attachée aux objets producteurs de sons, aux rythmes des travaux journaliers et des saisons, et revêtait un aspect divin¹. Selon les premières traces d'activité musicale des civilisations naissantes, elle a d'ailleurs essentiellement un rôle religieux. Ce n'est que dans la Grèce antique que l'on commence à envisager la musique sous forme de système rationnel. Pythagore justifie par les nombres la construction d'une théorie musicale basée sur les hauteurs des notes, théorie qui sera utilisée jusqu'à la Renaissance. La musique occidentale va donc découler de ce système, où la notion de hauteur est centrale et où le timbre des sons ne sera que peu pris en compte, car peu compris, et ne sera destiné qu'à servir le discours des hauteurs. Le timbre ne se comprend alors que comme timbre instrumental. Comme le note Claude Cadoz dans [Cadoz 1991], « le mot [timbre] désignait d'ailleurs, au départ, un instrument, une sorte de tambour comportant des cordes tendues et donnant au son une « couleur » caractéristique ». Ce n'est qu'au cours du XIX^{ème} siècle, parallèlement à l'avancée de la compréhension des phénomènes acoustiques – en 1822 Joseph Fourier décompose tout signal périodique en signaux sinusoïdaux et en 1862 Hermann Ludwig von Helmholtz montre l'importance de l'intensité des partiels dans le timbre des sons – que les compositeurs commenceront à s'intéresser plus particulièrement à ce dernier paramètre. Le XIX^{ème} siècle se finissant sur un essoufflement du système tonal, deux alternatives sont proposées au début du XX^{ème}. Tout d'abord, Schönberg propose de remplacer l'ancien système par un nouveau, basé lui aussi sur les hauteurs. Se développera alors le dodécaphonisme et les musiques sérielles durant tout le siècle. La deuxième alternative consiste à réaliser des recherches plus poussées sur les timbres des sons. La musique de Debussy sera par exemple imprégnée d'une recherche sur la

¹ Il est d'ailleurs à noter qu'à l'heure actuelle, en dehors de la tradition classique occidentale, le fait musical reste souvent partie intégrante d'« une interaction, en partie sonore, dans un système de vastes échanges impliquant les sons bien sûr, mais aussi des objets, d'autres humains, des animaux, des divinités, etc. » [Stoichita&Lorta-Jacob 2008].

composition des timbres des instruments de l'orchestre. Les bruitistes italiens tels que Russolo [Russolo 1916] chercheront à travailler avec de nouveaux objets producteurs de sons rappelant des bruits de la nature ou des machines industrielles. Mais il faudra attendre le milieu du XX^{ème} siècle et le développement des techniques d'enregistrement et de synthèse du son pour qu'une recherche sur le timbre puisse être menée à bien et qu'une musique, désormais de moins en moins assujettie à la note puisse se développer. La musique électronique – Elektronische Musik – née au début des années 50 dans les studios de la radio de Cologne cherche par exemple à composer le son à partir de ses harmoniques à l'aide d'oscillateurs analogiques, puis numériques par la suite, donnant naissance à ce que l'on a appelé la synthèse additive. La musique concrète quant à elle, initiée par Pierre Schaeffer en 1948, tire parti de l'enregistrement sur bande magnétique des sons qui peuvent ensuite subir des transformations. Ces transformations étaient à l'origine réalisées directement sur les bandes magnétiques. Par la suite, avec l'avènement du son numérique, la transformation se fait via ce que l'on appelle des effets audionumériques. On voit donc deux courants de pensée différents se développer.

Le premier étend en quelque sorte la partition classique : on peut en effet maintenant écrire la musique en termes de notes, de rythmes, mais aussi de fréquences et d'amplitudes des harmoniques d'un son. Néanmoins, les sons obtenus trahissent rapidement leur origine artificielle si l'analyse du lien entre le comportement des corps vibrants et le son obtenu n'est pas assez poussée, rendant les sons prévisibles et ennuyeux. En effet, selon l'approche écologique de la perception proposée par Gibson [Gibson 1979], l'oreille ayant à l'origine un rôle principal d'organe d'alerte, a été façonnée par l'évolution pour nous renseigner sur l'origine matérielle des sons qui nous entourent [Risset 1994]. Elle a donc besoin d'une certaine « authenticité », d'une certaine « physicalité » dans les sons qu'elle capte afin d'y accorder une importance.

Le deuxième courant quant à lui remet en cause la partition classique puisqu'il n'est plus alors question de composer avec des notes, des rythmes, mais avec des « objets sonores » enregistrés sur support magnétique puis numérique. Ceux-ci peuvent être des identités extrêmement complexes, très difficilement réductibles aux paramètres que l'on considère classiquement sur une partition. Il est alors nécessaire de reconstruire un solfège plus général, traitant de ces « objets sonores ». C'est ce à quoi se sont évertués les membres du GRM et qui s'est traduit par la parution en 1966 du « Traité des objets musicaux » de Pierre Schaeffer [Schaeffer 1966]. L'avantage de cette deuxième démarche est que l'on part de sons provenant de sources acoustiques réelles donc même si ceux-ci subissent des transformations variées, les résultats ont tendance à posséder cette qualité d'« authenticité » évoquée précédemment. Néanmoins, les

processus de transformation, s'ils sont trop simples peuvent vite être décodés par l'oreille et sonner alors comme des stéréotypes – comme par exemple l'abondante utilisation de sons percussifs passés à l'envers dans la musique des années 70. Mais ce qui apparaît comme le plus grand défaut de ce type d'approche est l'incapacité de trouver une notation, sous forme de symboles, de la musique produite. En effet, étant donné que le matériau de base utilisé est un objet sonore complexe, qui résiste en quelque sorte à l'analyse que l'on peut en faire, il est très difficile de le réduire à des symboles le décrivant. En effet, dans la notation classique, les objets préposés à la génération des sons – les instruments de l'orchestre – ont été calibrés afin de soutenir le discours des hauteurs et réduits par la lutherie à un nombre limité. Ainsi, lorsque l'on veut obtenir telle hauteur de note, telle durée et avec telle intonation sur un violon, quelques signes suffisent. Mais lorsque l'on sort de ce cadre et que l'on voyage dans l'univers autrement plus vaste des sons produits par des structures vibrantes « non conditionnées » par les luthiers, il est impossible de les réduire à quelques signes. Il apparaît donc que l'écriture des pièces électroacoustiques reste encore à inventer. Des essais ont bien sûr été tentés de descriptions plus ou moins symboliques des évolutions sonores des musiques électroacoustiques mais comme le note Philippe Manoury [Manoury 1999] il s'agit alors « d'une représentation imagée, mais non d'une représentation générative ». Par conséquent, ces procédés d'écriture « n'ont pas la même puissance de conception que celle de l'écriture traditionnelle ». Jacopo Baboni Schilingi, dans un entretien avec Eric Denut [Denut 2001], considère quant à lui qu'« en tant que compositeur, il faut passer par le code, par l'écriture ». Selon lui c'est l'écriture qui permet de développer les idées musicales et il remarque d'ailleurs : « ...un compositeur de musique électroacoustique est souvent frustré vis-à-vis des compositeurs de musique instrumentale. Il existe une frustration vis-à-vis de l'écriture, qui fait que j'ai peine à penser que l'écriture soit marginale ».

Par ce bref aperçu de l'évolution de la musique et des techniques musicales au cours de l'histoire, nous voyons d'une part une évolution parallèle de la musique, de la compréhension du phénomène sonore, et des technologies, ces domaines pouvant d'ailleurs se nourrir mutuellement, et d'autre part une prise en main progressive par l'Homme des différentes caractéristiques des sons : hauteurs et rythmes, puis timbres. Mais comme évoqué plus haut, il n'est pas très aisé de travailler avec ce dernier paramètre et bien que les possibilités apportées par les nouvelles technologies soient immenses, nous commençons à mesurer aussi ce que nous pouvons perdre. Il s'agit donc de penser des outils de création innovants mais tenant compte des idiosyncrasies de la création musicale.

Spécificités de la synthèse sonore par modèles physiques

C'est dans ce contexte particulier que naît l'idée d'une synthèse des sons mettant à profit la description physique de la source plutôt que celle du signal sonore lui-même. Ce type de synthèse, qualifiée de synthèse par modèles physiques, possède des avantages pouvant répondre à certains problèmes rencontrés ci-dessus. Tout d'abord, elle propose une certaine continuité avec la musique produite mécaniquement puisque l'on synthétise le son en simulant le comportement physique de la source sonore. Ainsi, les sons produits par cette méthode de synthèse vont avoir tendance à posséder cette qualité d'« authenticité » qui faisait souvent défaut à la musique électronique, pour peu que l'on construise un modèle assez élaboré² de source sonore. De plus comme le souligne Nicolas Castagné [Castagne&Cadoz 2003], même si le modèle ne se rapporte pas exactement à un objet physique réel donné, le processus de synthèse assurera la « physicalité » du son. Ainsi, la synthèse par modèles physiques ne se cantonne pas à la reproduction de sons rencontrés dans la réalité, elle assure uniquement que notre oreille considérera les sons produits comme provenant d'un objet vibrant qui suit les lois de la physique. Il est donc possible, comme avec d'autres types de synthèse, de jouer sur les paramètres du modèle afin d'obtenir une gamme de sons inouïs. Bien sûr, on peut se demander si ce procédé de synthèse n'est pas restrictif, par exemple par rapport à la synthèse additive avec laquelle il est potentiellement possible de produire n'importe quel son. Il est plus juste de dire qu'il va correspondre à un changement de représentation dans le processus de synthèse. Comme l'évoque Nicolas Castagné dans sa thèse [Castagne 2002], cela implique non plus de penser en terme de paramètres acoustiques d'un signal sonore mais de « penser physique ». De cette manière, on a accès à un espace de sons aussi grand mais utilisant une base³ différente. Il faut bien sûr apprendre à travailler avec cette nouvelle base mais elle nous assure un cadre dans lequel les sons produits posséderont une certaine plausibilité physique.

D'autre part, comme le dit Claude Cadoz [Cadoz 2009], nous allons voir que le modèle physique, et notamment le modèle physique particulière développé à l'ACROE, permet de résoudre partiellement le problème de l'écriture des pièces électroacoustiques. En effet, la technique de synthèse sonore développée par l'ACROE repose sur un formalisme appelé CORDIS-ANIMA

² Cette condition peut paraître assez floue. En effet, cela dépend des sons que l'on veut produire. « Assez élaborés » prendra selon les cas différents sens : structure ayant assez de modes de vibrations, moyen d'excitation pas trop statique, etc...

³ Au sens des mathématiques.

[Cadoz&coll 1993] qui représente la matière vibrante sous-forme de réseaux de masses ponctuelles en interaction. Ainsi lorsque l'on travaille au sein de GENESIS, environnement utilisant le formalisme CORDIS-ANIMA et dédié à la synthèse sonore et à la composition musicale [Castagne&Cadoz 2002], les modèles sont construits à partir de blocs élémentaires tels que des masses, des ressorts, des viscosités, des liaisons non-linéaires, et l'on peut ensuite simuler le comportement du réseau masse-interaction obtenu au cours du temps. Le modèle construit devient donc une forme d'écriture de la source sonore qui peut être déchiffrée relativement aisément par un utilisateur habitué à travailler dans cet environnement. Cette écriture est d'une certaine manière générative puisqu'elle permet de penser les sons, la musique, en termes d'évolution des modèles au cours de la simulation. Par contre cette écriture ne va généralement pas être aussi précisément interprétable en terme de rythmes ou de hauteurs que l'écriture traditionnelle, ce qui est d'ailleurs bien compréhensible puisque l'écriture traditionnelle a été conçue dans le but de noter une abstraction de la musique, constituée de hauteurs ou de rythmes. L'écriture avec GENESIS permet quant à elle de transcrire les sources sonores avec leurs paramètres physiques ainsi que des conditions cinétiques initiales qui permettent à l'utilisateur d'envisager, plus ou moins précisément selon son habitude, leur comportement au cours du temps.

Ainsi, la synthèse par modèles physiques permet une certaine écriture des architectures sonores tout en assurant généralement la plausibilité des sons, résolvant ainsi certains problèmes rencontrés par la musique concrète et la musique électronique. En outre, la synthèse sonore par modèles physiques permet en partie de retrouver les caractéristiques de la musique au sens traditionnel qui pourraient être perdues par l'utilisation de l'ordinateur. Ainsi, en modélisant la source sonore, on retrouve une certaine « matérialité » qui traditionnellement incombait à l'instrument de musique. Une question peut alors se poser : est-il possible, dans la même logique, d'appliquer ce principe de modélisation à l'instrumentiste, au jeu instrumental, qui a traditionnellement un rôle primordial dans l'exécution de la musique ? Est-il donc possible de construire, via nos modèles physiques, une sorte d'automate dont le comportement, censé reproduire celui d'un instrumentiste réel, produirait un jeu sur les modèles de source sonore construits ? Tout d'abord il paraît évident que d'essayer de singer un instrumentiste en chaire et en os à l'aide de modèles physiques fonctionnant à des fréquences typiques de celle du geste⁴ semble voué à l'échec, puisque l'interprétation extrêmement fine donnée par un instrumentiste provient de caractéristiques intrinsèques à l'Homme non modélisables rigoureusement par des équations. En

⁴ Seront considérées comme « typiques du geste » des fréquences inférieures à 20 Hz.

revanche, il apparaît primordial qu'une musique basée sur les modèles physiques ne soit pas seulement cantonnée au domaine de la musique sur support et puisse intégrer une dimension d'interprétation⁵. C'est pour cela que depuis sa création, les membres fondateurs de l'ACROE, Claude Cadoz, Jean-Loup Florens et Annie Luciani, ont travaillé sur le développement d'interfaces à retour d'effort, afin notamment de réintroduire le « geste instrumental » dans la musique produite par ordinateur. Ainsi, avec ces interfaces, l'utilisateur peut ressentir via la simulation, le comportement du modèle physique virtuel au cours du temps, ce qui lui permet d'interagir avec lui et donc d'en jouer. Sur ce point, le modèle physique possède d'ailleurs un réel avantage sur les techniques de synthèse basées sur la modélisation du phénomène sonore, car comme le note Claude Cadoz, « le geste a cognitivement parlant peu de choses à voir avec une description en termes de décomposition en séries de Fourier » [Cadoz 2007]. Une description en termes de modèles physiques est beaucoup plus appropriée dans ce cas.

L'idée d'utiliser des modèles physiques fonctionnant à fréquence gestuelle et interagissant avec des modèles de source sonore, reste pour autant pertinente. En effet, il existe une infinité de comportements « gestuels » accessibles via ces modèles, et dont les caractéristiques peuvent être différentes de ce que peut obtenir un être humain manipulant une interface à retour d'effort. Ces modèles peuvent donc apparaître comme une extrapolation du geste instrumental⁶. De plus, cette démarche permet de questionner le geste et l'interprétation d'un instrumentiste. En effet, jusqu'à quel point un système dynamique aussi complexe soit-il, peut-il ressembler dans son comportement à celui d'un instrumentiste en chair et en os, c'est-à-dire à un système mécanique complexe en interaction avec un système psychologique ? Et ces modèles peuvent-ils nous renseigner sur les liens s'établissant entre sa représentation mentale et son jeu instrumental ? Nous laisserons pour l'instant ces questions en suspens avant d'y revenir dans la dernière partie de ce travail. Enfin, il est possible de mixer les deux approches, c'est-à-dire faire interagir un être humain avec un modèle qui est le siège de comportements à fréquence gestuelle et couplé à un modèle d'objet acoustique, comme l'a proposé Sylvie Gibet dans [Gibet 87], idée également développée dans [Cadoz 2007].

⁵ Ceci est d'ailleurs une problématique actuelle de la musique réalisée par ordinateur, c'est-à-dire la recherche d'algorithmes pouvant tourner en temps réel afin qu'ils soient contrôlables par un utilisateur via par exemple des interfaces haptiques.

⁶ Claude Cadoz emploie le terme de geste « supra-instrumental » [Cadoz 2007].

Objectif de ce travail et plan de ce mémoire

Ce travail s'insère dans le programme du laboratoire ICA concernant le développement de modèles physiques avec le formalisme CORDIS-ANIMA pour la synthèse sonore et la composition musicale par ordinateur. Il vise plus particulièrement à l'étude et au développement de modèles de structures vibrantes à oscillations entretenues, notion que l'on retrouve par exemple dans les instruments à cordes frottées ou à vent. Le but de cette étude est donc, en se basant notamment sur des analogies avec certains instruments réels, d'aborder de manière générale la mise en oscillations entretenues de n'importe quelle structure construite dans GENESIS, ceci ayant pour finalité non pas de produire des ersatz numériques d'instruments réels, mais de synthétiser de nouveaux sons que l'on jugera « dignes d'intérêt », c'est-à-dire des sons possédant une richesse harmonique, non statiques, évoluant dans le temps et porteurs d'une certaine expressivité.

Ce travail se découpe en trois parties. La première dresse le cadre dans lequel s'est effectuée cette étude. Elle fait notamment le point sur la définition de l'« entretien » et aborde les différentes investigations relatives à la problématique du timbre et de son développement qui ont été menées au cours du XX^{ème} siècle. La deuxième partie correspond à l'analyse des différentes méthodes permettant d'obtenir, par simulation, des oscillations entretenues d'un réseau CORDIS-ANIMA quelconque. Elle aborde en outre l'étude des moyens d'influer sur les paramètres pertinents pour la perception du timbre du son. On analysera l'influence de la structure modale de l'objet vibrant, de l'excitation, de la présence de non-linéarités, etc., sur son comportement lorsqu'il est le siège d'oscillations entretenues. La variété de mouvements obtenue pourra alors être mise à profit principalement pour la synthèse de sons, mais aussi pour la synthèse de comportements dynamiques à fréquences plus basses, typiques du geste instrumental. C'est ce dernier point qui sera abordé dans la troisième partie qui analyse des moyens permettant de faire évoluer le timbre d'un son au cours du temps, afin d'obtenir des sons non-statiques et expressifs.

Partie A

***Le modèle physique pour le
développement du timbre de sons
entretenus.***

Chapitre 1 : Contexte de l'étude et problématique du sujet.

Ce chapitre traite du contexte global dans lequel s'est effectuée cette étude, aussi bien scientifique qu'artistique. Nous y abordons la recherche réalisée à l'ACROE et au laboratoire ICA depuis les années 70, notamment concernant la synthèse de sons par modélisation physique. Ensuite nous replaçons notre sujet dans ce cadre et élargissons au contexte plus global de l'informatique et de l'acoustique musicale. Nous ne manquons pas non plus de situer notre sujet par rapport aux études réalisées par nombre de compositeurs et chercheurs contemporains sur la composition et le développement temporel du timbre.

1 La recherche à l'ACROE et au laboratoire ICA.

a La simulation multi-sensorielle interactive.

Depuis sa fondation au milieu des années 70, les activités de l'ACROE sont centrées sur la recherche concernant les outils informatiques de création artistique, notamment pour la synthèse de sons, d'images animées et plus généralement la simulation interactive d'objets multi-sensoriels, c'est-à-dire d'objets virtuels que l'on peut voir, entendre et manipuler en ressentant leur résistance aux efforts qu'on leur imprime. Ces outils de création sont basés sur un unique formalisme de modélisation et de simulation d'objets physiques virtuels, CORDIS-ANIMA [Cadoz&coll 1993], développé depuis 1978 [Cadoz 1979]. Comme on l'a souligné dans l'introduction, un des objectifs principaux de cette démarche est le rétablissement de la « relation instrumentale » dans l'interaction entre l'homme et l'ordinateur. C'est pourquoi, dès le début de ses activités, l'ACROE a développé des interfaces haptiques permettant à l'utilisateur de manipuler l'objet virtuel en ressentant sa résistance mécanique aux efforts qu'il effectue.

Plusieurs environnements logiciels ont été développés qui permettent de construire des modèles physiques basés sur le formalisme CORDIS-ANIMA. Ils se différencient selon les modalités sensorielles visées. L'environnement TELLURIS est dédié à la simulation multi-sensorielle d'objets physiques – vue, ouïe et sens tactilo-proprio-kinesthésique. L'environnement MIMESIS s'occupe de la synthèse du mouvement et l'environnement GENESIS permet la synthèse numérique de sons et la composition musicale par modèles physiques. En raison de sa généralité, le formalisme CORDIS-ANIMA contient un grand nombre de fonctionnalités qui peuvent être réduites lorsque l'on s'intéresse uniquement à la synthèse sonore. Nous ne parlerons, tout au long du texte, que du formalisme CORDIS-ANIMA tel qu'il est utilisé dans l'environnement GENESIS.

b Le formalisme CORDIS-ANIMA :

Le formalisme CORDIS-ANIMA sur lequel repose la synthèse sonore par modèle physique telle qu'elle est pratiquée avec l'environnement GENESIS permet de construire des objets sous forme de réseaux de modules élémentaires reliés les uns aux autres. Ces modules ont chacun une fonction bien déterminée et manipulent deux variables : une variable position et une variable force. Ces modules échangent entre eux des informations via des points de communication que l'on peut regrouper en deux types : d'une part, les points M reçoivent en entrée des forces et fournissent en sortie une position. D'autre part les points L reçoivent en entrée une position et fournissent en sortie une force. De même que pour les points de communication, on a deux types de modules élémentaires : le module <MAT> ne comporte qu'un seul point M et correspond au point matériel utilisé en mécanique newtonienne. Le module <LIA> quant à lui comporte deux points L. C'est un élément de liaison entre deux modules <MAT>. Il reçoit en entrée deux positions – qui proviennent des modules <MAT> – et renvoie en sortie une force à appliquer sur ceux-ci. Il correspond à l'interaction physique existant entre deux points matériels en mécanique newtonienne.

On peut alors, à partir de ces briques de base, construire des réseaux CORDIS-ANIMA très complexes en gardant la règle suivante : les éléments <MAT> peuvent être liés à un nombre quelconque d'éléments <LIA>, alors que ces derniers seront connectés à deux et seulement deux modules <MAT>. En effet, en mécanique newtonienne, un point matériel de masse donnée sera en interaction avec un nombre quelconque d'autres points matériels, alors qu'une interaction donnée s'établit uniquement entre deux points matériels.

Les modules <MAT> et <LIA> contiennent un algorithme de calcul opérant sur les valeurs de leurs variables d'entrée et fournissant en sortie la valeur de la variable duale. L'algorithme de calcul du comportement du modèle sera alors constitué de boucles divisées en deux étapes. La première étape de la boucle n correspond au calcul des forces exercées par les <LIA> à l'instant n, à partir des positions fournies par les éléments <MAT>. La deuxième étape de la boucle n va permettre aux modules <MAT> de calculer leurs positions à l'instant n+1 à partir des valeurs des forces fournies par la première étape. Par exemple, le module <LIA> nommé RES a pour algorithme $F_2(n) = -F_1(n) = K.(X_1(n) - X_2(n))$, avec $X_i(n)$ la position à l'instant n du module <MAT> considéré et F_i la force que le module <LIA> fournira en entrée du module <MAT> numéro i. L'algorithme du module <MAT> nommé MAS est $X(n) = 2X(n-1) - X(n-2) + \frac{1}{M} F(n-1)$, avec F la somme des forces en entrée du module. K et M sont des paramètres de l'algorithme que l'on

apparentera respectivement à une inertie et à un coefficient d'élasticité. En outre nous pouvons voir que l'algorithme du module MAS va correspondre à un schéma de discrétisation temporelle de type Euler.

Enfin, il est à noter que les équations posées ci-dessus ne sont pas homogènes si l'on considère que toutes les grandeurs sont les grandeurs physiques des équations de la mécanique newtonienne discrétisées. En réalité cela revient à ces dernières en considérant que l'unité de temps est la période d'échantillonnage. On obtient alors les correspondances entre grandeurs algorithmiques et grandeurs physiques. Par exemple, le coefficient d'élasticité algorithmique K est égal au coefficient d'élasticité physique k divisé par la fréquence d'échantillonnage F_e au carré. Le rapport entre les coefficients de viscosité algorithmique Z et physique z est quant à lui égal à $1/F_e$. Ainsi, les coefficients algorithmiques M , K et Z ont la même unité. On comparera donc parfois au cours du texte une masse à une viscosité ou une élasticité. Il sera alors bien entendu question des valeurs algorithmiques. Pour s'y retrouver, les grandeurs physiques sont notées en minuscule (k , z , m ...) alors que les grandeurs algorithmiques sont notées en majuscule (K, Z, M ...).

c La modélisation physique avec l'environnement GENESIS :

GENESIS est le logiciel basé sur le formalisme CORDIS-ANIMA permettant de simuler le comportement de modèles physiques producteurs de sons. Il est doté d'une interface graphique permettant de concevoir des réseaux masse-interaction complexes à l'aide des différents modules <MAT> et <LIA> existants. La figure 1 montre un aperçu des principaux éléments de cette interface. Elle contient une zone (A), appelée l'« établi » sur lequel l'utilisateur construit le réseau CORDIS-ANIMA en disposant les modules <MAT> et <LIA> qu'il a préalablement sélectionnés sur la palette (B).

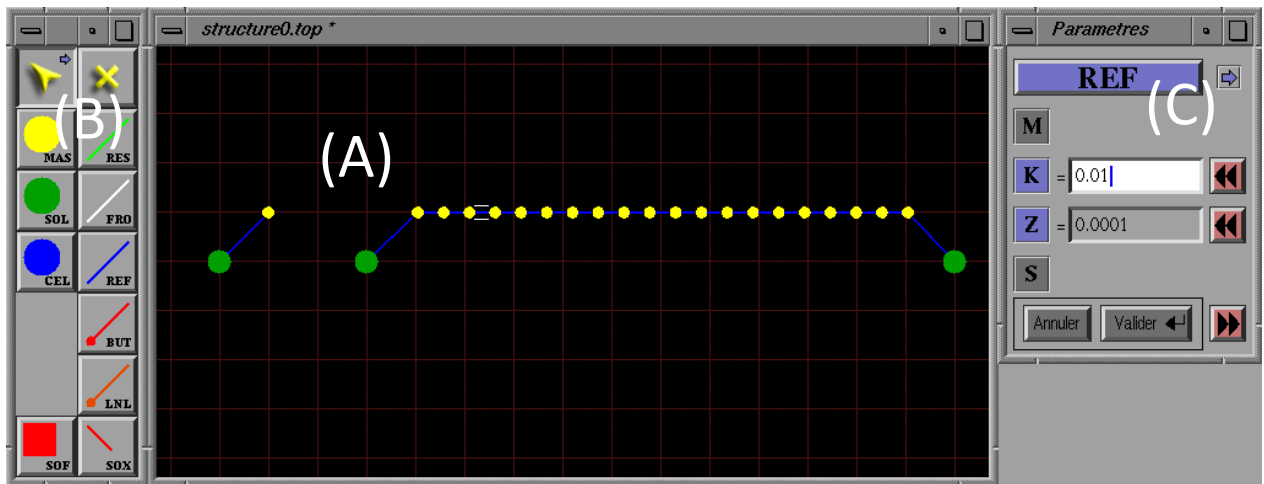


Figure 1 : Interface graphique du logiciel GENESIS.

Les modules <MAT> et <LIA> disponibles dans l'environnement GENESIS sont de natures diverses et permettent de construire une infinité de structures différentes. Au sein des modules <MAT> on distingue le module SOL – point fixe –, le module MAS – apparenté à une masse ponctuelle – et le module CEL – apparenté à un oscillateur harmonique amorti. Il est à noter que le module CEL n'est pas élémentaire car il peut être reconstruit à partir des modules SOL, MAS et REF. Au sein des modules <LIA>, on trouve le module RES (ressort idéal sans inertie ni longueur à vide), le module FRO (frottement visqueux), le module REF (liaison visco-élastique équivalente à l'association d'un RES et d'un FRO). Le module BUT quant à lui permet notamment de simuler les collisions et correspond à un module REF qui ne s'active que pour certaines conditions portant sur la différence de position entre les deux modules <MAT> qu'il relie. Enfin le module LNL permet de représenter des interactions non linéaires entre deux modules <MAT> sous la forme d'une fonction $F(\Delta X)$ – dans ce cas le module est nommé LNL-K – ou d'une fonction $F(\Delta V)$ – module nommé LNL-Z. Il est à noter qu'avec le module LNL il est possible d'obtenir un équivalent des autres modules <LIA>, excepté le module BUT lorsque son paramètre de frottement visqueux est non nul. Il existe d'autre part quatre modules dits dégénérés qui permettent de relier le modèle à des éléments externes (haut-parleurs, fichiers de données...) : ENX (entrée en position) est un module <MAT> qui lit un fichier de données et le transcrit comme une position au cours du temps, envoyée à l'entrée des modules <LIA> auxquels il est relié. SOX (sortie en position) est un module <LIA> qui enregistre dans un fichier de données la position au cours du temps du module <MAT> auquel il est relié. ENF (entrée en force) est un module <LIA> qui lit un fichier de données et le transcrit comme une force appliquée au cours du temps sur le module <MAT> auquel il est relié. Enfin, le module SOF (sortie en force) est un module <MAT> qui enregistre dans un fichier de données la somme des forces qu'il reçoit des modules <LIA> auxquels il est relié.

Une fois le module choisi, la fenêtre (C) permet de fixer ses paramètres associés, par exemple l'élasticité d'un ressort (coefficient K), la viscosité d'un frottement (paramètre Z), l'inertie d'une masse (paramètre M), ou la caractéristique non linéaire d'un module LNL. Il est à noter que les valeurs des paramètres peuvent très bien varier de 10^{-40} à 10^{40} , ce qui permet d'envisager des structures correspondant à des échelles complètement différentes et ainsi enrichit indéniablement les possibilités de modélisation comme nous le verrons dans la partie C.

Il est à noter que la simulation du mouvement des structures construites avec CORDIS-ANIMA, c'est-à-dire le mouvement de tous les modules MAS ou CEL les constituant, ne s'effectue que selon une direction (axe des X) qui est orthogonale au plan (Y,Z) de l'établi. De même, les interactions ne dépendent que des différences des positions ou des vitesses selon cet axe des X (interactions 1D). Ainsi, par exemple, une interaction élastique (module RES) dans GENESIS correspond à la situation décrite en (3)(b) de la figure 2.

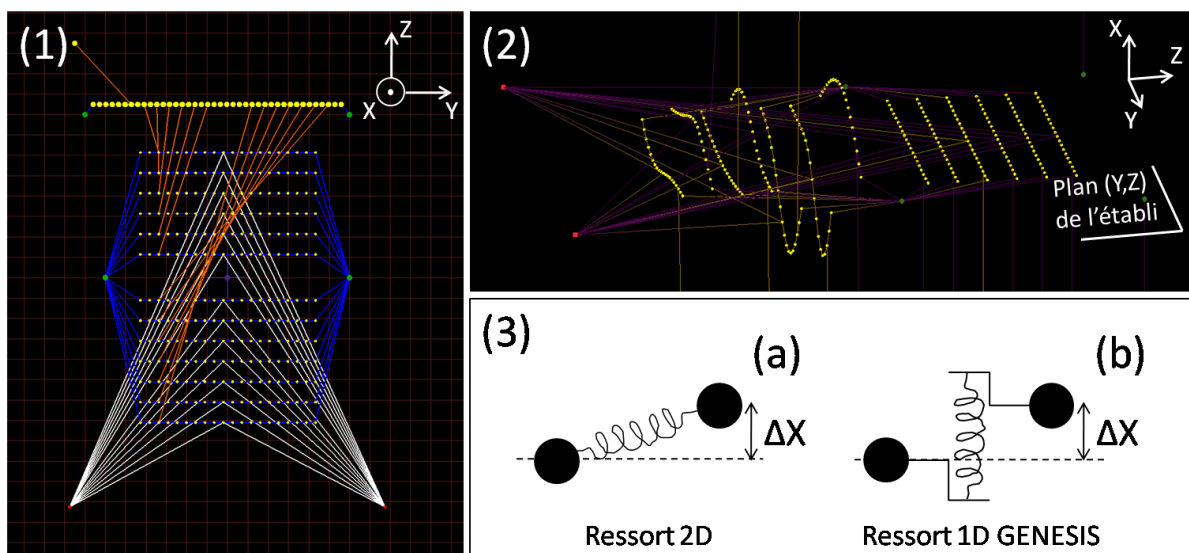


Figure 2 : (1) Aperçu d'un modèle construit sur l'établi. (2) Instantané de la simulation du même modèle. Les MAS ne se déplacent que selon l'axe des X . (3) (a) Cas du ressort 2D. (b) Interaction élastique 1D telle que celles utilisées dans GENESIS.

Ainsi, l'espace défini par l'établi n'est pas géométrique mais topologique : le comportement des modules au cours de la simulation ne va pas dépendre de l'endroit où ils sont placés sur l'établi mais uniquement à quels autres modules ils sont reliés ainsi qu'aux conditions initiales spécifiées sur chaque module <MAT>. Ces conditions initiales portent sur la position et la vitesse initiales du module selon l'axe des X , notées X_0 et V_0 .

d L'Instrumentarium de GENESIS :

Depuis maintenant plus de dix ans que le logiciel GENESIS existe dans une version aboutie, il a permis de développer de nombreux modèles⁷. Il a donc très rapidement été question d'imaginer des méthodes pour les classer. Ceci a abouti à ce que l'on appelle l'Instrumentarium de GENESIS qui est bien plus qu'une librairie de modèles existants et qui a récemment fait l'objet d'un travail de doctorat, réalisé par Olivier Tache [Tache2008]. Ainsi, comme le dit son concepteur, « l'Instrumentarium comprendra une librairie structurée de modèles GENESIS, qui est « l'équivalent » de la collection d'instruments des instrumentariums réels. Ces modèles sont les balises permettant le repérage dans l'espace musical de GENESIS et servant de points de départ pour le travail de création musicale. Cependant, la création de la librairie de modèles est presque secondaire par rapport au développement des aspects conceptuels selon l'approche systémique, qui constitue une étape préalable. La structuration de cette librairie selon une classification précise découlera en effet de l'établissement d'une base conceptuelle solide et ne peut en aucun cas le précéder. » (p.88-89). Ainsi, l'Instrumentarium repose sur le développement de concepts relatifs à l'« organisation interne des modèles, c'est-à-dire les relations entre les composants ou les phénomènes qu'on peut y trouver » (p.89) et inclut une catégorisation « haut-niveau » des objets CORDIS-ANIMA ainsi que des techniques générales de structuration des modèles. L'Instrumentarium est en outre une base pour la pédagogie sur la modélisation physique pour la synthèse sonore avec GENESIS.

Ainsi, au cours de notre travail, nous nous sommes attachés à mettre en vis-à-vis les modèles que nous avons développés et les concepts de l'Instrumentarium relatifs à la catégorisation des différentes parties d'un réseau CORDIS-ANIMA, ceci afin d'inclure certains de ces modèles à l'Instrumentarium et, à l'occasion, d'ajouter de nouveaux éléments au sein des catégories le constituant.

2 Première approche du sujet de l'étude : l'entretien des oscillations d'une structure vibrante.

Nous allons maintenant dans cette section et la suivante expliciter notre sujet d'étude et notamment traiter de ses relations avec la recherche menée dans différentes disciplines telles que l'acoustique musicale, la physique non-linéaire, l'informatique musicale, la psychoacoustique, la composition musicale avec les nouvelles technologies...

⁷ Il en est référencé environ 70000 au sein de l'ACROE et du laboratoire ICA, sans compter ceux développés par les utilisateurs externes à ces deux structures.

a La notion d'entretien des oscillations :

La notion d' « entretien » des oscillations d'une structure vibrante étant au cœur du thème de cette étude, il s'agit maintenant de la préciser et d'envisager les diverses nuances qu'elle recouvre. En effet, si l'on considère les différents moyens d'exciter une structure vibrante dans GENESIS, on peut les classer selon que l'apport d'énergie à la structure se fait de manière plus ou moins régulière. On distinguera :

- Les oscillations de type « percussion-résonance » : le transfert d'énergie se fait sur un laps de temps très court et la structure oscille ensuite librement. Cette catégorie comprend évidemment les structures percutées mais aussi les structures pincées et plus généralement toute structure qui oscille librement suite à un transfert d'énergie « ponctuel » en temps.
- Les oscillations avec transfert d'énergie répété à basse fréquence : cette catégorie comprendra par exemple une structure vibrante percutée de manière répétée où l'on peut distinguer à l'oreille des phases de percussion et des phases d'oscillations libres.
- Les oscillations avec transfert d'énergie répété à haute fréquence : le transfert répété d'énergie se fait à fréquence élevée et l'on ne distingue plus (ou très peu) les phases de transfert d'énergie et les phases d'oscillation libre. Le son produit s'interprète à l'écoute comme un son « continu » pouvant posséder une certaine rugosité.
- Les oscillations avec transfert continu d'énergie : les échanges d'énergie entre la source et la structure vibrante se font de manière continue. C'est le cas par exemple des oscillations forcées d'une structure vibrante subissant l'influence d'une force sinusoïdale.

Il est important de noter que cette catégorisation est assez arbitraire et est là surtout pour établir des points de repères. Il arrivera souvent que nous nous trouvions dans des cas où une séquence sonore pourra entrer dans l'une ou l'autre des catégories selon la manière dont on l'interprète. De plus, dans cette étude, nous nous intéressons uniquement aux deux dernières catégories citées et considérons que ne seront qualifiées d'entretenues que les oscillations correspondant à celles-ci. L'oscillation entretenue telle que nous la concevons ici repose donc sur une limite subjective, liée à la perception d'une séquence sonore soit comme une suite d'événements distincts, soit comme un continuum plus ou moins granuleux.

Parmi les oscillations entretenues, on peut distinguer deux différents types d'entretiens selon que celui-ci fait intervenir une non-linéarité ou non. Lorsque l'entretien se fait de manière linéaire, la structure excitée, si elle est elle-même linéaire, va se comporter comme un filtre : les fréquences des

partiels constituant le son final se retrouvent dans celles des oscillations de la source d'entretien. Ce n'est donc pas un moyen très efficace de production de sons riches en harmoniques puisque la complexité que l'on veut obtenir en sortie doit être injectée en entrée. Au contraire, un entretien non-linéaire permet d'obtenir un comportement complexe à partir d'un comportement simple de la source. La complexité est en quelque sorte inscrite dans la non-linéarité. Ce cas de figure est d'ailleurs celui qui apparaît dans le cas du jeu d'un être humain sur un instrument réel. En effet, un être humain étant incapable de produire des mouvements dans la gamme de l'audible, les instruments réels doivent obligatoirement faire intervenir une non-linéarité dans leur fonctionnement afin de produire des sons. Un type de non-linéarité fondamentale pour notre étude est celle intervenant dans le cas de la famille des instruments à oscillations auto-entretenues, famille regroupant entre autres les cordes frottées et les instruments à vent. L'étude de l'interaction non-linéaire intervenant dans ce cas, et ses applications dans le développement de modèles physiques producteurs de sons avec GENESIS constitue un point central de ce travail, bien que d'autres types d'entretiens puissent être envisagés comme nous le verrons dans la partie B.

Enfin, il est à noter que vis-à-vis des catégories énoncées ci-dessus, les oscillations auto-entretenues peuvent être considérées comme à la limite entre les deux dernières catégories puisqu'à chaque oscillation de la structure, on passe par une phase d'interaction et une phase d'oscillation quasi-libre. Il y a donc échange d'énergie quasi-continu entre la source et la structure vibrante.

b Oscillations non-linéaires :

Le principe général des oscillations auto-entretenues consiste à obtenir un système oscillant dont le terme d'amortissement est négatif aux faibles amplitudes d'oscillation et devient positif pour les fortes amplitudes. Le comportement du système dynamique converge ainsi vers un cycle limite qui correspond à des oscillations stables d'amplitude donnée. L'équation la plus simple permettant de modéliser ce genre de phénomène est l'équation de l'oscillateur de Van der Pol, proposée par le physicien du même nom [Van der Pol 1920]⁸. Nous verrons dans la partie B comment ramener par exemple les oscillations d'une structure frottée à cette équation. De manière générale, la théorie des systèmes oscillants non-linéaires est centrale pour notre étude. Suite notamment aux travaux de

⁸ Cette équation est extrêmement générale et permet de modéliser nombre de phénomènes périodiques (oscillateurs électroniques, instruments de musique à oscillation auto-entretenues, battements cardiaques, respiration...). Nous verrons d'ailleurs une autre utilisation possible de cette équation dans la partie C lors de l'étude sur le geste instrumental.

Poincaré [Poincaré 1889] et à ceux de Lyapunov [Lyapunov 1992], les systèmes oscillants non-linéaires ont fait l'objet de nombreuses recherches tout au long du XX^{ème} siècle qui ont mené à l'établissement d'un nouveau domaine de la physique : la physique non-linéaire. Des ouvrages tels que celui de Bogolioubov et Mitropolski [Bogolioubov&Mitropolski 1962] sur des techniques d'étude des oscillations non-linéaires ou celui de Guckenheimer et Holmes [Guckenheimer&Holmes 1983] sur la théorie du chaos et des systèmes dynamiques permettent d'aborder les propriétés de tels systèmes qui peuvent être utiles à l'étude des oscillations non-linéaires de structures CORDIS-ANIMA, que nous étudions les auto-oscillations de structures vibrantes linéaires ou les oscillations de structures à élasticités non-linéaires. Nous verrons donc dans la partie 2 que des propriétés obtenues pour des systèmes simples comme l'oscillateur de Van der Pol ou l'oscillateur de Duffing (régimes chaotiques, accrochage en fréquence...) trouvent des applications pour la synthèse de sons à partir de réseaux CORDIS-ANIMA non-linéaires et sont d'ailleurs des comportements que l'on peut aussi mettre en évidence lorsque l'on étudie les instruments réels à oscillations auto-entretenues.

c Les oscillations auto-entretenues dans les instruments de musique :

Il a fallu attendre le XIX^{ème} siècle et les travaux de Hermann Ludwig von Helmholtz [Helmholtz 1874] et de Lord Rayleigh [Rayleigh 1877] pour que les scientifiques s'intéressent aux mécanismes d'excitation intervenant dans les instruments de musique à oscillations autoentretenues. Auparavant, les traités d'acoustique musicale se cantonnaient à décrire la partie linéaire de ceux-ci. Tout au long du XX^{ème} siècle, les fortes avancées effectuées dans les techniques de mesure ont permis une compréhension toujours plus fine des mécanismes entrant en jeu dans la production d'auto-oscillations de structures vibrantes. Ainsi, parmi les écrits de référence du début de ce siècle, nous pouvons citer le traité de Henri Bouasse [Bouasse 1926][Bouasse 1929][Bouasse 1930], qui fait la synthèse des connaissances de l'époque sur ce sujet ainsi que l'article de Raman [Raman 1918] où ce dernier expose sa théorie de la corde frottée. Puis, à partir des années 1950, notamment les travaux expérimentaux et théoriques de Arthur H. Benade [Benade 1959] [Benade&Kouzoupis 1988] et ceux de John Backus [Backus 1961] [Backus 1974] ont permis de mieux appréhender les oscillations auto-entretenues des instruments à anche et des cuivres. Les travaux de John W. Coltman [Coltman 1968], puis ceux de Neville Fletcher [Fletcher 1974] [Fletcher 1976] ont permis de mieux caractériser les phénomènes de couplage entre le jet et le résonateur dans les instruments tels que la flûte ou les tuyau d'orgue. Les travaux de Lothar Cremer [Cremer 1984] ont quant à eux été principalement dédiés aux cordes frottées. Les avancées dans la compréhension des mécanismes régissant les auto-oscillations des instruments de musiques ont permis à Michael McIntyre, Robert Schumacher et Jim Woodhouse, dans un article célèbre de 1983 [McIntyre&coll 1983] de proposer

une vision unifiée des instruments à oscillations auto-entretenues et de proposer des modèles pour leur synthèse sonore. Ces quinze dernières années, les travaux de Douglas Keefe [Keefe&Laden 1991], ceux de Jean-Pierre Dalmont, Joël Gilbert et Jean Kergomard [Dalmont&coll 2000] [Dalmont&coll 2005] ou ceux de René Caussé, Xavier Rodet et Christophe Vergez [Vergez&coll 2003] ont permis de comprendre en profondeur les mécanismes intervenant dans le fonctionnement des instruments à anche, même s'il reste toujours des problèmes en suspens. Concernant les cordes frottées, les travaux de Robert Schumacher [Schumacher&coll 2005] et Jim Woodhouse [Pitteroff&Woodhouse 1998a] [Pitteroff&Woodhouse 1998b] [Pitteroff&Woodhouse 1998c] font partie des plus récentes avancées en la matière : le problème de la corde excitée par un archet est d'ailleurs actuellement l'un des mieux résolus [Woodhouse&Galluzzo 2004]. Il est à noter enfin deux traités parus ces dernières années, faisant un large tour d'horizon des recherches les plus récentes, notamment sur les instruments à oscillation auto-entretenues : le désormais classique *The Physics of Musical Instruments* de Neville Fletcher et Thomas D. Rossing, paru en 1991 et réédité en 1998 [Fletcher&Rossing 1998] et, en langue française, l'ouvrage *Acoustique des instruments de musique* d'Antoine Chaigne et Jean Kergomard, qui est paru fin 2008 [Chaigne&Kergomard 2008].

Nous avons parlé des recherches effectuées sur les instruments de l'orchestre, mais ce ne sont pas les seuls à mettre à profit des oscillations auto-entretenues. Par exemple, la voix humaine provient des oscillations auto-entretenues des cordes vocales, en interaction avec le résonateur qu'est le conduit vocal. Parmi les travaux de référence concernant la voix chantée, on peut noter ceux de Johan Sundberg [Sundberg 1987]. L'étude du conduit vocal peut en outre être mise à profit pour l'analyse de ses interactions avec la colonne d'air d'un instrument à vent comme l'ont démontré les travaux de John Backus [Backus 1985] ou plus récemment ceux de Philippe Guillemain [Guillemain 2007]. Enfin, l'utilisation par les compositeurs contemporains de structures vibrantes inharmoniques frottées, comme par exemple les lames de marimba, ont stimulé la recherche scientifique sur les auto-oscillations de ces structures inharmoniques. On peut noter les travaux de Georg Essl et Perry Cook [Essl&Cook 2000] ou ceux d'Octavio Inacio [Inacio&coll 2002] [Inacio 2008].

Ces recherches concernant les mécanismes de production sonore via des oscillations auto-entretenues de structures vibrantes ont permis de développer de nombreuses techniques de synthèse de ce type de sons, et ce depuis les années 1970.

d Synthèse de sons auto-entretenus par ordinateur :

Lorsque l'on emploie le terme de son auto-entretenu, on fait implicitement référence à une source sonore physique qui est le siège d'auto-oscillations. Ainsi, on se place déjà dans le cadre d'un processus de synthèse qui s'intéresse à la source sonore, que ce processus essaie de modéliser cette source – synthèse par modèles physiques – ou qu'il tente d'en imiter le résultat perceptif – analyse-resynthèse par modèles de signaux.

Les premiers essais de synthèse numérique de sons auto-entretenus ont été réalisés par Max Mathews et Jean-Claude Risset à la fin des années 60, dans le cadre et suite aux travaux de thèse de ce dernier, et ont été publiés dans un catalogue de sons en 1969 [Risset 1969]. Pour ce faire, ils employèrent la technique de synthèse additive, directement dérivée de l'analyse de Fourier, qui considère le signal sonore comme une somme de pseudo-sinusoïdes de différentes fréquences et amplitudes et ayant des évolutions temporelles propres⁹. Ainsi, des premiers sons imitant la flûte, le violon, ou la trompette furent synthétisés. De plus, les travaux de Jean-Claude Risset participèrent à la remise en cause de la conception de la physique du son et de sa perception. Sur l'exemple de la trompette, il a montré qu'un rendu réaliste nécessitait de prendre en compte l'évolution temporelle des amplitudes de chaque harmonique et que selon la force avec laquelle le trompettiste soufflait, le son résultant était plus ou moins « chargé » en harmoniques élevées, ce qui est maintenant bien compris et expliqué par les acousticiens mais qui à l'époque n'allait pas de soi. Il participa ainsi au développement de la psychoacoustique, notamment en synthétisant des sons paradoxaux, montrant que le rapport entre les caractéristiques spectrales d'un son et sa perception ne sont pas forcément triviaux.

Un avantage certain de la synthèse additive est qu'elle possède un moyen d'analyse puissant : la possible décomposition de tout signal sonore en une somme de fonctions sinusoïdales. Il est ainsi théoriquement possible, via l'ordinateur, de reproduire n'importe quel signal sonore en faisant son analyse de Fourier et en utilisant les paramètres de cette analyse comme entrées d'oscillateurs numériques. Néanmoins, il est évident que la technique a ses limites. Par exemple, des sons à spectre continu (ce qui théoriquement est le cas pour tout son de durée finie !) ou évoluant beaucoup au cours du temps seront difficiles à synthétiser rigoureusement avec cette méthode du

⁹ Le logiciel Music V (logiciel le plus célèbre de la série Music N), conçu par Max Mathews et basé sur la mise en cascade d'oscillateurs numériques leur a permis d'utiliser cette technique. Voir [Roads 1996] pour une explication détaillée de la méthode.

fait de l'énorme quantité de paramètres à fournir à l'ordinateur. Cependant, on peut la justifier dans certains cas car les instruments de musique sont constitués de structures ayant des modes propres de vibration donc produisent des sons ayant un spectre plutôt discret.

La limite la plus contraignante de la synthèse additive est qu'il est quasiment impossible, sans être obligé de refaire de nouveau une analyse, de synthétiser, à partir des paramètres relatifs au son provenant d'un instrument, un autre son censé provenir du même instrument. Ce fait est le désavantage des méthodes de synthèse correspondant à une approche descriptive du comportement des sources sonores. Notamment à cause de ce dernier problème, des méthodes de synthèse sonore ont pu s'imposer, qui s'attachent non plus à la description des sons mais aux lois régissant les comportements des structures vibrantes à l'origine de ces sons. Ainsi, ces méthodes, réunies sous le nom de synthèse par modèles physiques, vont permettre de générer le son via la simulation du mouvement de la matière vibrante. Les premiers essais de synthèse de sons par modèles physiques reviennent à Hiller et Ruiz qui ont simulé par ordinateur des cordes percutées, pincées ou frottées, en utilisant un modèle discret spatialement [Hiller&Ruiz 1971]. Depuis, différentes techniques de synthèse sonore par modèles physiques ont vu le jour. Stefania Serafin en fait une classification assez complète dans [Serafin 2004], en prenant l'exemple de la corde frottée. Nous en faisons un résumé ci-dessous. Pour une description plus exhaustive, se référer à [Serafin 2004] ou [Roads 1996].

On distingue cinq grands types de synthèses par modèles physiques qui permettent toutes notamment de simuler des structures à oscillations auto-entretenues :

- La synthèse basée sur la résolution numérique des équations aux dérivées partielles régissant le comportement d'un système physique est une méthode utilisée principalement par les physiciens pour valider un modèle théorique. Elle implique un schéma de discrétisation (différence finies, éléments finis...) à un ordre plus ou moins important selon la précision voulue. C'est cette méthode qu'ont employé Hiller et Ruiz en 1971 pour la corde frottée. Elle reste néanmoins assez lourde en calculs.
- Les modèles masse-interaction sont utilisés pour décrire la matière vibrante sous forme de réseaux de masses reliées entre elles par des élasticités, viscosités... Elle peut être rapprochée, dans certains cas, des méthodes de discrétisation par différences finies mais correspond à une vision peut-être plus intuitive du problème. De plus, alors que la méthode par différences finies considère un modèle continu puis discrétisé, l'approche masse-interaction permet d'aborder la modélisation d'une autre manière en construisant bloc après

bloc le modèle physique sans au préalable avoir considéré un modèle continu. C'est cette dernière idée, associée à la modularité de l'approche qui fait la force, au niveau compositionnel, d'un formalisme tel que CORDIS-ANIMA.

- La synthèse modale tire parti du fait que dans la plupart des cas, les instruments réels sont constitués d'une ou plusieurs structures vibrantes qui, dans les conditions normales de jeu – amplitudes d'oscillations petites – ont un comportement linéaire. On peut alors définir des modes de vibration de la structure, caractérisés par leur fréquence, leur amortissement et leur déformée modale, qui vont servir de base à la décomposition du mouvement de cette dernière. On a simplifié ainsi le problème car au lieu de considérer une structure complexe excitée par exemple par un plectre ou un archet, on aura une collection d'oscillateurs du second ordre – les modes – sur lesquels se répartit l'énergie d'excitation. Jean-Marie Adrien, concepteur du logiciel Modalys de l'IRCAM fait une description détaillée de la méthode et des applications dans le cas des cordes frottées et des instruments à vent dans [Adrien&coll 1988] et [Adrien 1991]. En outre Inacio [Inacio 2008] a employé cette méthode pour la synthèse de sons de diverses structures frottées dont des cordes, des barres ou des coques. Philippe Guillemain et Fabrice Silva [Guillemain&Silva 2010] ont quant à eux proposé récemment des modèles modaux très économiques en calculs et destinés à la simulation temps-réelle d'une clarinette. Cette approche est assez efficace pour la reproduction de sons d'instruments faisant intervenir des structures linéaires mais est plus difficile à mettre en œuvre dans le cas de structures non-linéaires.
- L'algorithme nommé « MSW », développé par McIntyre, Schumacher et Woodhouse dans [McIntyre&coll 1983] propose un modèle simplifié pour les instruments unidimensionnels à oscillations auto-entretenues sous la forme d'une fonction d'excitation non-linéaire et d'une fonction de réflexion en bout de résonateur. La simulation de ce modèle est effectuée en résolvant, à chaque échantillon, le système d'équations généré par ces deux fonctions. Les auteurs de cette méthode de synthèse ont pu simuler ainsi le violon, la clarinette et la flûte. En 1992, Keefe propose une manière d'étendre la méthode à la synthèse de cuivres [Keefe 1992].
- La synthèse par guides d'onde est la méthode de synthèse par modèles physiques la plus utilisée par la communauté de l'informatique musicale, notamment pour la synthèse en temps-réel, en raison de son faible coût en calculs [Smith 2008]. Elle a en outre été popularisée au début des années 90 par des synthétiseurs de Yamaha et Korg. Elle consiste à

simuler un milieu unidimensionnel au sein duquel se propagent des ondes progressives, par un couple de lignes à retard numériques (une pour chaque sens de propagation). La réflexion, l'amortissement et la dispersion des ondes sont ensuite gérés par des filtres numériques placés en des points précis, ce qui nécessite que le système soit linéaire. Par cette méthode, de nombreux algorithmes de synthèse d'instruments à oscillations auto-entretenues ont été développés [Smith 1983] [Cook 1992] [Välimäki&Karjalainen 1994] [Scavone 1997] [Takala&coll 2000] [vanWalstijn 2002] qui permettent une simulation en temps réel. Enfin comme l'indique Smith dans [Smith 2005], bien que simplifiée et optimisée pour des milieux unidimensionnels, la méthode peut aussi être couplée à des environnements plus généraux comme CORDIS-ANIMA ou Modalys. Il est à noter de plus que des méthodes pour généraliser l'approche à un plus grand nombre de dimensions (waveguide mesh) ont été développées et que des réseaux de guides d'ondes sont aussi utilisés [vanDuyne 2007] [Bilbao 2001].

e Conclusion :

Nous avons fait un tour des principales techniques de synthèse sonore par modélisation physique, qui apparaissent extrêmement utiles pour la synthèse de sons réalistes d'instruments à oscillations auto-entretenues. En outre, elles peuvent s'appuyer directement sur les avancées des acousticiens dans la compréhension du fonctionnement des instruments de musique. Cependant, il peut être regrettable que la quasi-totalité des efforts soient portés sur la modélisation physique d'instruments réels dans le but de reproduire les sons qu'ils émettent de la manière la plus réaliste possible. En effet, la quasi-totalité des applications consistent en le développement d'instruments virtuels, ersatz numériques d'instruments réels, sur lesquels il est possible de jouer en temps réel via des contrôleurs midi ou des interfaces haptiques [Cook 1992] [Florens 2004] [Takala 2007]. Un certain nombre de logiciels, comme BRASS de la société Arturia ou String Studio de Applied Acoustics Systems, sont d'ailleurs commercialisés et permettent à un utilisateur de jouer, via la souris ou un contrôleur midi, sur des paramètres « haut-niveau » d'un modèle physique encapsulé. Principalement en ce qui concerne les interfaces haptiques, ces recherches sont extrêmement prometteuses car elles permettent une investigation au niveau du geste instrumental et tendent à rétablir la boucle « geste-perception tactilo-proprio-kinesthésique » dans l'interaction entre l'être humain et l'instrument virtuel. Néanmoins, les modèles physiques sont porteurs de possibilités créatives au niveau du son – tout en gardant un réalisme inhérent à la méthode de synthèse – qui sont sous-exploitées actuellement au sein de la communauté de l'informatique musicale et des compositeurs. Comme le remarque Curtis Roads dans [Roads 1996] (p.288) :

PhM synthesis has made great progress in recent years. Some have gone so far as to predict that PhM toolkits are the future of digital synthesis. A conceptual problem remains, however, in that there is a vast domain of sounds for which no one has yet built a model.

En outre, bien qu'il soit important de réaliser des modèles numériques d'instruments réels afin d'améliorer notre compréhension des phénomènes qui sous-tendent leur fonctionnement, il est à remarquer que ces instruments correspondent à l'aboutissement de successives évolutions réalisées par les luthiers au cours des trois derniers siècles, avec les moyens dont ils ont disposé et dans un but bien précis qui est de produire des instruments facilement jouables par un être humain et ayant un son propre à soutenir le discours des hauteurs. Ceci a entraîné en outre l'occultation d'instruments dont les particularismes sonores ont été jugés trop marqués et brouillant le discours des hauteurs, et par là même un appauvrissement de la palette des sons disponibles au compositeur, comme les intervenants du colloque sur le timbre organisé à l'IRCAM en 1985 en ont pu faire le constat [Barrière 1991]. Mais nous disposons désormais, avec l'ordinateur, d'un outil extrêmement malléable qui peut, via la simulation de processus analogues à ce qui se passe au sein des instruments de musique réels, fournir une vaste palette de familles sonores, à l'heure où le timbre a pris une place de premier plan. Ainsi, la modélisation des instruments de musique traditionnels devrait servir de référence et de base à partir de laquelle des recherches soient menées sur des modèles producteurs de sons nouveaux, correspondant par exemple à des structures qui ne sont pas forcément manipulables dans la réalité par un être humain¹⁰. Ainsi, par l'emploi d'interfaces haptiques, manipuler des structures improbables et créatrices de timbres inouïs devient possible. De plus, comme le note Curtis Roads un peu plus loin dans son texte [Roads 1996] :

For each instrument one creates, much effort remains in order to learn how to play the instrument well. When the instrument is driven purely by software (rather than an input device), one must, in effect, define a physical model of the player as well as the instrument.

Cette question d'un modèle physique simulant un instrumentiste, déjà soulevée dans l'introduction, mérite quelques réflexions. Il est indubitable que l'instrumentiste en chair et en os ne pourra jamais être remplacé par un modèle physique, aussi raffiné soit-il. Cependant, pour l'étude du geste, pour « questionner » ce geste et les processus cognitifs générateurs de l'interprétation

¹⁰ Contrôler à la main la force de bourrasques de vent, le rythme et la hauteur du clapotis de vagues, tendre une barre métallique jusqu'à en obtenir une corde, modifier progressivement l'évasement de la perce d'un tuyau sonore ou transformer progressivement une membrane en un réseau de cordes, voilà quelques exemples de ce que permet de réaliser le modèle physique !

instrumentale, de telles modélisations peuvent être mises à profit. Et à l'inverse, un modèle physique peut aussi être le siège de comportements dynamiques inaccessibles à un être humain. On peut alors envisager le modèle physique comme la prolongation du geste de l'instrumentiste ou en tout cas le moyen de la compléter, d'entrer en résonance avec elle. Nous verrons dans la partie C des exemples de tels modèles générateurs de dynamiques gestuelles.

L'approche du modèle physique défendue ci-dessus correspond à celle qui est employée à l'ACROE et au laboratoire ICA pour la création de sons via l'ordinateur et qui constitue une originalité dans le paysage de la synthèse sonore par modélisation physique. De plus, comme l'a montré Claude Cadoz dans [Cadoz 2002], il est possible de composer une pièce musicale, comportant des timbres et des évolutions sonores variés, uniquement en utilisant des modèles physiques et sans aucun post-traitement montrant par là même le vaste champ des possibles porté par le modèle physique. Notre travail de thèse, qui s'inscrit dans cette approche, consiste ainsi non pas uniquement à réaliser l'étude de structures à oscillations entretenues pour la synthèse de sons, mais en outre de porter une réflexion sur les évolutions sonores permises par ces structures, et comment elles peuvent être mises en jeu pour le développement du timbre, ce qui entre en résonance avec les préoccupations concernant le langage musical de ces dernières décennies comme nous allons le voir ci-dessous.

3 Deuxième approche du sujet de l'étude : la question du développement du timbre :

a De Debussy à l'école spectrale :

Comme souligné dans l'introduction de ce travail, le XX^{ème} siècle a été caractérisé par le souci d'utiliser le timbre comme élément structurant de la forme musicale. On peut citer par exemple les *Klangfarbenmelodien*, notamment utilisées dans l'opus 10 d'Anton Webern, qui consistent à utiliser les timbres des instruments de l'orchestre afin de souligner les articulations d'une ligne mélodique, produisant un « jeu » entre mélodie et timbres instrumentaux. Cet exemple, tiré du début du XX^{ème} siècle, correspond néanmoins à un langage musical dont la base structurante reste un système basé sur les hauteurs, et comme le note Pierre Boulez au sujet de la première pièce de l'opus 10 de Webern [Boulez 1991]:

... plus vous expliquez par le timbre la construction fondamentale d'une phrase, plus vous l'avez rendue difficile à percevoir dans sa tonalité, car vous avez mixé des catégories différentes, qui ont tendance à prendre leur autonomie et à déchiqeter la continuité que vous avez voulu, au contraire, préserver en la surexpliquant.

Ainsi, il s'avère que la tentative de structuration du discours par le timbre peut entrer en conflit avec celle provenant des hauteurs, ce qui peut parfois d'ailleurs être l'objet du propos musical.

On a aussi déjà cité Debussy qui par une écriture raffinée et libre vis-à-vis de contraintes harmoniques, mélodiques ou rythmiques, a révolutionné à sa manière le langage musical du début du XX^{ème} siècle et proposé une musique maniant des couleurs variées. On touche là au sujet, dont on a largement pris conscience au cours du XX^{ème} siècle, qui est celui du timbre, non plus considéré comme la caractéristique d'un instrument, mais comme produit par l'écriture. Ainsi, les instruments ne sont plus des outils interchangeables permettant de développer le discours des hauteurs, mais aussi des entités qui par leurs combinaisons vont permettre au compositeur d'influer sur le timbre des architectures sonores qu'il construit. C'est ce que Pierre Boulez appelle le « timbre organisé », par opposition au « timbre brut » ou timbre instrumental. Ce timbre, émergeant de l'écriture, naît ainsi de la fusion plus ou moins prononcée des sons des instruments selon par exemple des artifices temporels ou harmoniques.

D'autres compositeurs, soucieux de ne pas se cantonner aux sons standardisés des instruments de l'orchestre ont cherché à introduire de nouveaux timbres, que ce soit en ajoutant des instruments provenant d'autres cultures ou en inventant de nouveaux comme les crépateurs, hululeurs, sibileurs et autres glouglouteurs de Luigi Russolo [Russolo 1916], le Telharmonium, ou les Ondes Martenot. Les interprètes ont aussi développé de nouveaux modes de jeu permettant, à partir des instruments classiques de l'orchestre, d'étendre la palette des timbres accessibles. Enfin, l'enregistrement sonore et la transformation du son, utilisés à partir du milieu du siècle par Pierre Schaeffer et Pierre Henry, puis Edgard Varèse, Karlheinz Stockhausen, Luciano Berio et d'autres, a permis de construire des pièces musicales faisant intervenir les sons que l'on peut enregistrer dans notre environnement. Néanmoins, toutes ces nouvelles techniques manquent cruellement de moyens pour ajuster le timbre de manière fine. En effet, si l'on veut faire jouer au timbre un rôle structurant, encore faut-il pouvoir l'« accorder » aussi précisément que ce que l'on pourrait faire avec par exemple les hauteurs, ce qui pose par ailleurs la question des dimensions selon lesquelles se caractérise un timbre (cf. b suivant).

Une révolution majeure, qui va répondre en partie au problème qui vient d'être soulevé, va résider dans l'emploi de l'outil informatique dans la musique. Comme le dit Jean-Claude Risset, l'ordinateur va permettre de « sculpter le son en profondeur », de « pousser le travail de composition jusqu'au niveau de la microstructure » [Risset 1991]:

Le « numérique » nous donne donc les clés d'un monde sonore ductile et ouvert, susceptible de se prêter à des architectures musicales nouvelles. Le timbre peut être modelé avec finesse et précision : on peut en jouer compositionnellement. Les programmes stipulant à l'ordinateur la recette de synthèse sont de véritables partitions de la structure sonore, partitions exhaustives et transmissibles, qui permettent de reproduire cette structure sonore, mais aussi de l'étudier : on peut analyser « l'écriture » du timbre comme on analyse l'écriture dans une partition instrumentale.

Ainsi, via la représentation informatique, le timbre peut, comme la hauteur ou le rythme, être écrit et analysé. Il apparaît donc que l'on peut le manipuler, dans une certaine mesure, comme ces deux autres paramètres, bien que le lien entre ce qui est écrit et la perception du timbre par l'auditeur ne soit pas forcément évident. L'œuvre musicale de Jean-Claude Risset est imprégnée de cette idée et fait écho à ses recherches en analyse et synthèse numérique de sons musicaux. Il s'est intéressé aux liens entretenus entre timbre et harmonie, par exemple dans sa pièce *Mutations*, où les notes d'une mélodie deviennent les composantes d'un accord, puis fusionnent en partiels d'un timbre. Il a aussi utilisé des techniques de transformation de timbre et joué sur la fusion/ségrégation de composantes de sons inharmoniques via par exemple la modification de leur attaque (cristallisation ou liquéfaction d'une texture). Ses travaux sur le timbre, ayant notamment contribué au développement d'une psychoacoustique musicale, et ses pièces jouant avec les caractéristiques propres de la perception du son via notamment des illusions auditives ou l'hybridation de timbres, le placent comme l'un des inspirateurs d'un courant important dans le paysage de la musique savante des dernières décennies du XX^{ème} siècle et qui reste encore influant actuellement : la musique spectrale.

La musique des compositeurs de l'école spectrale se caractérise par l'application, dans l'écriture pour instruments, des techniques d'analyse de Fourier et de synthèse additive. Ainsi, la décomposition en composantes spectrales de sons complexes, va guider la composition : différents instruments vont se charger de jouer les hauteurs correspondant aux partiels de ces sons complexes, fusionnant plus ou moins en un timbre unique qui va pouvoir évoluer selon le jeu des instruments. On peut ainsi voir cette approche comme une synthèse orchestrale du timbre. Se présentant comme une réaction au post-sérialisme, discontinu et jugé trop abstrait, la musique spectrale, dont les deux principaux représentants sont Gérard Grisey et Tristan Murail, se caractérise au contraire par la notion de continuité, de processus, de développement continu du timbre. Ce concept de processus de transformation continue du matériau sonore est d'ailleurs déjà présent dans diverses œuvres des aînés de Tristan Murail et Gérard Grisey, comme *Atmosphères* ou *Lontano* de György Ligeti, *Stimmung* de Karlheinz Stockhausen, *Metastasis* de Iannis Xenakis [Sedes 2000],

Stria de John Chowning, *Mutations* de Jean-Claude Risset ou encore les agrégats de timbres d'Olivier Messiaen [Murail 2002]. Grisey, dans [Grisey 1991] inscrit sa démarche dans le cadre d'une révolution de la manière d'orchestrer, induite par l'avancée de la compréhension scientifique du timbre des sons. Selon lui l'analyse spectrale du son instrumental peut être mise à profit afin de réaliser ce qu'il appelle la « macro-synthèse », c'est-à-dire la synthèse de formes sonores à partir de la fusion plus ou moins prononcée des sons instrumentaux. Il préfère d'ailleurs le terme de musique « liminale » – de *limen* : le seuil – au terme de musique spectrale, c'est-à-dire une musique faisant intervenir des « seuils », des limites de notre perception : par exemple la limite entre fusion – perception d'un timbre – et ségrégation – perception d'un accord – des composantes instrumentales.

Nous avons donc vu, à partir du milieu du XX^{ème} siècle, l'intérêt croissant que portent les compositeurs sur le développement du timbre dans leurs œuvres. Cette approche est autant « permise par » que « génératrice de » l'avancée des techniques d'analyse et de synthèse numérique des sons et se poursuit encore actuellement, par exemple avec les héritiers de la musique spectrale tels que Philippe Hurel, Kaija Saariaho, Marc-André Dalbavie ou Marco Stroppa. Il est donc nécessaire, dans un contexte de synthèse par modèles physiques de sons entretenus, de se poser la question de la manière d'envisager le développement du timbre de structures sonores avec un outil de création musicale tel que GENESIS. Mais encore faut-il savoir selon quelles dimensions envisager ce développement. Nous allons donc tout d'abord faire le point sur les recherches menées par les psychoacousticiens concernant la caractérisation du timbre dans un contexte musical.

b Vers une cartographie du timbre ?

Lorsque Jean-Claude Risset avance qu'avec l'ordinateur, il est possible de modéliser le timbre, il se garde bien de dire que les programmes de synthèse comme par exemple ceux de synthèse additive sont des partitions du « timbre ». Il emploie au contraire le terme de « partitions de la structure sonore », terme qui peut aussi bien renvoyer à des considérations physiques que perceptives du son. En effet, il n'est pas très aisé de relier les paramètres physiques du son à ceux, subjectifs, employés lorsqu'il est question du timbre. Au contraire de la hauteur ou la durée, le timbre est un paramètre perceptif multidimensionnel et selon les dimensions envisagées, qui de plus peuvent ne pas être orthogonales, le timbre ne variera pas forcément de manière uniforme. Ainsi, il existe des paramètres physiques dont l'évolution ne changera que très peu le timbre perçu ou le modifiera d'une manière dépendant d'autres paramètres. On peut résumer ce fait ainsi : la base des paramètres physiques classiquement utilisés pour décrire le son n'est pas isomorphe à la base permettant de décrire le timbre perçu.

Afin de construire cette « base du timbre », c'est-à-dire construire les dimensions selon lesquelles il sera possible de classer des timbres dont la perception est différente, les psychoacousticiens utilisent la technique de graduation multidimensionnelle (*multidimensional scaling* en anglais) sur des bases de données contenant des résultats de tests psychoacoustiques de distances perceptives entre deux timbres. La méthode est expliquée par exemple dans [Wessel 1979] ou [Caclin&coll 2005] et consiste à demander à des sujets d'évaluer la distance perceptive entre les deux membres de couples de timbres. Puis un algorithme permet, à partir des distances obtenues pour tous les couples possibles, de placer les timbres dans un espace géométrique à plusieurs dimensions (cf. figure 3). Enfin on peut essayer d'interpréter ces dimensions en les corrélant aux dimensions de l'espace des paramètres physiques des sons, dans le but de pouvoir obtenir un certain contrôle du timbre via le contrôle des paramètres acoustiques.

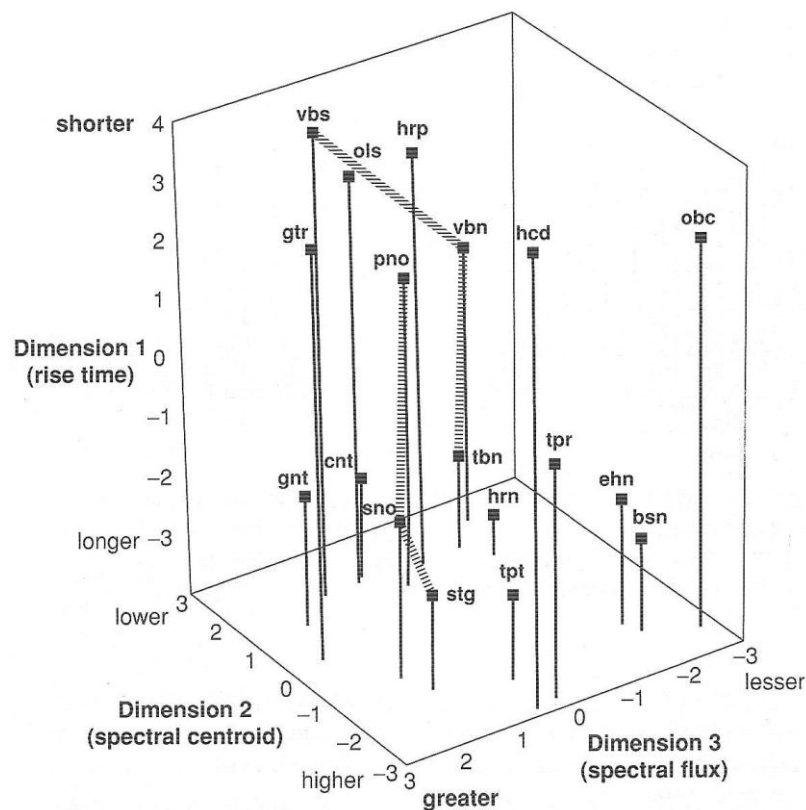


Figure 3 : Espace géométrique à trois dimensions relatif à la discrimination perceptive de timbres obtenus par synthèse. Les dimensions résultant de l'étude correspondent aux temps de montée en amplitude, centre de gravité spectral et flux spectral du son. D'après [McAdams&coll 1995].

Les études concernant des sons harmoniques s'accordent sur le fait que deux dimensions de cet espace sont particulièrement bien déterminées [Grey 1977] [Wessel 1979] [McAdams&coll 1995] [Caclin&coll 2005] : il s'agit d'une part de la brillance du son, corrélée au centre de gravité spectral (cf. figure 5-a), et d'autre part l'attaque du son, corrélée au logarithme du temps de croissance en amplitude (cf. figure 4). D'autres dimensions sont envisagées selon les auteurs et le type de son étudié. Par exemple, le « flux spectral » est une dimension perceptive qui trouve une bonne corrélation avec la moyenne des variations en amplitude de chaque composante du spectre du son au cours du temps (cf. figure 6), et représente un paramètre pertinent pour la perception, notamment concernant les sons entretenus [Hajda 2007] du fait du couplage entre l'instrumentiste et l'instrument au cours du développement du son, permettant un contrôle permanent de l'évolution du timbre. Un autre paramètre pertinent pour la perception est l'irrégularité de l'enveloppe spectrale (cf. figure 5-b), qui est différente par exemple entre les sons émis par un hautbois et ceux provenant d'une clarinette (faiblesse des harmoniques pairs de la clarinette). Une étude réalisée récemment par Mathieu Barthet, Philippe Guillemain, Richard Kronland-Martinet et Solvi Ystad [Barthet&coll 2010] sur des sons de clarinette réels et de synthèse corrobore ceci. Les auteurs aboutissent en effet à un espace perceptif en trois dimensions, ces trois dimensions étant corrélées à la durée de l'attaque, au centre de gravité spectral et au rapport entre les harmoniques pairs et impairs du son.

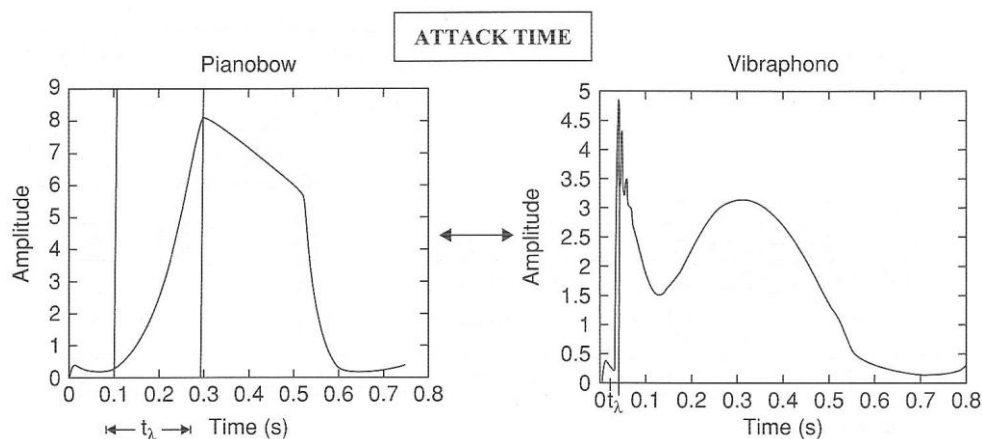


Figure 4 : Enveloppes temporelles d'un son hybride entre le piano et le violon et d'un son de vibraphone. Ces deux sons sont très différents au niveau de leur temps d'attaque t_λ , paramètre temporel pertinent pour la perception du timbre. D'après [Donnadieu 2007].

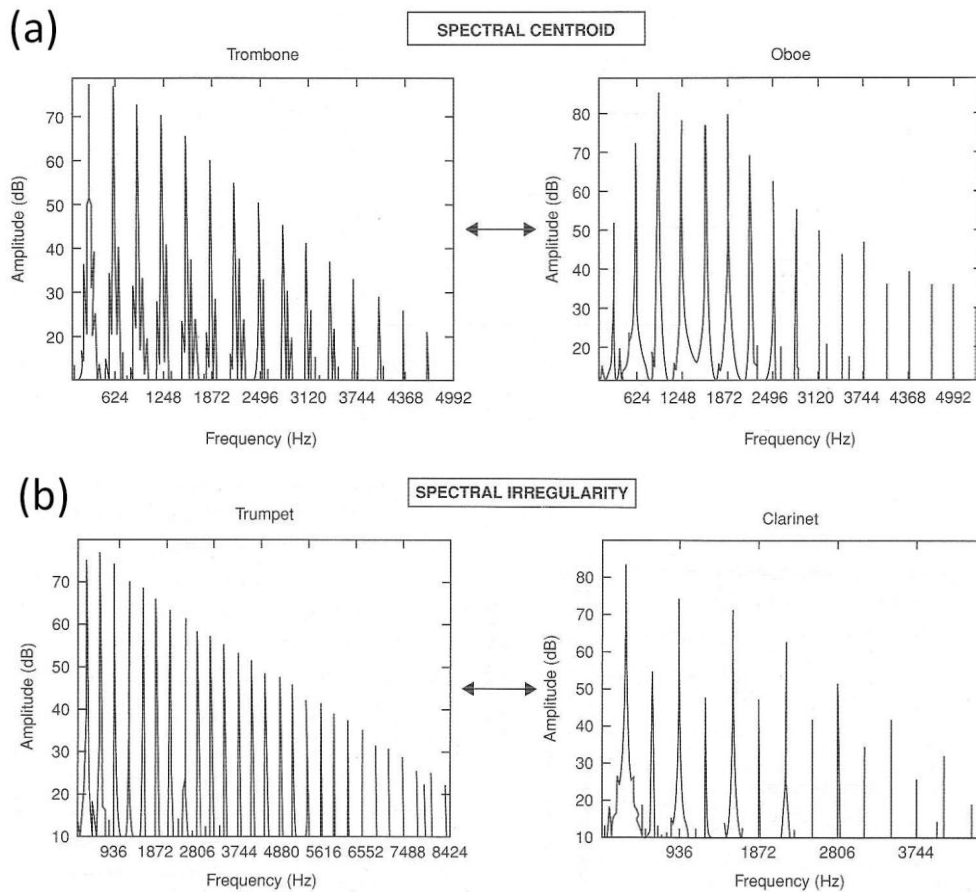


Figure 5 : Paramètres spectraux pertinents pour la perception du timbre. (a) Comparaison des spectres de sons de trombone et de hautbois caractérisés par des centres de gravité spectraux extrêmement différents. (b) Comparaison des spectres de sons de trompette et de clarinette dont les valeurs de l'irrégularité spectrale sont très différentes. D'après [Donnadieu 2007].

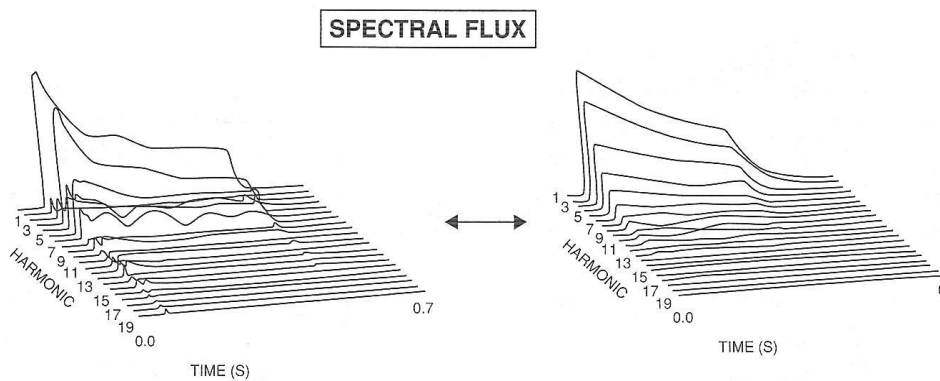


Figure 6 : Paramètre spectro-temporel pertinent pour la perception du timbre. Comparaison des flux temporels de deux sons de synthèse. A gauche un son hybride entre le hautbois et le clavecin possédant un fort flux spectral (forte variation à cours terme des amplitudes des composantes spectrales par rapport à l'évolution à long terme du son). A droite un son dérivé du piano, au flux spectral beaucoup plus faible. D'après [Donnadieu 2007].

De manière générale, le timbre d'un son sera appréhendé via ses caractéristiques spectrales – son harmonique, inharmonique, avec tel type d'enveloppe spectrale, plus ou moins régulière, privilégiant plus ou moins telles ou telles zones de fréquences –, temporelles – forme de l'attaque, enveloppe temporelle – et spectro-temporelles – évolution de l'enveloppe spectrale, des fréquences des composantes, au cours du temps –, et selon un contexte qui mettra plus ou moins l'accent sur telle ou telle caractéristique, comme évoqué dans [Donnadiu&coll 1994]. De plus, des études ont montré que les différentes dimensions construites via la technique de graduation multidimensionnelle peuvent dans certains cas être parcourues de manière continue, avec un certain système métrique : les distances selon les dimensions physiques se conserveront au niveau des dimensions perceptives corrélées. Cependant, du fait de certains particularismes instrumentaux, des dimensions perceptives seront parcourues de manière discrète¹¹. Par exemple, pour l'axe correspondant à l'enveloppe temporelle des sons, la perception va avoir tendance à classer les timbres selon des catégories telles que « sons percussifs » ou « sons entretenus » [Donnadiu&coll 1994]. Ainsi, tous les timbres situés dans une large zone seront regroupés sous une catégorie et bien différenciés des timbres situés dans une zone adjacente. On aura ainsi des contractions de l'axe perceptif autour de points attracteurs et des dilatations à d'autres endroits. Ceci peut d'ailleurs déboucher sur le développement d'une hiérarchisation des timbres selon qu'ils sont plus ou moins proches de ces points attracteurs¹², et être à la base d'un discours musical basé sur les timbres, comme l'explique Fred Lerdhal dans [Lerdhal 1991].

Il est à remarquer enfin que les études précédemment citées ont été réalisées dans des cadres assez restreints et que si l'on veut tenir compte d'une grande variété de sons, le nombre de dimensions à prendre en compte peut devenir très grand. Enfin, des études ont montré que l'ajout d'une nouvelle dimension à un espace de timbres – par l'ajout de timbres se différenciant selon un paramètre acoustique pour lequel les premiers sons étaient identiques – implique une réorganisation au sein des autres dimensions. Par exemple, selon certains contextes, les sons précédemment classés dans le premier espace paraîtront plus rapprochés une fois que cette nouvelle dimension est envisagée [Donnadiu&coll 1994]. En effet, dans un espace de sons restreint, l'oreille humaine aura tendance à être plus attentive à certaines caractéristiques sonores qui seraient beaucoup moins pertinentes dans un espace plus grand. On observe d'ailleurs le même phénomène lorsque le timbre

¹¹ « Nevertheless, timbre could be defined not only by a certain number of continuous dimensions but also by discrete features that may be unique to each class of sound event » [Donnadiu&coll 1994]

¹² Ces points attracteurs correspondent à des aspects timbraux bien identifiés et caractéristiques de timbres connus (timbres instrumentaux classiques, timbres de sons habituels...)

entre en compétition avec d'autres attributs sonores tels que les hauteurs ou le rythme – voir plus haut [Boulez 1991]. Ceci est peut-être la cause de caractéristiques musicales qui sont apparues dans certains cas lorsque l'on a voulu faire « discourir » le timbre, notamment en ce qui concerne certaines œuvres spectrales : étirement du temps, absence de structure de hauteurs marquée, qui permettent de mettre en retrait le rythme et les hauteurs afin de mettre en valeur le discours du timbre. De manière générale, Stephen McAdams énonce dans [McAdams&coll 1999] – rapporté dans [Hajda 2007] – le principe selon lequel la perception auditive sera plus attentive aux paramètres acoustiques pertinents dont la variation sera importante qu'à ceux qui seront globalement stationnaires.

c Justification de l'utilisation des modèles physiques pour un travail sur le développement du timbre :

L'approche consistant à analyser le timbre selon différentes dimensions perceptives plus ou moins corrélées à des paramètres acoustiques du phénomène sonore est entrée en conflit avec une autre approche dont nous avons déjà parlé en introduction de notre propos : l'approche écologique de la perception formulée par Gibson. Cette dernière considère que le phénomène sonore provient d'une source physique dont le comportement suit des lois, ce qui implique une forte structuration du son émis. La perception auditive n'extrait alors pas des informations isolées du signal sonore pour ensuite les traiter afin de reconstruire une image mentale du phénomène, mais au contraire se sert de la forte organisation de ce dernier pour détecter directement des invariants de sa structure et remonter ainsi à des renseignements sur la source physique du phénomène sonore [Donnadieu 2007]. Cette approche s'est vue confortée par le fait que les essais de représentation selon un espace continu de timbre ont tous buté sur certains attributs perceptifs « haut-niveau » des sons et l'obligation de prendre en compte des aspects catégoriels de la perception. Ainsi, comme le dit Grey en 1975 – rapporté dans [Risset&Wessel 1991] :

La mise en échelle d'ensembles de sons naturels suggère un espace hybride, dont certaines dimensions se basent sur des distinctions perceptives déduites de propriétés physiques évidentes du son, alors que d'autres dimensions ne s'expliquent qu'à partir de distinctions de niveau plus élevé, telle que la classification en familles d'instruments.

Et en effet, comme le conclut Sophie Donnadieu dans [Donnadieu 2007] après avoir décrit des études sur la catégorisation de timbres, « la notion de catégories de timbres correspond à une réalité perceptuelle et ces catégories ont dans la plupart des cas l'air d'être basées sur le fonctionnement physique de différents instruments ». Ainsi, l'auditeur a une « connaissance

implicite » du fonctionnement des sources sonores et pourra reconnaître, au sein d'un phénomène sonore, différents attributs physiques tels que le moyen d'excitation – structure frottée, percutée, pincée, raclée –, le type de structure et sa matière – membrane en peau, corde métallique, tuyau –, etc. Sa perception ne s'effectue pas alors dans le cadre d'un espace continu mais selon des catégories, possédant chacune ses propres invariants, auxquelles appartiennent des sons. Cette perception catégorielle est donc complètement différente de la perception graduelle de caractéristiques abstraites des sons car on aura, pour un son donné, appartenance ou non à telle ou telle catégorie, les sons étant alors peu discriminés au sein d'une même catégorie. Un cas de figure où la perception catégorielle de timbres est flagrante est le cas du langage, où par exemple l'espace sera découpé selon différentes zones correspondant chacune à une voyelle. En outre, le rythme et les structures de hauteurs font aussi intervenir des phénomènes de perception catégorielle, qui proviennent d'ailleurs de la culture musicale de l'auditeur. Un exemple, rapporté par Kaija Saariaho dans [Saariaho 1991] et concernant les intervalles de hauteurs, illustre bien ce fait. Dans sa pièce *Vers le blanc* composée en 1982, elle utilise des *glissandi* extrêmement lents sur lesquels se base le développement harmonique de cette pièce de 15 minutes. La lenteur de l'évolution des hauteurs est telle, qu'elle est imperceptible à l'oreille. Ainsi «parfois seulement l'auditeur s'éveille en quelque sorte pour se rendre compte que la situation harmonique a dû changer. Cela se produit souvent lorsque les *glissandi* se rencontrent pour former des rapports de fréquences ou des intervalles d'accord qui ont un aspect familier ». On a là clairement un exemple de perception catégorielle, le continuum des hauteurs n'étant pas perçu comme tel.

L'intervention, pour notre perception du timbre, de processus « haut-niveau » de catégorisation, basés sur la détection d'invariants liés à la nature physique de la source sonore, justifie pleinement l'intérêt du modèle physique pour la synthèse numérique de sons. Il est en effet facile, via cette technique, d'obtenir cette cohérence physique, cette forte structuration des sons à laquelle fait référence la théorie écologique puisqu'elle provient des lois physiques qui sont utilisées par le paradigme pour simuler le comportement vibratoire de la source sonore. On obtiendra donc, par exemple, relativement facilement la présence de bruits dans l'attaque d'un son, ou encore la cohérence des évolutions des harmoniques provoquées par l'excitation d'une structure vibrante. La difficulté consiste par contre à comprendre quelles sont les lois physiques régissant tel comportement caractéristique d'une structure vibrante.

Mais le modèle physique peut aussi être utilisé afin de se déplacer sur les dimensions continues de l'espace des timbres. En effet, en opposant l'aspect catégoriel et l'aspect continu de la perception du timbre, notre objectif n'était pas de trancher ensuite sur la prédominance de l'une ou

l'autre vision de la perception¹³. Notre système auditif semble en effet capable de détecter d'une part des invariants intrinsèques à certaines catégories de sons traduisant les processus physiques engagés dans la production sonore, mais d'autre part des caractéristiques plus abstraites et plus « bas-niveau » correspondant à des aspects temporels, spectraux et spectro-temporels du son et pouvant être décrits selon des dimensions continues. Il est alors intéressant de pouvoir contrôler ces caractéristiques dans le cadre de la synthèse sonore par modélisation physique, ce qui est d'ailleurs l'un des objectifs de ce travail de doctorat. A ce niveau encore, les dimensions continues pertinentes pour la perception reposent en réalité sur des aspects caractéristiques du comportement physique d'une source sonore. On peut donc envisager de trouver des moyens efficaces de contrôle de telles caractéristiques via les modèles physiques. Dans le cadre d'une classification dans un espace géométrique de timbres, [McAdams&Saariaho 1991] déduisent qu' « un sens de la causalité physique doit servir de base à la classification des timbres » (p.170). De même, concernant la brillance du timbre, dimension récurrente dans ces espaces obtenus par graduation multidimensionnelle, James Beauchamp a démontré dans le cadre de l'étude de sons entretenus que le centre de gravité spectral et l'amplitude de vibration étaient fortement corrélés (voir figure 7-a) : [Beauchamp 1982] rapporté dans [Hajda 2007]. Ceci est facilement explicable par des considérations sur la nature matérielle des sources sonore réelles. En effet, d'après la théorie des solides élastiques, une structure vibrante a, aux petites amplitudes¹⁴, un comportement que l'on peut considérer comme linéaire. Puis, lorsque l'amplitude croît, l'approximation linéaire n'est plus valable, ce qui a pour conséquence un accroissement de l'importance des composantes aigües du spectre du son produit, du fait des effets non-linéaires. Ce fait est d'ailleurs très général en physique. On obtient le phénomène équivalent en mécanique des fluides où l'équation de Navier-Stokes peut être linéarisée pour de faibles variations des grandeurs physiques du problème et mène à des comportements non-linéaires pour de fortes variations de ces grandeurs. Cela explique par exemple le timbre riche en composantes spectrales aigües caractéristique des cuivres lorsque l'instrumentiste joue à forte amplitude [Hirschberg&coll 1996]. Cette forte corrélation entre amplitude et centre de gravité spectral est un indice pour notre oreille de l'amplitude du comportement d'une source sonore, ceci indépendamment de son éloignement. Ainsi, lorsque l'on perçoit un son, son volume et sa brillance nous renseignent d'une part sur l'éloignement de la source et d'autre part sur l'amplitude des phénomènes vibratoires dont

¹³ Il semble d'ailleurs que cela serait analogue à vouloir trancher entre l'aspect ondulatoire et l'aspect corpusculaire de la lumière...

¹⁴ C'est-à-dire, tant que l'amplitude de vibration est très petite devant les dimensions caractéristiques du système considéré.

elle est le siège. On comprend donc bien pourquoi la brillance d'un son est une caractéristique acoustique importante pour la perception, de même que l'évolution de l'amplitude du son au cours du temps qui nous renseigne sur le type de phénomène physique à l'origine des vibrations – percussion, oscillations auto-entretenues, etc – ou l'enveloppe spectrale absolue, qui renseigne sur la structure résonnante à laquelle est couplée la source sonore – système source-filtre, cas de la voix par exemple. Ainsi, il est possible d'envisager, avec GENESIS, de jouer sur ces différents paramètres acoustiques des sons, en employant par exemple des structures non-linéaires, en s'intéressant au type d'excitation, à la modélisation du geste d'excitation, au couplage avec un modèle résonnant ayant des propriétés modales particulières, etc. Le modèle physique nous permet en outre de travailler tout en sachant qu'est assurée constamment la cohérence physique du son obtenu.

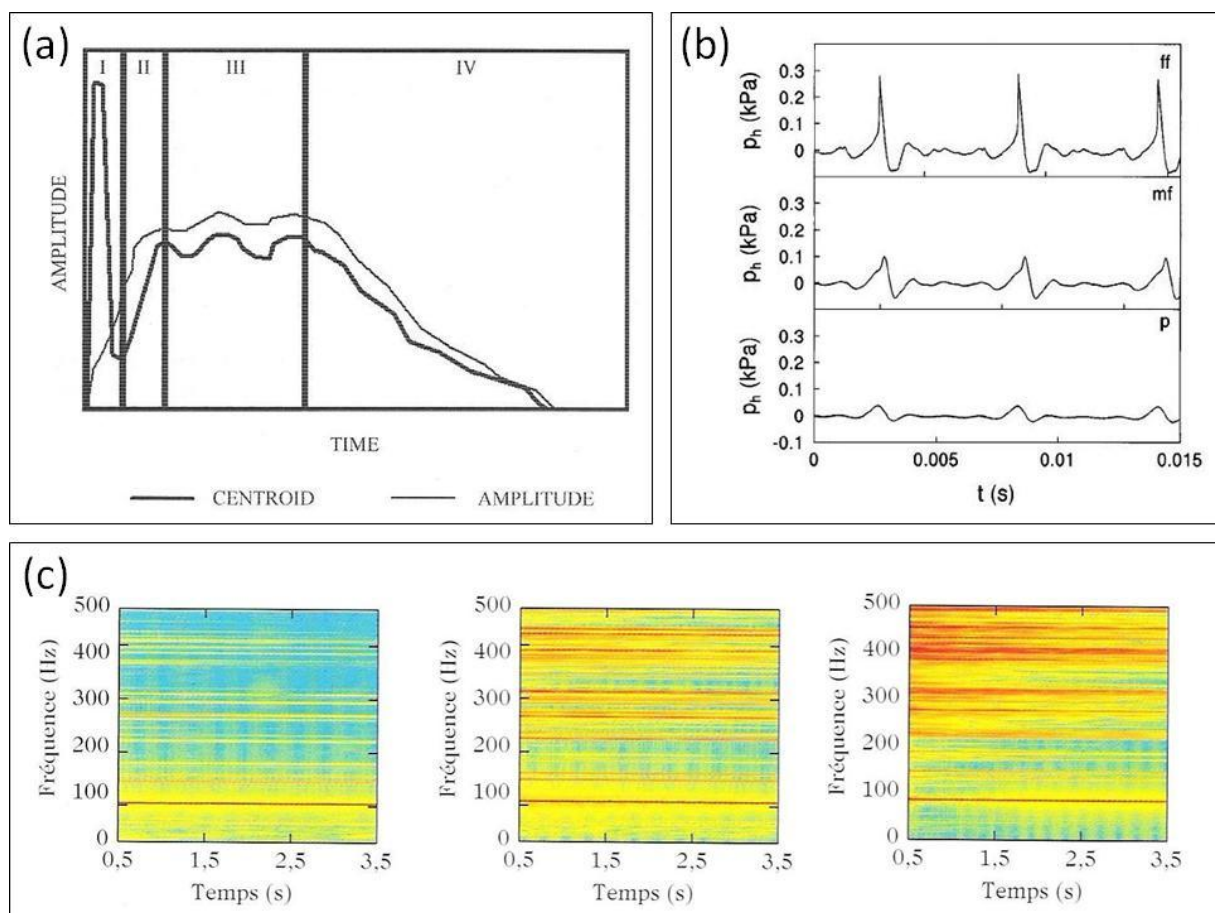


Figure 7 : (a) Comparaison entre les évolutions du centre de gravité spectral et de l'amplitude d'un son entretenu. Hormis lors de l'attaque, on remarque une forte corrélation entre ces deux paramètres. D'après [Hajda 1998]. (b) Signaux sonores captés au niveau du pavillon d'un trombone pour trois nuances différentes (*p*, *mf*, *f*). Le signal est de plus en plus « piqué » lorsque l'intensité croît, d'où une plus forte présence d'harmoniques aigus. D'après [Hirschberg&coll 1996]. (c) Spectrogrammes d'un son de gong frappé à intensités croissantes. Les raies de forte énergie apparaissent en rouge. L'énergie vibratoire croît dans l'aigu quand l'intensité de frappe augmente. D'après [Chaigne&Kergomard 2008].

Ainsi avec la synthèse par modèles physiques, il est possible d'établir un contrôle des caractéristiques acoustiques pertinentes pour la perception du timbre, ce qui est la base sur laquelle il sera possible d'élaborer un discours musical du timbre. En effet, comme McAdams et Saariaho le postulent dans [McAdams&Saariaho 1991], les éléments porteurs de la forme musicale vont correspondre à des caractéristiques pertinentes pour la perception¹⁵, organisées en systèmes de catégories entretenant entre elles des relations fonctionnelles. Par exemple la caractéristique « hauteur », peut être organisée en un système tonal où les différents éléments d'une gamme possèdent une fonction et des relations bien déterminées entre eux. Il est ainsi possible via ce moyen d'établir un discours présentant une structure, des variations et ponctué par des tensions et des détente. De même, concernant le timbre il est possible d'imaginer des systèmes correspondant à une ou plusieurs de ses dimensions. On peut par exemple travailler sur la caractéristique « brillance », les sons ayant beaucoup d'aigus représentant une tension par rapport à des sons plus « ronds ». Les auteurs émettent aussi l'idée d'un axe timbral partant des sons harmoniques et arrivant aux bruits en passant par des sons inharmoniques de plus en plus complexes. Il est bien sûr possible d'envisager une grande quantité de systèmes avec lesquels travailler mettant à profit l'évolution temporelle, les caractéristiques spectrales ou spectro-temporelles des sons.

4 Conclusion, sujet de l'étude :

Cette première partie a permis de mieux cerner le cadre et les enjeux de ce travail. L'objectif est tout d'abord de fournir à l'Instrumentarium de GENESIS des modèles de structures à oscillations autoentretenues, et plus généralement entretenues – voir la définition de ce terme au chapitre 2. En effet, si l'on fait un rapide tour des modèles développés au cours des dix dernières années avec l'environnement GENESIS, on s'aperçoit immédiatement que la grande majorité fait intervenir des processus où des structures vibrantes reçoivent de l'énergie de manière quasi-instantanée, puis oscillent librement. Ainsi les modèles faisant intervenir des structures dont l'oscillation est entretenue continûment ou tout du moins assez régulièrement sont en quantité relativement réduite [LeCarrou 2001][Poyer 2006].

De plus il s'agit de trouver des procédés de modélisation génériques – permettant de réaliser des oscillations entretenues quelle que soit la structure vibrante considérée – et bien caractérisés,

¹⁵ Sont considérées comme pertinentes, des caractéristiques suivant lesquelles il est possible de réaliser une discrimination perceptives des sons.

afin de pouvoir étudier des moyens d'influer sur les différentes dimensions perceptives du timbre des sons produits. Ceci est l'objet de la partie B.

A partir de cette étude, sont alors envisagés – à la partie C – des procédés permettant le développement du timbre au cours du temps, notamment en considérant des modèles de geste, c'est-à-dire des modèles évoluant à fréquences inférieures aux fréquences audibles. L'emploi des modèles physiques dans ce genre de problème semble judicieux puisqu'ils assurent la cohérence du son et de son évolution et constituent ainsi un moyen de travailler sur l'expressivité. De plus, comme le notent [McAdams&Saariaho 1991] lorsqu'ils parlent du timbre « organisé » – par opposition au timbre « brut » –, « la notion de cohérence du comportement ne se limite pas nécessairement à la source du son ; elle peut s'appliquer à des groupes de sons, comme des accords ou des complexes de timbres, où plusieurs sources forment une image musicale unique ». Ainsi, la fusion des composantes spectrales en un timbre unique, obtenue assez naturellement via une source sonore dont le comportement suit les lois de la physique, doit pouvoir se réaliser aussi à l'échelle du timbre « organisé », où les différents sons doivent fusionner en une structure musicale cohérente. Avec le formalisme CORDIS-ANIMA, l'utilisation de modèles « d'instrumentistes » évoluant à basse fréquence et produisant des architectures musicales complexes via leur interaction avec plusieurs structures « haute fréquence », semble toute indiquée pour obtenir cette cohérence physique des événements musicaux et peut ainsi être porteur de la forme musicale.

Partie B

Modèles physiques de structures à oscillations entretenues.

Dans cette partie, nous allons aborder les différents principes développés pour la modélisation de structures à oscillations entretenues avec le formalisme CORDIS-ANIMA. La méthodologie employée – suivant par là même l’approche écologique de la perception des sons – a été de s’inspirer du comportement des objets réels afin d’en déduire des principes de modélisation utilisables avec nos réseaux masse-interaction. Ainsi, il faut bien insister sur le fait que la modélisation et la simulation avec le logiciel GENESIS n’ont pas le même objectif que celles habituellement réalisées pour vérifier une théorie lors de l’étude d’un phénomène physique. Dans notre cas, le but n’est pas de pousser les raffinements d’un modèle afin d’obtenir une simulation aussi proche que possible du comportement d’un objet réel mais de développer des principes de modélisation permettant à l’utilisateur d’explorer une vaste palette de timbres différents. Ainsi il s’agit de repérer les techniques qui permettent, via la modification d’un faible nombre de paramètres, de naviguer dans un espace sonore le plus vaste et le plus pertinent possible pour notre perception. La méthode utilisée est donc l’analyse de processus opérant dans le fonctionnement d’objets réels, et sur les bases de cette analyse, s’effectue ensuite la traduction et l’extrapolation au sein du formalisme CORDIS-ANIMA. Certains choix de simplification ou de généralisation que nous avons été amenés à faire, peuvent de prime abord sembler arbitraires mais nous avons toujours essayé de les justifier par rapport à notre objectif qui est de fournir des modèles propices à la création musicale.

Chapitre 2 : Oscillations entretenues dans les instruments de musique réels.

1 Différents types d'oscillations entretenues :

Si l'on considère les différents moyens d'entretien des oscillations de systèmes physiques réels, il est possible d'en distinguer trois principaux :

a Les oscillations forcées :

Le système physique oscillant effectue des transferts d'énergie avec une source à une fréquence qui lui est imposée par cette dernière. Un exemple académique est le cas d'une excitation sinusoïdale d'un oscillateur harmonique, qui met en évidence le phénomène de résonance pour une fréquence d'excitation proche de la fréquence propre de l'oscillateur (cf. figure ci-dessous).

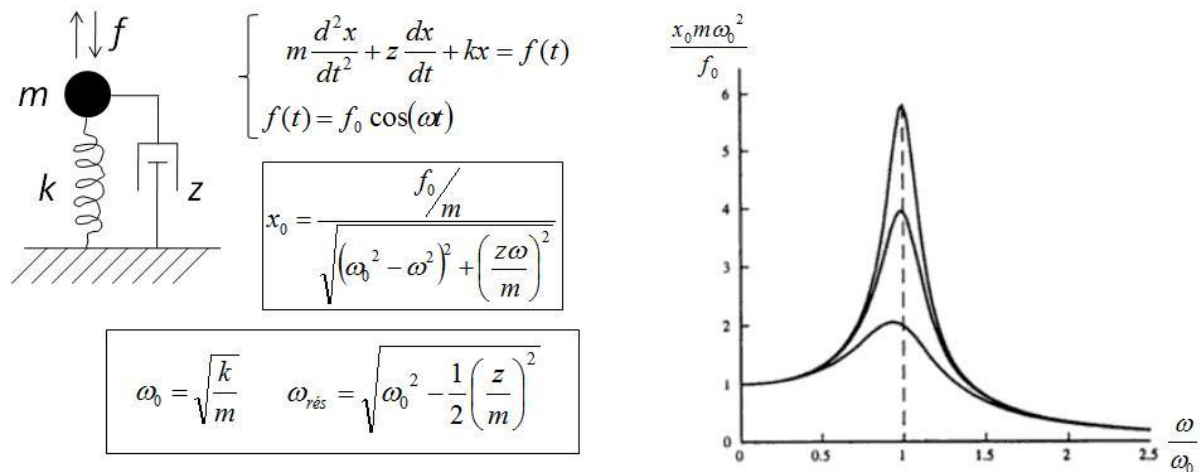


Figure 8 : Principaux résultats concernant l'oscillateur forcé avec amortissement, notamment les courbes de l'amplitude du régime stationnaire x_0 en fonction de la pulsation de forçage ω pour différentes valeurs de l'amortissement z (d'après [Fletcher&Rossing 1998]). Elles passent par un maximum à la pulsation de résonance $\omega_{rés}$.

De manière plus générale, la source d'énergie peut très bien avoir un comportement plus complexe, périodique, voire quasipériodique ou chaotique et le transfert d'énergie peut se faire de manière continue ou sous formes d'impulsions par exemple. Le système oscillant agit alors comme un filtre, privilégiant certaines fréquences proches de celles de ses modes propres d'oscillation. Enfin si le système possède des non-linéarités, il peut, lorsqu'il est forcé, être le siège de régimes d'oscillations plus complexes, avec des harmoniques apparaissant selon l'amplitude de forçage et de possibles transitions vers des régimes chaotiques.

Concernant les instruments réels, ce type d'oscillations s'observe principalement au niveau des caisses de résonances de divers instruments dont le but premier est d'amplifier le son produit par une structure vibrante. Par exemple, concernant le violon, l'interaction corde/air est très peu efficace, ce qui nécessite de coupler la corde à la table d'harmonie via le chevalet, cette dernière étant en interaction avec l'air situé à l'intérieur de la caisse de résonance. Ce dispositif permettant d'amplifier la puissance rayonnée influe aussi beaucoup sur le timbre du son en jouant un rôle de filtre. De même, le conduit vocal permet de filtrer le son émis par les cordes vocales. Ainsi, l'air situé dans la cavité vocale, va être forcé d'osciller aux fréquences déterminées par la tension des cordes vocales. Selon la forme du conduit vocal, certaines fréquences vont alors être plus amplifiées que d'autres – pics de résonance appelés formants.

Il va donc être possible en forçant une structure vibrante « résonante » par une autre structure vibrante d'influer sur le timbre du son émis par cette dernière. La modification des caractéristiques de la structure résonante au cours du temps – exemple de la voix chantée – va de plus être source d'expressivité.

b Les auto-oscillations :

Dans le cas des auto-oscillations, c'est la structure vibrante elle-même qui impose sa fréquence de vibration, et non la source d'énergie. Ce type d'oscillations est observé dans les principaux instruments réels produisant des sons entretenus, tels que les cordes frottées, les instruments à anche et les instruments à embouchure de flûte. L'étude des caractéristiques de ce type d'oscillations est donc un des points centraux de ce travail. L'exemple académique illustrant les propriétés de telles oscillations est l'oscillateur de Van der Pol répondant à l'équation différentielle suivante (forme canonique) :

$$\frac{d^2x}{dt^2} - \varepsilon(1-x^2)\frac{dx}{dt} + x = 0. \quad (1)$$

L'équation (1) fait apparaître un amortissement $-\varepsilon(1-x^2)$ qui est négatif pour $x < 1$ et positif pour $x > 1$. Ainsi pour de faibles amplitudes d'oscillations, celles-ci croîtront au cours du temps alors que des oscillations d'amplitudes plus élevée s'atténueront. On conçoit alors qu'il existe des oscillations d'amplitude intermédiaire vers lesquelles vont tendre aussi bien les oscillations de petites que de grandes amplitudes.

Plus précisément, si l'on cherche des solutions asymptotiques de cette équation – voir [Bogolioubov&Mitropolski 1962] pour un exposé de la méthode – on obtient au premier ordre d'approximation :

$$x = \frac{a_0 e^{\frac{1}{2}\varepsilon t}}{\sqrt{1 + \frac{1}{4} a_0^2 (e^{\varepsilon t} - 1)}} \cos(t + \theta), \quad (2)$$

avec a_0 l'amplitude initiale des oscillations. Donc pour de faibles valeurs du coefficient d'amortissement ε , l'oscillation sera sinusoïdale, de fréquence égale à la fréquence propre de l'oscillateur libre, et son amplitude a tendra exponentiellement vers la limite $a = 2$, quelle que soit la valeur de $a_0 \neq 0$ – pour $a_0 = 0$, le système est dans un équilibre instable.

Ces résultats ne sont bien évidemment valables qu'au premier ordre d'approximation. En réalité, si l'on pousse le développement à des ordres supérieurs, on constate que d'autres harmoniques interviennent dans le comportement de l'oscillateur, d'autant plus que le coefficient ε est élevé. Pour de fortes valeurs de ε on obtient des oscillations de relaxation¹⁶ de fréquence déterminée par ε – voir [Kanamaru 2007] par exemple.

Nous aborderons dans la section suivante, la physique des principaux instruments à oscillations autoentretenues réels. Nous verrons comment rattacher leur procédé d'excitation au formalisme de l'oscillateur de Van der Pol et le moyen de les modéliser dans l'environnement GENESIS.

c Les oscillations paramétriques :

Ce type d'oscillations entretenues est obtenu lorsque l'un des paramètres dont dépend la fréquence de vibration varie périodiquement, sous l'influence d'une excitation extérieure. Cependant il n'existe pas, à notre connaissance, d'instrument de musique qui fait intervenir ce genre d'oscillations. De plus, étant donné que la variation arbitraire des paramètres d'un réseau CORDIS-ANIMA n'est pas permise dans l'environnement GENESIS pour cause de cohérence énergétique, l'unique moyen de faire varier une élasticité ou une viscosité repose sur l'emploi de liaisons non-linéaires : en faisant évoluer le point de fonctionnement sur la caractéristique non-linéaire, il est

¹⁶ Caractérisées par le fait que le système oscillera entre deux états d'énergie distincts, le passage d'un état vers l'autre se faisant très rapidement. Pour l'oscillateur de Van der Pol, l'évolution de la grandeur x correspondra à un signal rectangulaire.

alors possible de faire varier l'élasticité ou la viscosité équivalente. Cependant, les oscillations paramétriques nécessitent de faire varier périodiquement un paramètre, indépendamment de la dimension selon laquelle se réalise l'oscillation. Par exemple, on obtient des oscillations paramétriques transversales d'une barre en la soumettant à un effort périodique longitudinal. Dans le cadre de l'environnement GENESIS, nous ne travaillons que selon une dimension ce qui nous empêche d'imprimer une excitation périodique selon une autre dimension que celle selon laquelle s'effectue l'oscillation¹⁷.

2 Des exemples d'instruments à oscillations auto-entretenues :

Nous rappelons dans cette partie le principe de fonctionnement des trois familles d'instruments de musique à oscillations auto-entretenues que sont les cordes frottées, les instruments à anche et les instruments à embouchure de flûte. De manière générale, un instrument à oscillations auto-entretenues peut être modélisé par trois éléments : une source continue, fournissant de l'énergie à un système bouclé constitué d'un élément non-linéaire agissant sur un résonateur passif, généralement linéaire. Ce dernier exerce quand à lui une rétroaction en entrée de l'élément non-linéaire (voir figure 9).

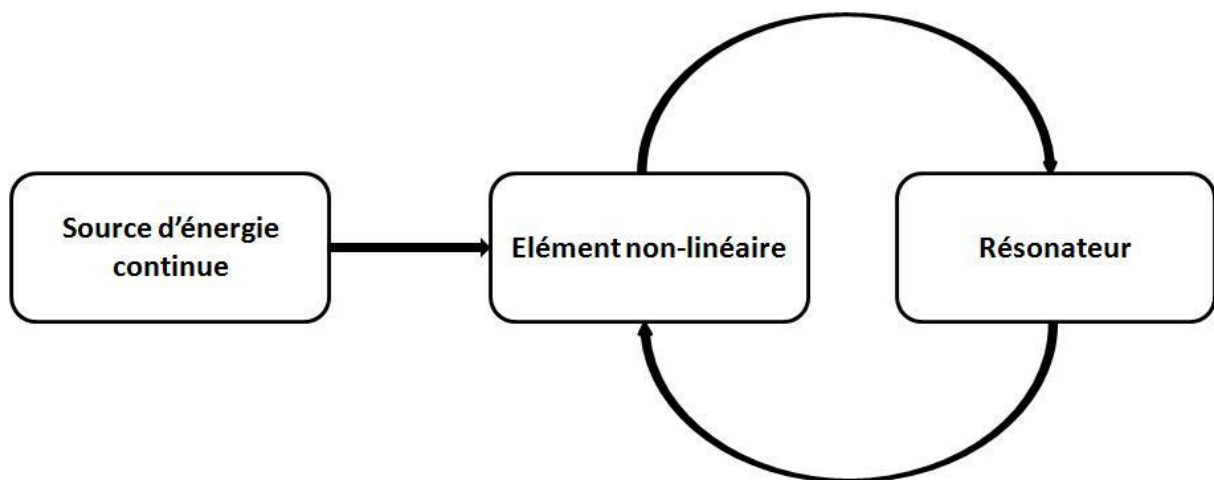


Figure 9 : Schéma général du fonctionnement d'un instrument à oscillations auto-entretenues.

¹⁷ Imprimer une excitation périodique suivant la dimension selon laquelle oscille une structure contenant des liaisons non-linéaires revient en fait à réaliser des oscillations forcées sur une structure non-linéaire et non des oscillations paramétriques.

a Les cordes frottées :

C'est en 1877 que Helmholtz montra que le mouvement transversal de tout point d'une corde frottée pouvait avec une bonne approximation être représenté par une fonction du temps triangulaire (voir figure 10), la vitesse ne prenant que deux valeurs au cours du temps.

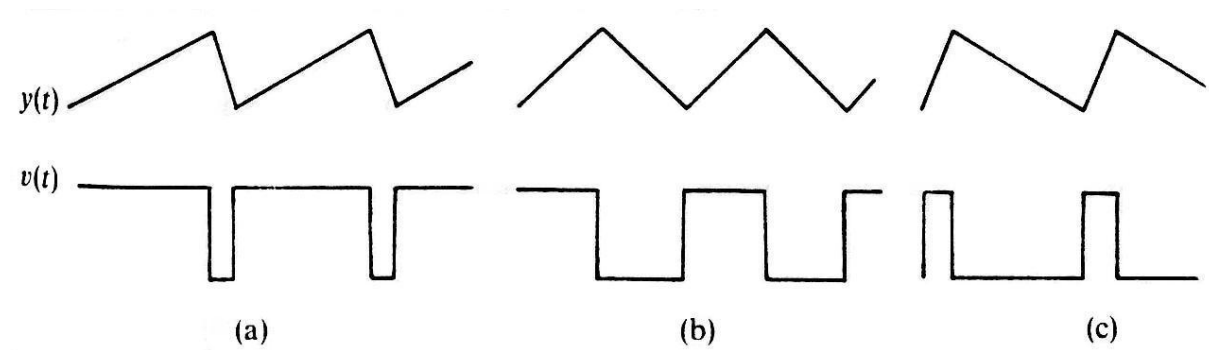


Figure 10 : Signaux de position transversale – en haut – et de vitesse – en bas – pour un point placé au quart (a), à la moitié (b) et aux trois-quarts (c) d'une corde frottée. D'après [Fletcher&Rossing 1998].

Cette constatation est due au mouvement d'ensemble particulier dont une corde est le siège lorsqu'elle est frottée et qui est appelé mouvement de Helmholtz. Il consiste en un déplacement d'un coin le long de la corde. Ainsi, au cours de son mouvement, la corde adopte la forme d'un triangle dont le sommet décrit deux portions de parabole (voir figure 11 (a)). Afin d'expliquer ce mouvement particulier, reprenons le schéma de la figure 9 dans le cas de la corde frottée. Le bras de l'instrumentiste fournit l'énergie nécessaire à la translation de l'archet – source d'énergie. L'interaction non-linéaire – élément non-linéaire – s'établissant entre les crins de l'archet et la corde – résonateur – et la rétroaction de cette dernière permet ensuite de transformer ce mouvement de translation en oscillations de la corde. Cette interaction non-linéaire est de type frottement sec coulombien représentée en pointillés sur la figure 11 (b) comprenant une zone d'adhérence – partie verticale de la courbe – et une zone de glissement – reste de la courbe. Afin de tenir compte des ondes de torsion se propageant le long de la corde, il convient de « pencher » cette caractéristique – courbe en traits pleins. La pente de la zone d'adhérence devient finie ce qui permet à la vitesse de la corde de varier légèrement par rapport à celle de l'archet lorsqu'elle adhère ce qui est le cas si des ondes de torsions se propagent le long de la corde.

Via cette interaction non-linéaire, l'archet impose une condition contraignante à la corde. En effet, le point de la corde en contact avec l'archet est ainsi obligé de se déplacer à vitesse constante, égale à celle de l'archet. Puis, lorsque les forces élastiques dépassent la force maximale de friction,

un brusque décrochement de la corde intervient – points b sur les figures 11 (a), 11 (b) et 11 (c). Elle glisse alors quasi-librement dans le sens opposé au mouvement de l’archet, pour ensuite adhérer de nouveau lorsque les forces élastiques la ramènent dans le sens de l’archet. Ce comportement, de type « *stick-slip* », est à rapprocher des oscillations de relaxation de l’oscillateur de Van der Pol dont nous avons parlé à la section 1-b de ce chapitre, lorsque le paramètre ε est grand, et pour lesquelles l’oscillateur passe brusquement d’un état d’énergie à un autre. Nous verrons d’ailleurs à la section 1 du chapitre 3 le lien formel entre l’oscillateur de Van der Pol et la corde frottée, et plus généralement les instruments à oscillations auto-entretenues. Ainsi l’unique mouvement d’ensemble permettant de telles oscillations de relaxation du point de contact archet-corde est le mouvement de Helmholtz, ce qui explique sa forte stabilité. Ci-dessous sont illustrées les différentes phases du mouvement de Helmholtz ainsi que l’évolution du point de fonctionnement du système y correspondant.

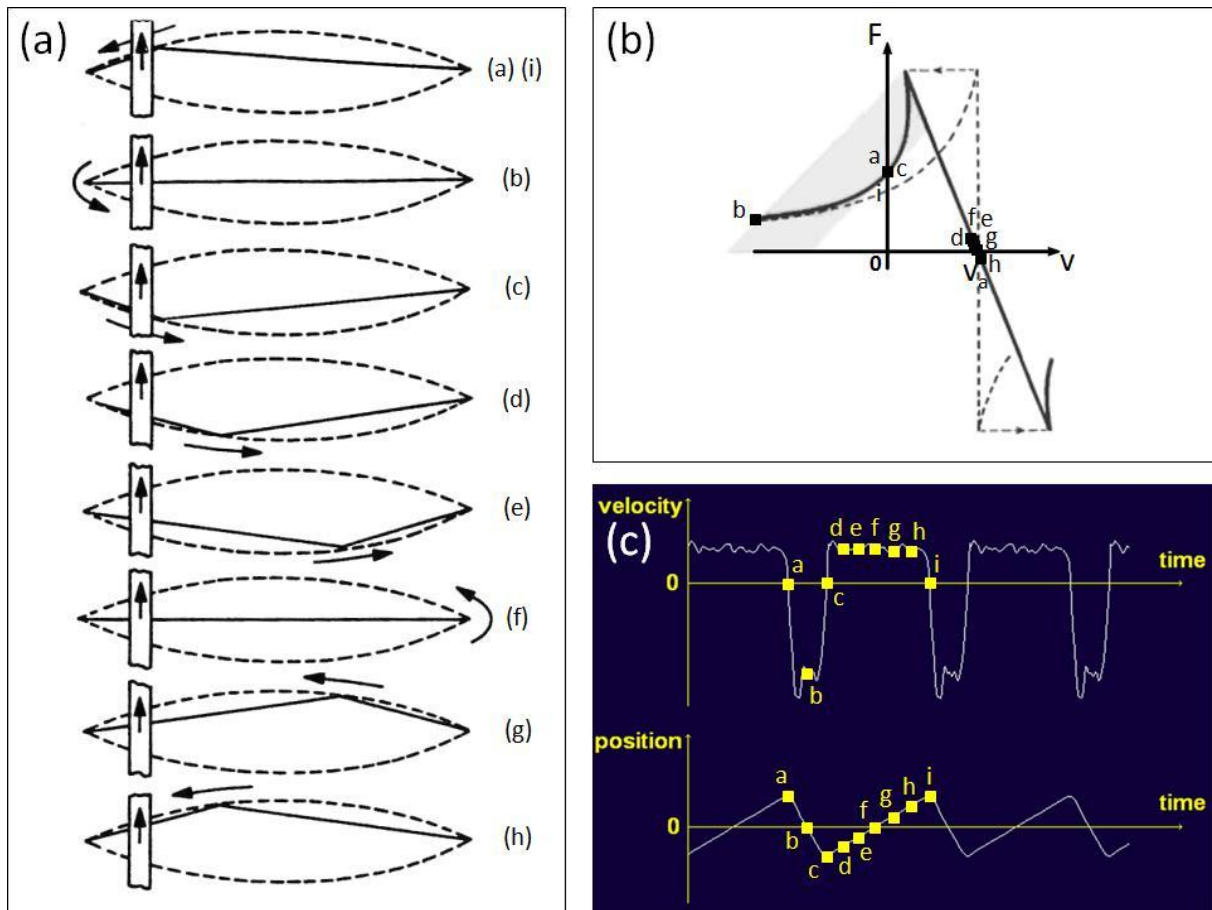


Figure 11: (a) Etapes du mouvement de Helmholtz d’une corde frottée. D’après [Fletcher&Rossing 1998]. (b) Caractéristique non-linéaire de l’interaction au point de contact archet-corde. En pointillés, caractéristique classiquement admise. En traits pleins, modification de cette caractéristique afin de tenir compte des ondes de torsion. D’après [McIntyre&coll 1983]. (c) Signaux de vitesse et de position résultant de la simulation d’une corde frottée avec GENESIS, en tenant compte des ondes de torsion. D’après [Poyer&Cadoz 2007a]. Sur les figures (b) et (c), on peut suivre les différentes étapes de la figure (a) le long de la caractéristique non-linéaire et des signaux de vitesse et de position.

b Les instruments à anche :

Une discussion très complète concernant les instruments à anche se trouve dans [Chaigne&Kergomard 2008] où les auteurs développent en détails les théories plus ou moins approchées permettant de comprendre le fonctionnement de tels instruments, qu'ils soient à anche en roseau ou à anche lippale – les cuivres. Nous faisons ici un résumé de cette discussion et rappelons les principales équations régissant le comportement de l'anche et de l'air à l'intérieur de l'instrument, ainsi que la caractéristique non-linéaire que l'on obtient lorsqu'il est possible de réduire le rôle de l'anche à celui d'une interaction reliant le flux d'air entrant à la différence de pression entre la bouche de l'instrumentiste et l'intérieur de l'instrument.

Comme pour les cordes frottées, les instruments à anche peuvent être décrits par le schéma global de la figure 9. Ainsi, les poumons de l'instrumentiste constituent la source d'énergie, l'anche l'élément non-linéaire, et le corps de l'instrument le résonateur linéaire. Cependant, au contraire des cordes frottées, l'élément non-linéaire, dans le cas général, ne peut pas se réduire à une caractéristique d'interaction reliant des grandeurs caractéristiques de la source et du résonateur. En effet, les caractéristiques élastiques de l'anche impliquent parfois qu'il faut tenir compte des fréquences de résonance de cette dernière, notamment dans le cas des instruments à anche lippale. Il est alors nécessaire d'envisager la dynamique de l'anche régie par l'équation suivante – modèle à une masse, type oscillateur harmonique :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + q_r \omega_r \frac{dx}{dt} + \omega_r^2 x = -H \omega_r^2 \frac{\Delta p}{p_M}, \quad (3)$$

où ω_r , q_r , p_M et H sont respectivement la pulsation de résonance, l'inverse du facteur de qualité, la pression de plaquage statique et la position de plaquage de l'anche, et Δp est la différence de pression de part et d'autre de l'anche.

Concernant l'écoulement à l'entrée de l'instrument, il reste à relier le débit entrant à la différence de pression régnant de part et d'autre de l'anche. L'application de la relation de Bernoulli entre la bouche de l'instrumentiste, où la vitesse de l'écoulement peut être considérée comme nulle, et la sortie du canal de l'anche, où l'écoulement prend la vitesse v , donne :

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (4)$$

Enfin le débit u est donné par le produit de la vitesse par la section variable de sortie du canal d'anche :

$$u = vS = v(x + H)l, \quad (5)$$

avec l la largeur du canal. Enfin, d'après (4) et (5), on obtient l'expression du débit suivante :

$$u = u_A \left(1 + \frac{x}{H} \right) \sqrt{\frac{|\Delta p|}{p_M}}, \quad (6)$$

avec $u_A = lH \sqrt{\frac{2}{\rho} p_M}$ et pour $x > -H$. Dans le cas contraire, l'anche bat et le débit est nul.

L'équation (6) relie le débit d'air entrant dans l'instrument aux pressions de part et d'autre de l'anche et à sa position x . Une simplification de l'équation (3), consistant à ne pas tenir compte de la dynamique de l'anche – on annule les dérivées de x dans (3) – permet d'obtenir une relation entre x et Δp , qui injectée dans (6) donne finalement :

$$u = u_A \left(1 - \frac{\Delta p}{p_M} \right) \sqrt{\frac{|\Delta p|}{p_M}} \quad (7)$$

La courbe en traits pleins ci-dessous montre l'allure de la caractéristique non-linéaire obtenue. Pour des différences de pression faibles, le débit est d'autant plus important que la différence de pression est importante du fait du mécanisme exprimé par l'équation (4). Cependant, l'équation (3) implique que l'anche a tendance à se fermer lorsque la différence de pression devient trop importante. C'est ce mécanisme qui prévaut à forte différence de pression. Après être passé par un maximum, le débit décroît pour finalement s'annuler. Cette courbe est celle que l'on observe classiquement pour les instruments à anche simple tels que la clarinette. Pour les instruments à anche double, la caractéristique peut aussi emprunter l'une des caractéristiques en pointillés selon la distance entre les deux anches. En effet, comme le détaillent [Wijnands&Hirschberg 1995], si le canal entre les deux anches est étroit, il faut tenir compte d'effets dissipatifs dus à la turbulence. La caractéristique non-linéaire tend alors vers la courbe OA''C de la figure 12.

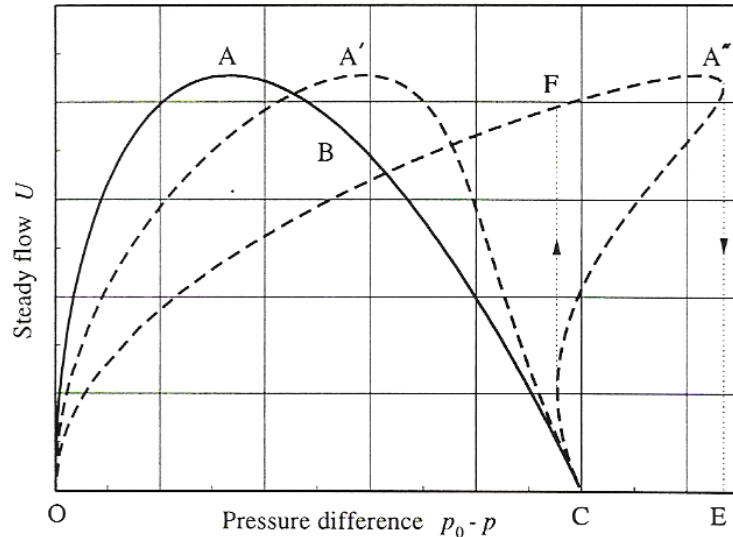


Figure 12 : Caractéristique non-linéaire reliant le débit volumique à la différence de pression de part et d'autre de l'anche pour un instrument à anche simple (courbe OABC) et un instrument à anche double (l'une des trois courbes selon la résistance du canal de l'anche). D'après [Wijnands&Hirschberg 1995].

Dans le cas des instruments à anches lippales, ou pour les bois dans les notes aiguës, il n'est pas possible de simplifier l'équation (3). Le fonctionnement de l'anche ne peut pas alors être réduit à une caractéristique non-linéaire reliant le débit volumique entrant à la différence de pression de part et d'autre de l'anche.

Le moyen d'obtenir des modèles d'instruments à anche avec CORDIS-ANIMA sera vu à la section 3 du chapitre 3 et passe notamment par l'utilisation d'analogies entre systèmes mécaniques et aéroacoustiques.

c Les instruments à embouchure de flûte :

Nous traitons brièvement les cas des instruments à embouchure de flûte car les théories physiques traitant de ceux-ci font intervenir certains mécanismes difficilement transposables au sein de GENESIS. Cependant nous verrons à la section 3-c du chapitre 3, qu'il est néanmoins possible d'obtenir des sons de synthèse de la famille des sons de flûte avec GENESIS en adoptant une approche plus phénoménologique. De même que pour les instruments à anches, une discussion assez complète sur le sujet se trouve dans un chapitre de l'ouvrage d'Antoine Chaigne et Jean Kergomard, rédigé par Benoît Fabre [Fabre 2008].

Comme pour les instruments à anche, la source d'énergie est constituée par le souffle de l'instrumentiste et le résonateur par le corps de l'instrument. Cependant le mécanisme non-linéaire

provoquant l'auto-oscillation consiste en un jet d'air instable, perturbé par les ondes sonores présentes dans le résonateur, et se propageant jusqu'à un biseau. Le jet passe alors alternativement de part et d'autre de cet obstacle, entretenant par là même les ondes acoustiques présentes dans le résonateur. Comme le note Benoît Fabre dans [Fabre 2008], « le jet ne peut pas être décrit par un modèle quasi-statique, contrairement aux instruments à anche en roseau, pour lesquels on peut mesurer une caractéristique non linéaire quasi-statique, permettant de simplifier beaucoup les études ». Certains auteurs proposent néanmoins une représentation simplifiée sous forme de caractéristique non-linéaire (voir figure 13), impliquant un retard τ dû à la propagation des perturbations le long du jet instable – voir [McIntyre&coll 1983] et [Fletcher 1974] par exemple.

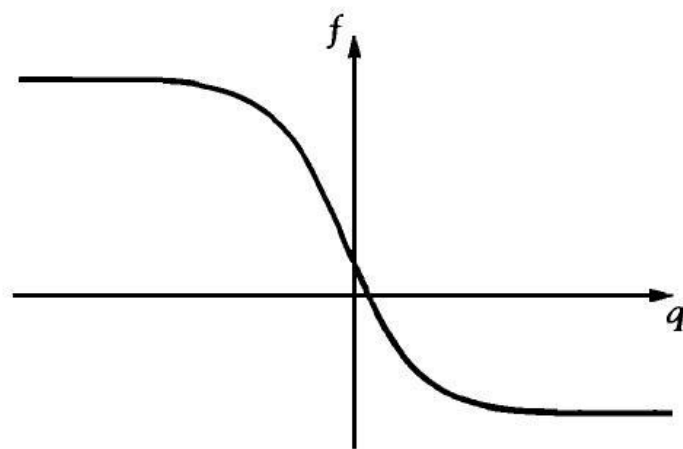


Figure 13 : Caractéristique non-linéaire permettant de décrire le mécanisme d'obtention des auto-oscillations dans le cas des instruments à embouchure de flûte. q est le déplacement acoustique transversal du jet et f est le débit volumique entrant dans le résonateur au niveau du biseau. Cette courbe relie les valeurs de f au temps t à celle de q au temps $t-\tau$ où τ correspond au temps de propagation des perturbations le long du jet instable. D'après [McIntyre&coll 1983].

Chapitre 3 : Outils génériques pour la mise en oscillations auto-entretenues de structures vibrantes :

Nous abordons maintenant le moyen d'établir des oscillations auto-entretenues au sein de l'environnement GENESIS. Nous nous sommes basés sur l'étude décrite ci-dessus concernant les trois principaux types d'instruments à oscillations auto-entretenues de l'orchestre. Premièrement nous abordons l'établissement de modèles élémentaires d'oscillateurs auto-entretenus avant de proposer des modèles simples des instruments décrits plus haut afin de souligner les fortes analogies qu'ils entretiennent ensemble, ainsi qu'avec le formalisme de l'oscillateur de Van der Pol. Ensuite, nous voyons de manière générale les méthodes pour obtenir des auto-oscillations sur n'importe quel réseau construit avec CORDIS-ANIMA.

1 Différents modèles d'oscillateur de Van der Pol dans GENESIS :

Si l'on reprend le principe de l'oscillateur de Van der Pol, qui consiste à avoir une résistance d'abord négative pour les petites oscillations, puis positive lorsque les oscillations dépassent une certaine amplitude, nous pouvons voir que les différents types d'instruments à oscillations auto-entretenues étudiés plus haut correspondent à ce principe. En effet, les trois caractéristiques non-linéaires obtenues possèdent toutes une partie de pente négative, permettant aux oscillations de croître. Pour les cordes frottées et les instruments à anche, une autre partie de la courbe est à pente positive, assurant la saturation des oscillations. Concernant les instruments à embouchure de flûte, la caractéristique ne possède pas de partie à pente positive. La saturation est alors uniquement assurée par la dissipation au sein du résonateur. On voit donc de fortes relations avec l'oscillateur de Van der Pol. En réalité, l'unique différence avec les instruments étudiés ci-dessus est que pour l'oscillateur de Van der Pol, le coefficient d'amortissement non-linéaire dépend explicitement de la position et de la vitesse dans l'équation (1), alors que pour par exemple le frottement d'archet, il ne dépend explicitement que de la vitesse. Cependant, cette différence apparente peut être levée avec le raisonnement du paragraphe suivant.

a Un oscillateur de Van der Pol mécanique¹⁸ :

On cherche à réaliser l'oscillateur le plus simple qui suit le principe de l'oscillateur de Van der Pol – résistance négative à faible amplitude d'oscillation et résistance positive à amplitude plus

¹⁸ La démonstration de cette section se trouve notamment dans [Bogolioubov&Mitropolski 1962].

élevée – et dont le coefficient non-linéaire d’amortissement ne dépend que de la vitesse, comme dans le cas du frottement d’archet. On part donc de l’équation de l’oscillateur harmonique amorti à laquelle on ajoute un terme d’amortissement non-linéaire $-A \frac{dx}{dt} + B \frac{d^3x}{dt^3}$ avec A et B positifs (voir figure 14 (a)). Le terme $-A \frac{dx}{dt}$ permet donc d’amplifier les oscillations à faible vitesse et le terme $B \frac{d^3x}{dt^3}$ est la plus simple fonction permettant d’obtenir un amortissement positif à forte vitesse. On obtient donc l’équation suivante :

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + (z - A) \frac{dx}{dt} + B \frac{d^3x}{dt^3} + kx = 0, \quad (8)$$

qui dérivée par rapport au temps donne :

$$m \frac{d^3x}{dt^3} + (z - A) \frac{d^2x}{dt^2} + 3B \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \frac{d^2x}{dt^2} + k \frac{dx}{dt} = 0. \quad (9)$$

L’équation que vérifie la vitesse $v = \frac{dx}{dt}$ est donc :

$$\frac{d^2v}{dt^2} + \frac{(z - A) + 3Bv^2}{m} \frac{dv}{dt} + \omega_0^2 v = 0, \quad (10)$$

avec $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

Enfin, via le changement de variable :

$$\tau = \omega_0 t$$

$$w = \sqrt{\frac{3B}{A - z}} v$$

on obtient finalement l’équation :

$$\frac{d^2w}{d\tau^2} - \varepsilon(1 - w^2) \frac{dw}{d\tau} + w = 0, \quad (11)$$

équation identique à l'équation (1), avec $\varepsilon = \frac{A-z}{m\omega_0} = \frac{A-z}{\sqrt{km}}$.

Donc l'oscillateur construit ci-dessus est équivalent à l'oscillateur de Van der Pol tel que décrit par l'équation (1) et en possède donc toutes les caractéristiques. En outre, on a explicité le paramètre ε , dont dépend la dynamique de l'oscillateur, en tant que rapport entre l'amortissement et l'impédance caractéristique de la structure vibrante.

b Modèle d'oscillateur de Van der Pol réalisé avec GENESIS :

Nous allons maintenant étudier un modèle de cet oscillateur construit dans l'environnement GENESIS et le comparer à un modèle d'oscillateur frotté, utilisant une caractéristique non-linéaire simplifiée du frottement d'archet vu à la section 2-a du chapitre 2. Le but de la comparaison est ensuite de pouvoir se baser sur les résultats bien connus concernant les caractéristiques de l'oscillateur de Van der Pol afin d'analyser de manière qualitative des modèles plus complexes de structures à oscillations auto-entretenues. La figure ci-dessous montre les caractéristiques non-linéaires des deux oscillateurs :

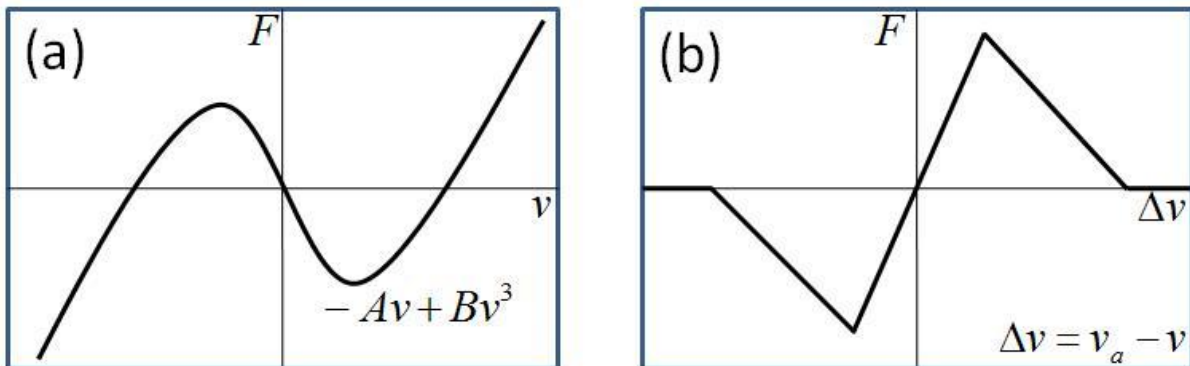


Figure 14 : (a) Caractéristique $F(v)$ non-linéaire pour l'oscillateur de Van der Pol. (b) Caractéristique non-linéaire simplifiée modélisant le frottement d'un archet sur une structure vibrante. Par rapport à la caractéristique de la figure 11 (b), celle-ci n'est pas tracée en fonction de la vitesse mais de la différence de vitesse $v_a - v$ entre respectivement l'archet et la structure frottée.

Le modèle d'oscillateur de Van der Pol que nous avons construit dans GENESIS est visible à la figure 15 et est constitué d'un modèle d'oscillateur harmonique – un module MAS relié à un module SOL via un module RES – en interaction avec un SOL via un module LNL-Z (voir la section 1-c du chapitre 1 pour un inventaire des différents modules et leurs fonctions) dont la caractéristique non-linéaire $F(v)$ est celle de la figure 14 (a). Un système d'écoute stéréo, constitué de deux modules SOF reliés à l'oscillateur via respectivement un module FRO et un module RES, permet de capter sa position et sa vitesse au cours du temps. En effet, la force captée par les modules SOF est pour l'un proportionnelle à la vitesse – $F = Zv$ – et pour l'autre proportionnelle à la position – $F = Kx$.

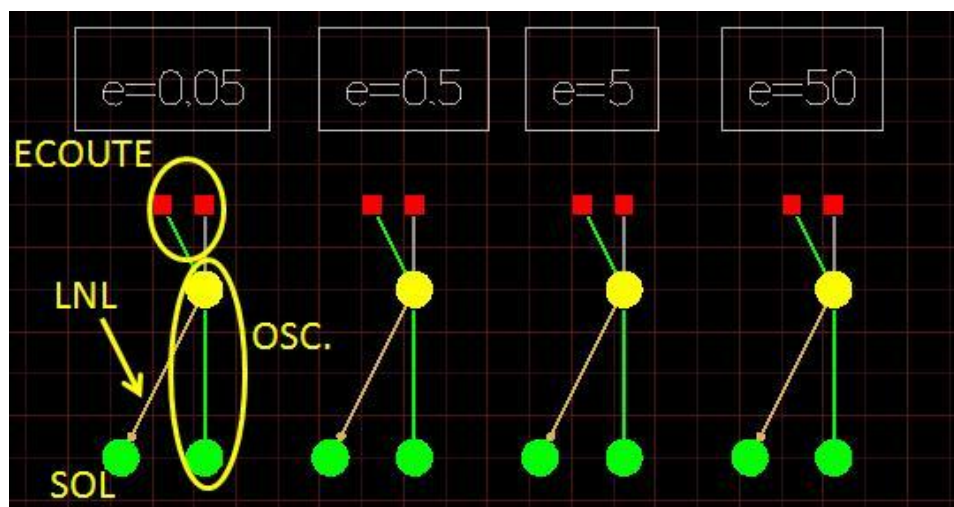


Figure 15 : Modèles d'oscillateurs de Van der Pol construits sur l'établi de GENESIS. Un oscillateur harmonique est relié à un module SOL via une liaison LNL-Z possédant la caractéristique non-linéaire montrée à la figure 14 (a). Les quatre modèles représentés diffèrent par les valeurs du coefficient d'amortissement ε qui s'échelonnent entre 0,05 et 50.

Pour différentes valeurs du coefficient d'amortissement ε , nous pouvons observer la dynamique du système sur la figure suivante. Les signaux proviennent de la simulation des modèles de la figure 15.

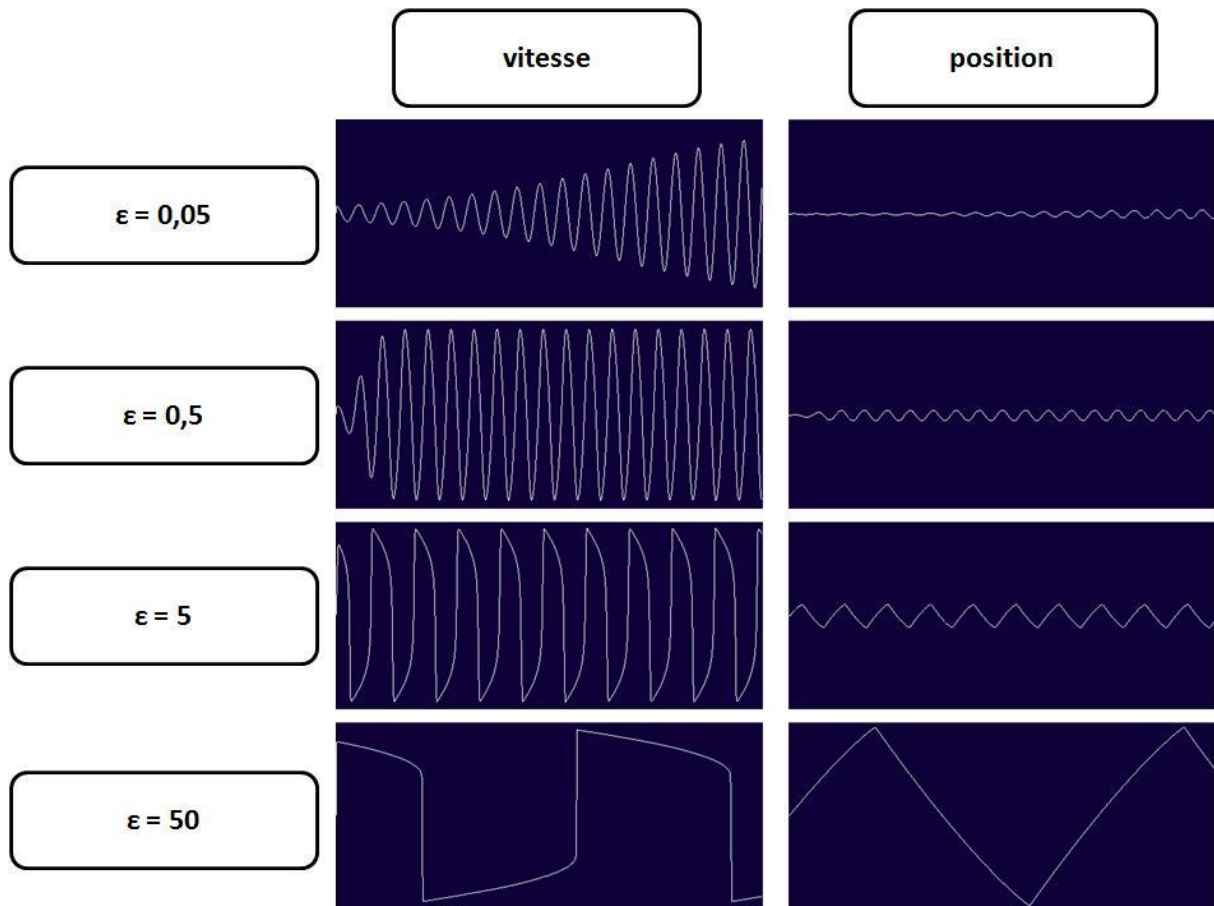


Figure 16 : Signaux de vitesse et de position obtenus pour la simulation d'un oscillateur de Van der Pol pour différentes valeur du coefficient ε . Les échelles d'amplitude et de temps sont les même pour toutes les valeurs de ε .

Nous pouvons vérifier, d'après la figure 16, des résultats classiques concernant la dynamique de l'oscillateur de Van der Pol – voir par exemple [Horvath 1975]. On peut remarquer qu'à faibles valeurs du paramètre ε , les signaux de vitesse et de position sont sinusoïdaux et que l'obtention du régime stationnaire est d'autant plus long que ε est petit. D'autre part, on remarque un changement de l'allure des signaux pour des valeurs plus fortes de ε , menant à un enrichissement de leur spectre et à une baisse importante de la fréquence fondamentale (voir figure 17). On a alors ce que l'on appelle des oscillations de relaxation.

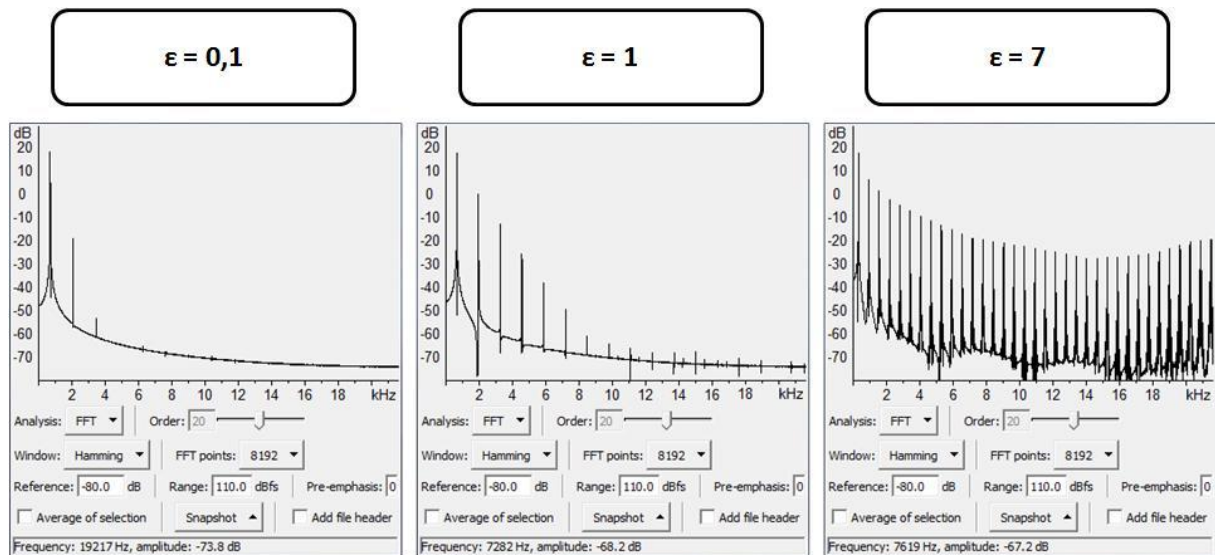


Figure 17 : Spectres des signaux de vitesse obtenus pour différentes valeurs de ε lors de la simulation d'un oscillateur de Van der Pol avec le logiciel GENESIS. On note un enrichissement du spectre et une baisse importante de la fréquence fondamentale lorsque ε croît.

De plus, concernant le signal de vitesse, il est à noter que son amplitude ne dépend pas de ε , comme prédit par la théorie. En réalité elle est très légèrement plus élevée – de l'ordre de 1% – pour des valeurs de ε entre 1 et 10, ce qui est aussi observable avec cette simulation. En fait, si l'on considère la caractéristique non-linéaire de la figure 14 (a), reproduite ci-dessous, le point de fonctionnement se déplace entre deux abscisses maximales $\pm v_{\max}$ déterminées par les ordonnées des extrema locaux de la courbe (voir la construction à la figure 18). Lorsque ε croît, l'ordonnée des extrema croît aussi mais cela ne change rien à la vitesse maximale atteinte, comme montré sur la figure 18.

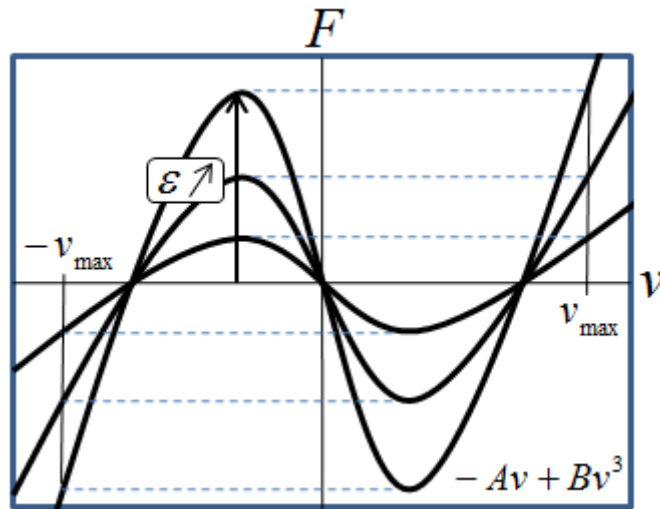


Figure 18 : Allures des caractéristiques non-linéaires de l'oscillateur de Van der Pol pour différentes valeurs du paramètre ε .

La figure 18 permet de voir que la vitesse maximale est la même quelle que soit la valeur de ε . Cependant elle n'explique pas pourquoi l'on a une modification du signal pour les grandes valeurs de ce paramètre. Afin d'expliquer ce fait, il faut reconsidérer l'équation explicitant ε :

$$\varepsilon = \frac{A - z}{m\omega_0} = \frac{A - z}{\sqrt{km}}$$

Ainsi ε représente le rapport entre d'une part la résistance – positive ou négative – au mouvement de l'oscillateur et d'autre part son impédance caractéristique. Ainsi, quand ε est petit, l'impédance est grande par rapport aux pentes de la caractéristique non-linéaire et l'oscillateur se comporte comme s'il était libre – oscillation harmonique, à sa fréquence propre. Quand ε est grand, ce sont les termes visqueux non-linéaires qui dictent le comportement de l'oscillateur, d'autant plus que ε est grand. Ainsi, la zone centrale de la caractéristique aura d'autant plus tendance à repousser l'oscillateur vers les zones latérales, ces dernières ayant d'autant plus tendance à retenir l'oscillateur. On aboutit donc à des oscillations de relaxation où le point de fonctionnement reste dans l'une des zones latérales relativement longtemps avant de sauter de manière quasi-instantanée dans l'autre zone latérale de la caractéristique. Une deuxième conséquence est l'abaissement de la fréquence fondamentale au fur et à mesure que ε croît. On peut aussi vérifier que cet abaissement est en accord avec la théorie, qui donne aux forts ε la relation pour la période T : $T\omega_0 = (3 - \ln 4)\varepsilon$ – voir [Horvath 1975] –, ce qui implique, par exemple pour $\varepsilon = 50$, une période des oscillations de relaxation $T \approx 13T_0$. On peut vérifier sur la figure 16 que l'on a bien ce rapport entre la période T du

dernier signal et celle de l'un des deux premiers – leur période est à peu de choses près la période propre T_0 de l'oscillateur harmonique.

Ainsi nous avons pu analyser le modèle d'oscillateur de Van der Pol construit et obtenir les caractéristiques importantes de son comportement et par la même occasion vérifier qu'elles correspondent bien à la théorie. Cette étude va d'une part être importante pour avoir une intuition concernant les phénomènes entrant en jeu pour des modèles plus complexes où une telle analyse se révèle beaucoup plus délicate, et d'autre part elle sera directement réutilisée dans la partie C lorsque l'on traitera de possibles modélisations du geste instrumental. Nous allons maintenant voir comment le comportement de l'oscillateur change lorsque l'on applique certaines modifications à la caractéristique non-linéaire de la figure 14 (a).

c De l'oscillateur de Van der Pol à la structure frottée :

Pour passer de la caractéristique non-linéaire de la figure 14 (a) à celle de la figure 14 (b), différentes modifications sont nécessaires. La figure ci-dessous illustre ce point.

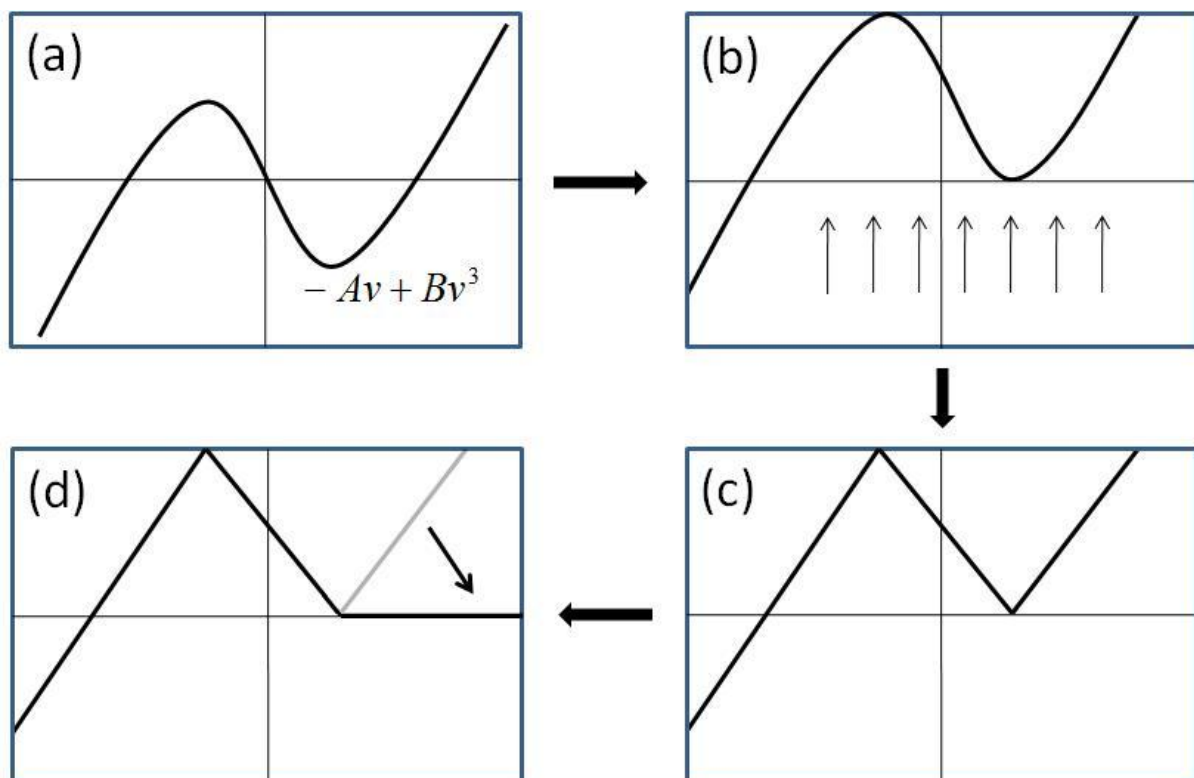


Figure 19 : Différentes étapes permettant de passer de l'une à l'autre des deux caractéristiques présentées à la figure 14. (a) Caractéristique non-linéaire de l'oscillateur de Van der Pol. Translation en (b) et linéarisation par morceaux en (c). En (d) la pente d'une partie de la courbe est ramenée à zéro.

En (a) est représentée la caractéristique non-linéaire de l'oscillateur de Van der Pol. En (b) on opère une translation verticale de cette caractéristique, ce qui revient à ajouter une composante constante à la force d'interaction. Ceci a pour effet de décaler légèrement le point médian de part et d'autre duquel se fait l'oscillation mais ne change en rien la dynamique du système. On approxime en (c) la caractéristique par des portions de droites et en (d), la pente positive d'une partie de la courbe est ramenée à zéro. On obtient alors la caractéristique simplifiée du frottement d'archet présentée figure 14 (b) exceptée qu'ici elle n'est pas représentée en fonction de la différence de vitesse archet-structure frottée et qu'à la figure 14, la caractéristique est symétrique afin de tenir compte du fait que l'archet peut frotter dans un sens et dans le sens opposé, mais ceci ne change pas le comportement de l'oscillateur. Les deux dernières étapes de la figure 19 vont par contre influencer sur la dynamique de l'oscillateur. Nous allons donc analyser l'effet de ces deux modifications.

Concernant la première modification, la figure 20 permet d'observer la dynamique de l'oscillateur soumis à la caractéristique linéaire par morceaux de la figure 19 (c).

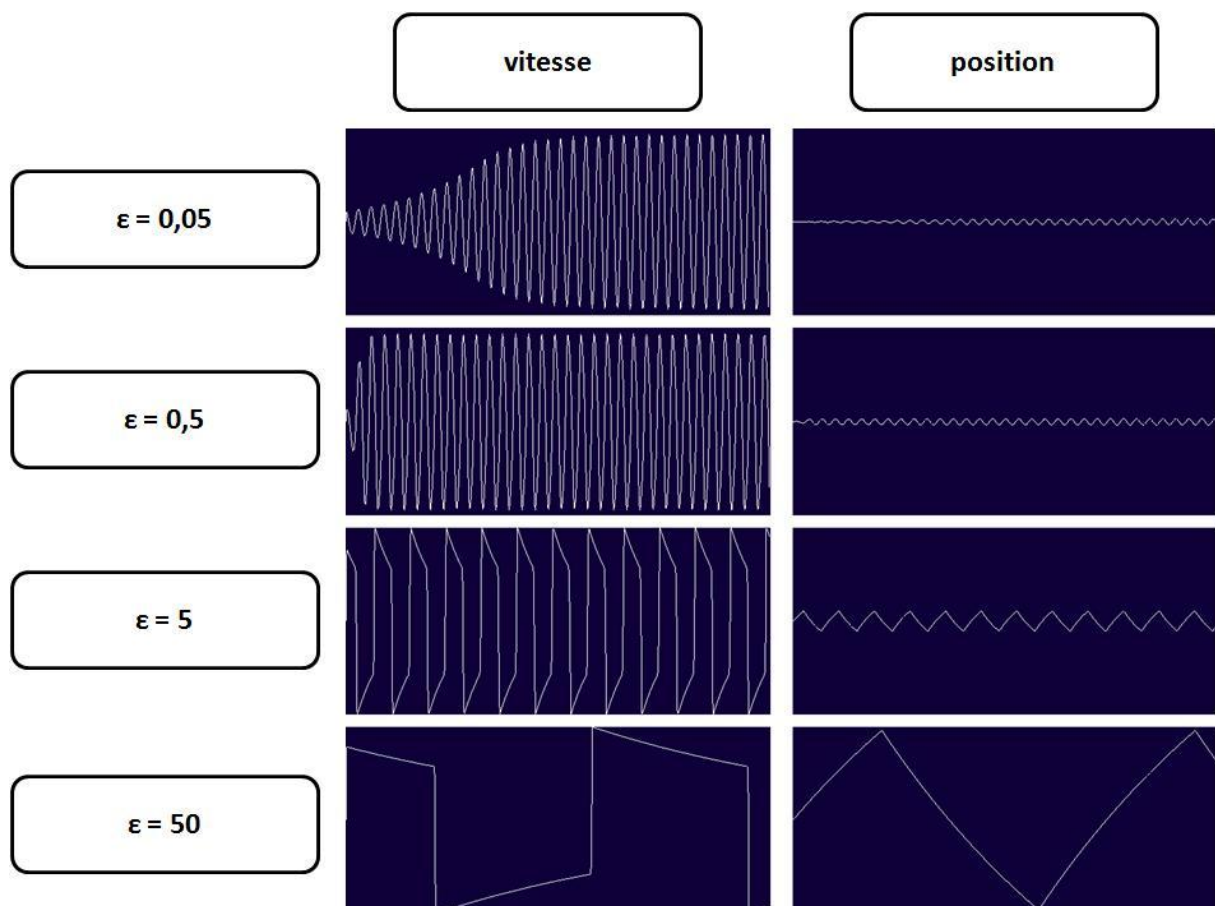


Figure 20 : Signaux de vitesse et de position obtenus pour la simulation d'un oscillateur de Van der Pol dont la caractéristique non-linéaire est constituée de portions de droites. Les échelles d'amplitude et de temps sont les mêmes pour toutes les valeurs de ϵ .

Nous pouvons observer que les principales caractéristiques du comportement de l'oscillateur de Van der Pol restent inchangées, hormis l'allure de la déformation des signaux lorsque l'on tend vers des oscillations de relaxation. En effet, les parties latérales de la caractéristique non-linéaire étant des droites au lieu de courbes plus arrondies, les créneaux obtenus ont des arrêtes plus saillantes, entraînant des sons plus riches en harmoniques aigus, comme nous pouvons le voir sur la figure 24. En fait, la courbure observée des plateaux des créneaux correspond à la décroissance exponentielle caractéristique d'un oscillateur amorti en régime apériodique. Un autre changement par rapport à l'oscillateur de Van der Pol étudié ci-dessus est l'évolution de la fréquence fondamentale avec ε . Elle diminue plus rapidement dans ce cas, mais ce fait dépend fortement de la manière dont on approxime la caractéristique. Dans ce cas aussi il est possible de connaître la dépendance selon ε de la fréquence fondamentale.

Enfin considérons un modèle d'oscillateur harmonique frotté par un archet. On se ramène donc à une caractéristique linéaire par morceaux, mais cette fois-ci une zone latérale de la caractéristique a une pente nulle (voir figure 19 (d)). Le modèle GENESIS d'oscillateur frotté est visible à la figure 21. Il y a toujours un modèle d'oscillateur harmonique, mais cette fois-ci, il est relié via le module LNL-Z à un module MAS représentant l'archet, d'inertie M_A . La caractéristique utilisée est celle de la figure 14 (b). Le module MAS doit donc avoir une vitesse initiale située dans la zone de pente négative de cette caractéristique afin que les oscillations démarrent. Toujours le même dispositif d'écoute permet d'extraire les signaux de vitesse et de position de l'oscillateur calculés pendant la simulation.

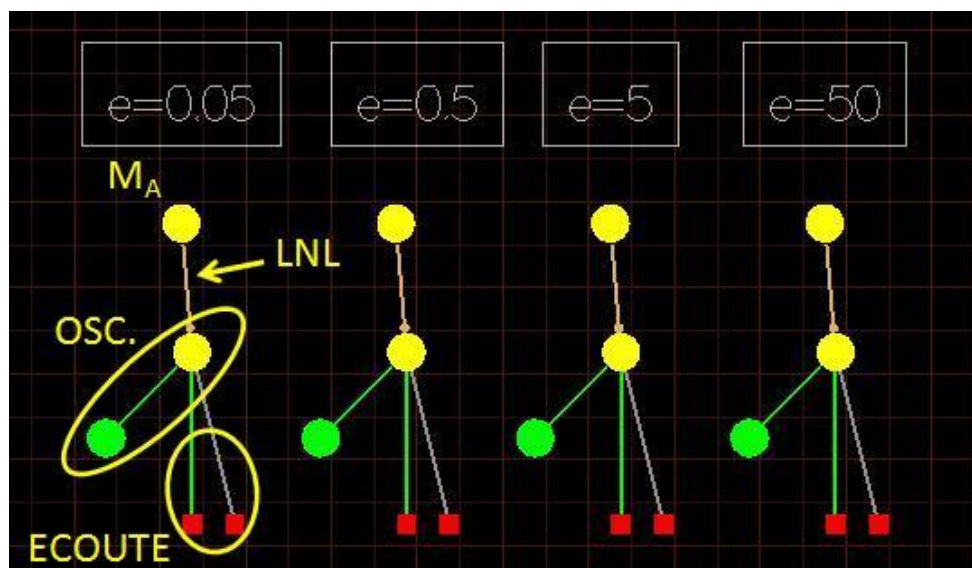


Figure 21 : Modèles d'oscillateurs harmoniques frottés construits sur l'établi de GENESIS. Les coefficients d'amortissement ε s'échelonnent entre 0,05 et 50.

La figure 22 présente les signaux de vitesse et de position obtenus lors de la simulation avec GENESIS de l'oscillateur harmonique frotté pour différentes valeurs de ε .

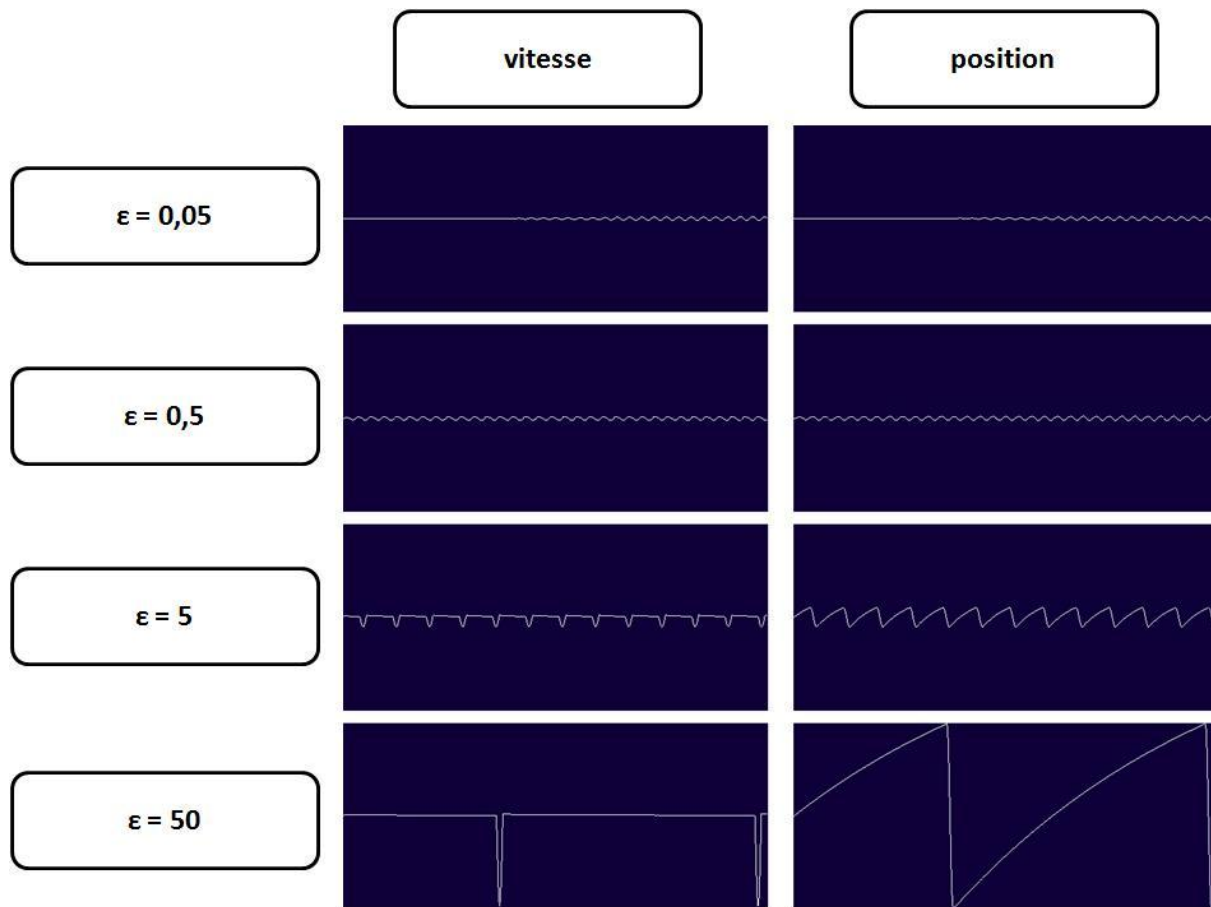


Figure 22 : Signaux de vitesse et de position obtenus pour la simulation au sein de l'environnement GENESIS d'un oscillateur harmonique frotté. Les échelles d'amplitude et de temps sont les mêmes pour toutes les valeurs de ε .

Nous pouvons voir sur la figure 22 que l'utilisation d'une caractéristique possédant une partie latérale à pente nulle a des conséquences importantes sur le comportement de l'oscillateur, notamment pour les fortes valeurs de ε . En effet, pour $\varepsilon < 1$, on a toujours des oscillations à peu près sinusoïdales alors que pour $\varepsilon > 1$ le signal de vitesse ne tend plus vers un signal en créneau mais une alternance de paliers et de pics alors que le signal de position n'est plus triangulaire mais en dents de scie. Ceci est explicable en considérant l'évolution du point de fonctionnement sur la caractéristique non-linéaire de la figure 19 (d) reproduite ci-dessous.

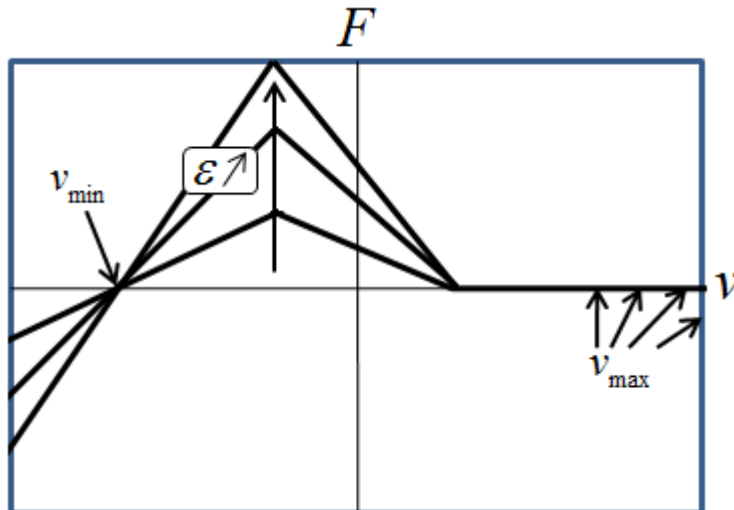


Figure 23 : Allures des caractéristiques non-linéaires de l'oscillateur harmonique frotté pour différentes valeurs du paramètre ε .

Donc dans le cas de la caractéristique représentée à la figure 23, le point de fonctionnement se déplace entre deux abscisses v_{\min} et v_{\max} . Mais alors que v_{\min} est déterminée et toujours la même quelle que soit la valeur de ε , la valeur de v_{\max} est indéterminée à cause de la pente nulle de la partie droite de la courbe. Ainsi, pour ε faible, l'oscillateur peut être considéré comme quasi-libre et v_{\max} est environ égal à $-v_{\min}$. Pour de forte valeur de ε , le comportement est beaucoup plus dicté par la caractéristique non-linéaire. D'un côté de la caractéristique, la pente positive jouera le même rôle que précédemment pour les oscillations de relaxation de l'oscillateur de Van der Pol, ce qui donne les plateaux des deux derniers signaux de vitesse de la figure 22. Par contre, la zone de droite ne retient pas l'oscillateur, ce qui implique une forte hausse de sa vitesse se traduisant par des pics sur le signal. L'oscillateur est libre sur cette courte période. On a donc alternance de phases où l'archet colle à l'oscillateur – paliers de vitesse – et où l'oscillateur glisse librement – pics de vitesse : c'est le régime *stick-slip*.

La figure 24 résume l'évolution du spectre des signaux de vitesse lors du passage de l'oscillateur de Van der Pol à l'oscillateur harmonique frotté pour une valeur de ε intermédiaire ($\varepsilon = 1$).

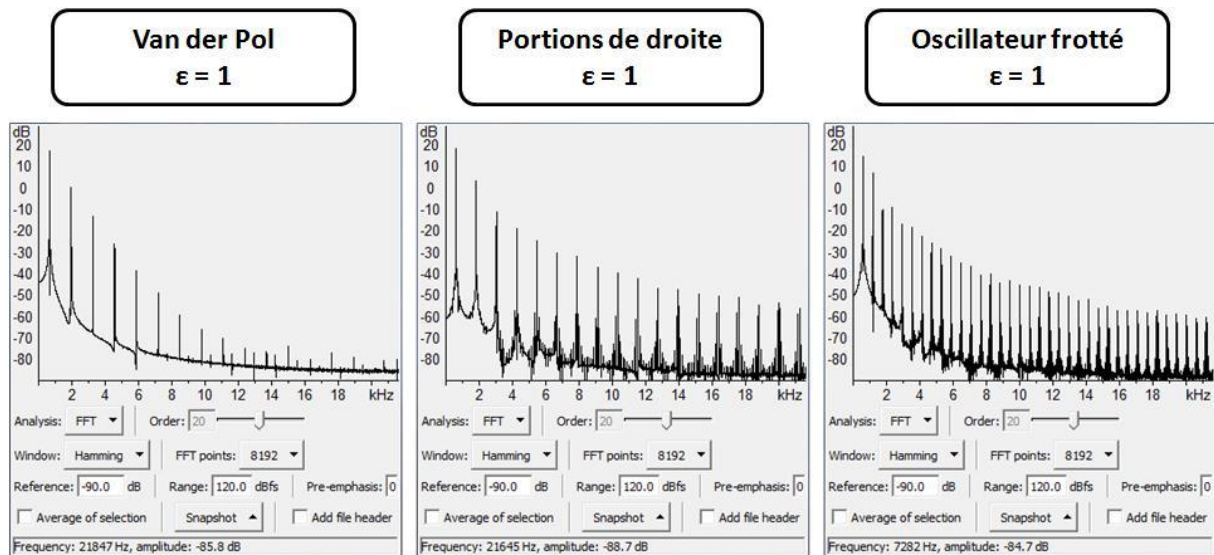


Figure 24 : Spectres des signaux de vitesse obtenus pour $\varepsilon = 1$ lors de la simulation avec le logiciel GENESIS d'un oscillateur de Van der Pol, d'un oscillateur de Van der Pol dont la caractéristique non-linéaire est constituée de portions de droites, et d'un oscillateur harmonique frotté.

Nous pouvons donc voir que le passage d'une forme arrondie de la caractéristique non-linéaire, pour l'oscillateur de Van der Pol, à une forme plus saillante – linéarisation par morceaux – implique un enrichissement du spectre en harmoniques aigus. Il est à noter que l'on n'a que des harmoniques impaires dans le spectre. Cependant, dans le cas de l'oscillateur frotté, le fait d'utiliser une caractéristique non-linéaire non symétrique autour du point dont l'abscisse correspond à la vitesse de l'archet implique l'apparition d'harmoniques paires dans le spectre.

Nous avons donc pu, sur l'exemple de l'oscillateur de Van der Pol, analyser les différences de comportement rencontrées lorsque l'on applique des modifications à la caractéristique de l'élément non-linéaire responsable des auto-oscillations d'une structure vibrante. En outre nous avons réalisé un pont entre le formalisme de l'oscillateur de Van der Pol et celui de la structure frottée, permettant de réutiliser cette étude pour l'analyse de systèmes plus complexes, sièges d'auto-oscillations. Nous allons maintenant poursuivre nos investigations sur les structures frottées en nous intéressant à la modélisation d'une corde frottée avec le logiciel GENESIS.

2 Un modèle de corde frottée :

Nous abordons maintenant la modélisation d'une corde frottée afin de comprendre comment un système ayant plusieurs modes propres de vibration réagit à une excitation non-linéaire du type de celles utilisées dans le paragraphe précédent. Nous avons donc modélisé la corde

attachée aux deux bouts par une succession de modules MAS reliés par des modules REF, sous forme d'un chapelet, qui est relié à ses deux extrémités à des modules SOL (voir figure 25). Il est à noter que cette modélisation est équivalente par exemple à la discrétisation réalisée lorsque l'on modélise une corde par différences finies. Ce modèle de corde est ensuite relié à une masse de grande inertie via une interaction non-linéaire – module LNL-Z – du même type que celle représentée en figure 14 (b). Cette masse représente l'inertie de l'archet.

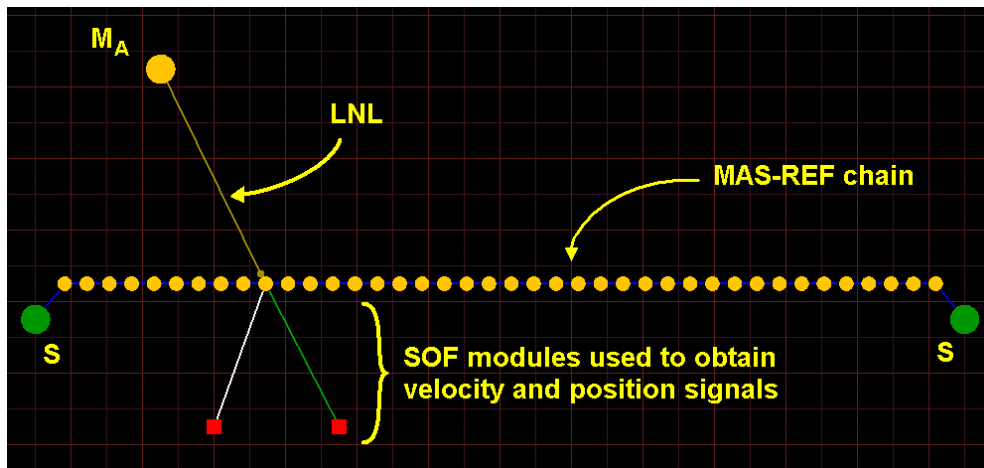


Figure 25 : Modélisation d'une corde frottée au sein de l'environnement GENESIS. Une succession de masses en interaction viscoélastique entre elles modélise la corde. L'archet est modélisé par une masse de grande inertie par rapport à celles qui constituent la corde. Cette masse est reliée à un point de la corde via une interaction non-linéaire de type de celle représentée à la figure 14 (b). Le même dispositif que précédemment est utilisé pour capter les signaux de position et de vitesse. D'après [Poyer&Cadoz 2007].

En paramétrant l'interaction non-linéaire de manière adéquate – pentes positive et négative de la caractéristique non-linéaire, vitesse de l'archet, etc –, ce modèle permet d'obtenir une simulation de corde frottée réaliste. Il est possible, via la fenêtre de visualisation de la simulation, d'observer le mouvement de Helmholtz caractéristique de la corde frottée (voir figure 26 (a)). La comparaison des signaux de vitesse et de position obtenus par la simulation avec des résultats de mesures expérimentales, et surtout l'écoute des sons produits, permettent de valider la pertinence du modèle construit, et notamment la caractéristique non-linéaire utilisée.

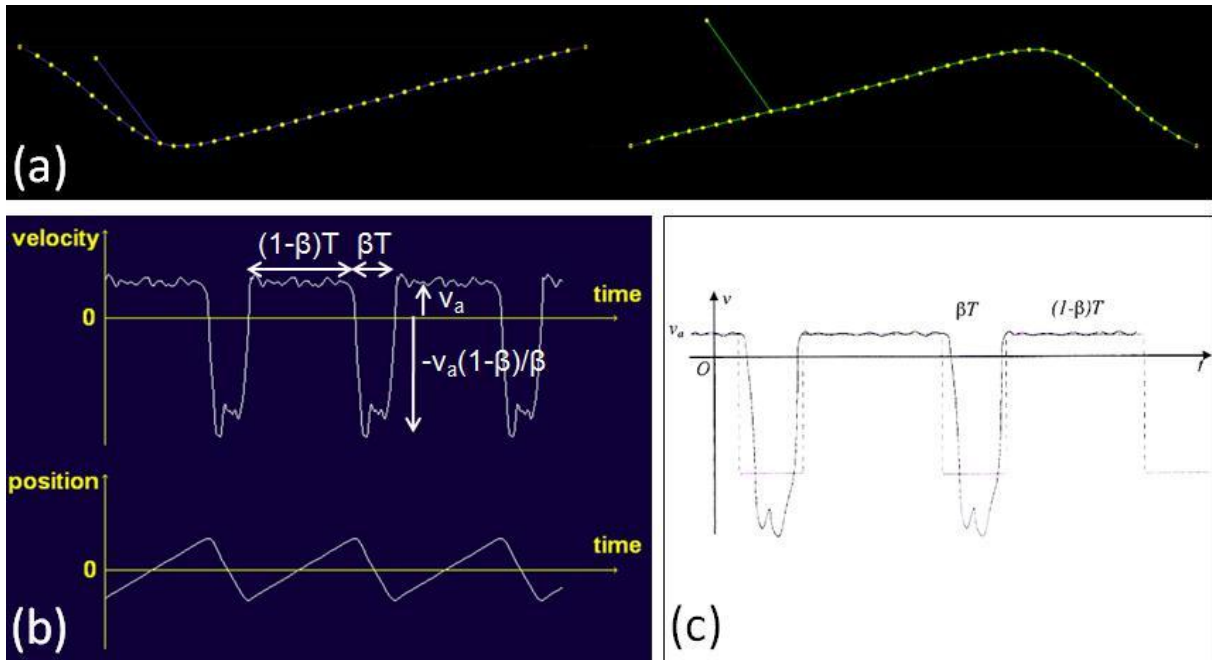


Figure 26 : (a) Instantanés du mouvement de Helmholtz d'une corde frottée, tel que l'on peut l'observer dans la fenêtre de visualisation de la simulation. Les deux instantanés correspondent à une différence de phase d'une demi-période. L'archet possède une vitesse constante v_a vers le haut et frotte la corde au quart de sa longueur. (b) Signaux de vitesse et de position du point de contact archet/corde provenant de la simulation de cette même corde frottée. β correspond à la fraction de la corde à laquelle est situé le point de contact. (c) Signal de vitesse du point de contact d'une corde frottée réelle. La corde est frottée au quart de sa longueur. D'après [Boutillon 2000].

a Influence de la forme de la caractéristique non-linéaire sur le comportement de la corde :

Nous allons maintenant analyser l'influence de modifications de la caractéristique non-linéaire sur le comportement des auto-oscillations afin de cerner les aspects de la caractéristique qui ont le plus d'impact sur celui-ci. Une première idée, en s'inspirant de l'étude du paragraphe précédent, serait de passer progressivement de la caractéristique « frottement d'archet » à celle de l'oscillateur de Van der Pol, et d'analyser l'influence sur le comportement du système autoentretenu. Les deux caractéristiques non-linéaires utilisées pour cette comparaison sont reproduites ci-dessous.

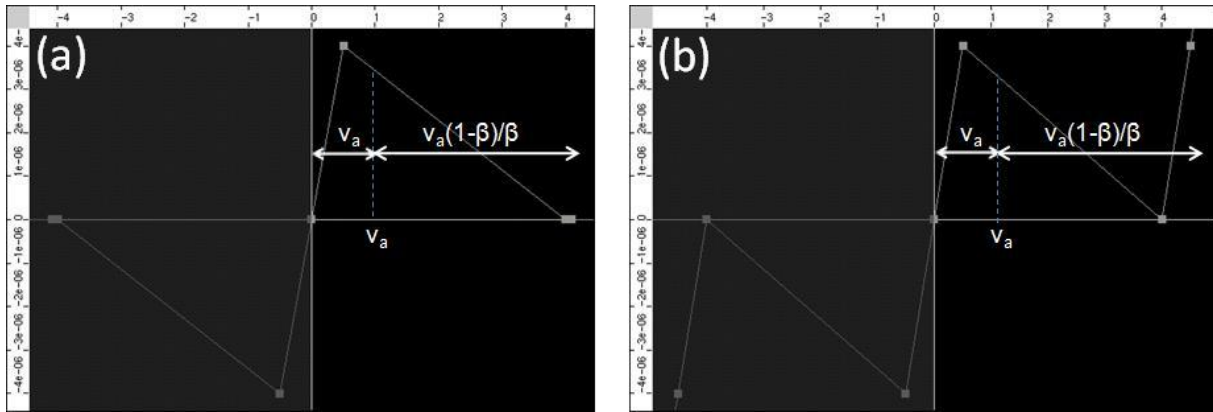


Figure 27 : Visualisation des caractéristiques $F(\Delta v)$ construites au sein du module LNL-Z de GENESIS. En (a), la caractéristique correspond à celle d’une corde frottée. En (b), on a une caractéristique du type de celle de l’oscillateur de Van der Pol, avec une pente positive pour les grandes différences de vitesse archet/corde. Sont indiquées les zones balayées par le point de fonctionnement du système. A gauche une zone de largeur v_a où la vitesse du point de contact archet/corde est positive. A droite une zone de largeur $v_a(1-\beta)/\beta$ où elle est négative.

Les études que nous avons menées sur ce sujet ont abouti à la conclusion qu’il est bien plus facile d’obtenir un mouvement de Helmholtz stable avec la caractéristique de type frottement d’archet – figure 27 (a) – qu’avec la caractéristique de type Van der Pol – figure 27 (b). Ceci est d’autant plus vrai pour un amortissement interne faible de la corde, une vitesse élevée de l’archet, et lorsque l’on frotte près du bout de la corde. Ce dernier point est aisément compréhensible si l’on reprend le signal de vitesse de la figure 26 (b). Au cours du mouvement de la corde, la vitesse prend une valeur positive égale à celle de l’archet et une valeur négative égale à une constante $(1-\beta)/\beta$ multipliée par la vitesse de l’archet. Cette constante dépend en outre de la fraction β de la corde à laquelle se situe le point de contact archet/corde. Plus β sera petit et plus cette constante sera grande. Ainsi, l’excursion du point de fonctionnement le long de la caractéristique non-linéaire est d’autant plus grande que l’archet frotte près d’un bout de la corde, et que sa vitesse est grande. Le point de fonctionnement passera donc d’autant plus de temps dans la zone latérale où la pente de la caractéristique est positive. Cette pente positive va en réalité gêner l’établissement du mouvement de Helmholtz. On peut s’interroger sur ce fait car le mouvement de Helmholtz correspond à un signal de vitesse en créneaux, tout comme les oscillations de relaxation de l’oscillateur de Van der Pol. En réalité, la cause des créneaux est en partie différente dans les deux cas. Lorsque l’oscillateur de Van der Pol est le siège d’oscillations de relaxation, le système passe d’un état de forte interaction à un autre – d’une partie à forte pente positive à l’autre sur la caractéristique non-linéaire –, l’oscillateur étant dans chaque état équivalent à un oscillateur harmonique en régime aperiodique. La caractéristique non-linéaire impose ainsi l’amplitude et la durée des deux plateaux de vitesse. Dans

le cas du mouvement de Helmholtz, les durées des deux plateaux sont fixées par la géométrie du système via le paramètre β . Plus précisément, on observe ce que l'on appelle un accrochage en fréquence¹⁹ et en phase des modes de vibration de la corde, ces derniers s'organisant en quelque sorte afin de répondre à la condition aux limites imposée par l'archet au point de contact, c'est-à-dire une vitesse constante égale à celle de l'archet tant que les forces élastiques sont plus faibles que le frottement statique. C'est donc cette condition contraignante, associée à la possibilité d'un mouvement quasi-libre de la corde pendant une partie de la période d'oscillation, qui aboutit à une organisation des modes de vibration de la corde sous forme du mouvement de Helmholtz. Si l'on utilise maintenant une caractéristique type Van der Pol, la deuxième partie à pente positive tend à accrocher la corde une deuxième fois par période, ce qui entre en conflit avec l'arrangement des modes à l'origine du mouvement de Helmholtz. Le système est en quelque sorte trop contraint. On peut résumer les différences entre l'oscillateur de Van der Pol et la corde frottée en disant que pour l'oscillateur de Van der Pol, son comportement est quasi-uniquement dicté par la caractéristique non-linéaire alors que pour la corde frottée, les caractéristiques de la corde jouent un grand rôle via l'accrochage en fréquence et en phase des modes²⁰. L'utilisation d'une caractéristique non-linéaire trop contraignante, telle que celle de l'oscillateur de Van der Pol, entrera alors en conflit avec l'organisation des modes en un mouvement de Helmholtz. On observe alors d'autres types d'oscillations : par exemple un double mouvement de Helmholtz, où deux coins se propagent le long de la corde. Dans ce cas, la corde est accrochée et glisse deux fois par période. Un autre exemple est celui du mouvement de Helmholtz de fréquence double. La corde est alors partagée en deux, un mouvement de Helmholtz se développant sur chaque moitié de la corde. Dans certains cas, notamment pour un amortissement très faible de la corde, on aboutit à des régimes chaotiques d'oscillations.

Nous avons donc vu que pour pouvoir obtenir assez facilement des oscillations de la corde que l'on qualifiera de « normales », il fallait une caractéristique non-linéaire du type de celle présentée à la figure 27 (a), c'est-à-dire possédant une zone de pente positive – notée Z_{pos} – et une zone de pente négative – notée $Z_{\text{nég}}$. Il est maintenant possible d'affiner l'analyse en abordant l'influence sur le comportement de la corde de modifications plus quantitatives, telles que la valeur

¹⁹ L'accrochage en fréquence est caractérisé par le fait que les modes, bien qu'ayant des fréquences propres qui ne sont pas complètement harmoniques, vont osciller dans une distribution rigoureusement harmonique.

²⁰ Il est à noter que l'accrochage en fréquence et en phase est une caractéristique très générale des systèmes multi-modes en oscillations auto-entretenues et ne se limite pas à la corde frottée.

des pentes positive et négative, la position du point de contact archet/corde, la vitesse de l'archet ou l'utilisation d'autres courbes que des droites pour notre caractéristique non-linéaire.

b Influence des pentes de la caractéristique non-linéaire sur le son obtenu :

Tout d'abord nous allons voir comment les pentes de la caractéristique non-linéaire permettent d'influer sur le timbre des sons obtenus. De manière générale, la valeur absolue des pentes positive Z_{pos} et négative Z_{neg} de la caractéristique joue sur la richesse en harmoniques aigus du son. Ainsi par exemple, pour un modèle de corde frottée mettant en jeu la caractéristique non-linéaire de la figure 27 (a), le spectre de sons obtenus pour différentes valeurs de Z_{pos} est reproduit à la figure 28.

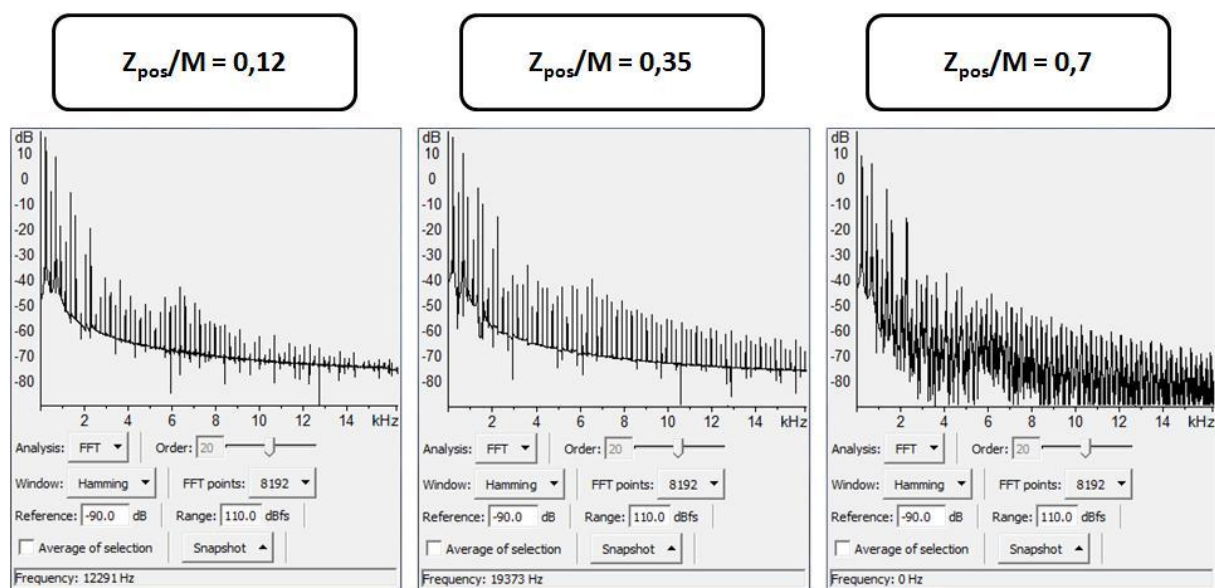


Figure 28 : Spectres des sons obtenus pour trois valeurs différentes du paramètre Z_{pos} . Les valeurs sont rapportées à la valeur de la masse linéique de la corde.

Il est ainsi possible d'obtenir des sons plus ou moins « ronds » selon la valeur donnée au paramètre Z_{pos} . Il est à noter de plus que la valeur du rapport Z_{pos}/M , où M est la valeur d'inertie du module MAS de la corde connecté à l'archet, est aussi importante pour le son obtenu du fait de l'algorithme de simulation. En effet, les algorithmes CORDIS-ANIMA deviennent instables lorsque la somme des coefficients des interactions visqueuses s'appliquant sur un module MAS dépasse la valeur de son paramètre d'inertie M . Cela se traduit par l'apparition d'une composante bruitée dans le son, qui peut d'ailleurs avoir un intérêt musical. Les trois exemples correspondent à des valeurs élevées de la viscosité Z_{pos} – proches de l'instabilité – comme c'est le cas pour le frottement d'archet réel.

La valeur de la pente négative $Z_{\text{nég}}$ a aussi un très fort impact sur les sons produits par le modèle de corde frottée. En effet, dans le cas de l'oscillateur de Van der Pol, elle intervenait dans l'expression du paramètre ε régissant le comportement du système. Il est d'ailleurs possible de définir un paramètre ε pour une corde frottée, moyennant quelques modifications par rapport au cas de l'oscillateur de Van der Pol. On peut ainsi poser :

$$\varepsilon = \frac{Z_{\text{nég}} - Z}{2Z_c} = \frac{Z_{\text{nég}} - Z}{2\sqrt{KM}}, \quad (12)$$

avec M et K l'inertie et la raideur des modules MAS et REF constituant le modèle de corde homogène. Z est un coefficient d'amortissement qui dépend des viscosités des modules REF de la corde ainsi que du point de contact archet/corde²¹, et $Z_{\text{nég}}$, comme pour l'oscillateur de Van der Pol, est la pente de la caractéristique au point d'abscisse v_a où v_a est la vitesse de l'archet. Le paramètre ε apparaît donc comme le rapport de l'amortissement négatif et de l'impédance caractéristique de la corde. Le facteur 2 vient du fait que des ondes vont partir de chaque côté depuis le point de contact archet/corde, ce que nous n'avions pas dans le cas de l'oscillateur de Van der Pol.

De même que pour l'oscillateur de Van der Pol, le paramètre ε défini ci-dessus va jouer sur le temps de croissance des oscillations de notre modèle de corde frottée, donc sur l'attaque des sons calculés. En effet, pour des valeurs de ε très faibles devant l'unité, on observe une lente croissance exponentielle des oscillations. De plus, on observe que l'accrochage en fréquence ne se réalise pas, ce qui est prédit par la théorie – voir par exemple [Fletcher 1978] ou [Fletcher&Rossing 1998]. On a donc quasiment un mode unique qui est excité, souvent le fondamental ou un autre mode de faible degré selon que le point où est frottée la corde favorise un autre mode. Pour des valeurs plus élevées de ε , mais toujours inférieures à l'unité, le couplage non-linéaire entre les modes augmente ce qui provoque l'accrochage en fréquence et un mouvement de Helmholtz peut apparaître. Ensuite, au fur et à mesure que ε croît, on note un son de plus en plus riche en harmoniques, qui correspond à un comportement se rapprochant du mouvement de Helmholtz idéal – sans amortissement. Ceci se traduit par un coin de moins en moins arrondi qui se déplace le long de la corde. En effet, l'amortissement de la corde est de plus en plus faible comparé au paramètre $Z_{\text{nég}}$. Enfin, de même

²¹ En pratique, on l'évalue expérimentalement. Pour un modèle de tuyau sonore cylindrique (cf. section 3 suivante) il est environ égal à la valeur du coefficient de viscosité des liaisons REF, divisé par le nombre de liaisons. Pour un modèle de corde, cela dépend du point où l'on frotte. Si l'on ne frotte pas trop près du bord de la corde, on a une valeur qui est égale à deux fois le coefficient de viscosité divisé par le nombre de liaisons qui séparent le point de frottement du bord le plus proche de la corde. Plus près d'un des bords, la valeur obtenue est plus importante.

que pour le modèle d'oscillateur de Van der Pol, on obtient une diminution de la fréquence des oscillations pour des valeurs de ε supérieures à l'unité, du fait de l'apparition d'un cycle d'hystérésis dans l'évolution du point de fonctionnement sur la caractéristique non-linéaire, ce qui est aussi observable avec une corde frottée réelle [Bouasse 1926]. Des explications détaillées du phénomène sont données dans [Boutillon 1991] et [Boutillon 2008].

Nous venons de décrire l'évolution du comportement de notre modèle de corde frottée lorsque le paramètre ε croît. L'étude précédente concernant l'oscillateur de Van der Pol a de plus pu nous servir afin de comprendre cette évolution, et le lien entre la valeur du paramètre ε et le développement d'un mouvement de Helmholtz a pu être clarifié. Cependant, même si le fait d'augmenter ε favorise généralement la génération d'un mouvement de Helmholtz, ce n'est pas une condition suffisante car d'autres paramètres entrent en jeu comme la vitesse de l'archet et le point de contact de contact archet/corde.

c Influence du comportement de l'archet : vitesse de l'archet et position du point de contact archet/corde :

Si l'on reprend la figure 27 (a) où est indiquée la zone de la caractéristique non-linéaire balayée par le point de fonctionnement pour un mouvement de Helmholtz, on voit qu'elle est fixée par la vitesse de l'archet v_a et la position de l'archet sur la corde, liée au paramètre β . Plus précisément, on note que si v_a augmente ou β diminue, la zone s'élargit. Ainsi pour une caractéristique donnée, le point de fonctionnement passera alors en proportions moins de temps dans la zone de pente négative au cours de la phase de glisse et plus de temps dans la zone où la pente est nulle (voir figure 29).

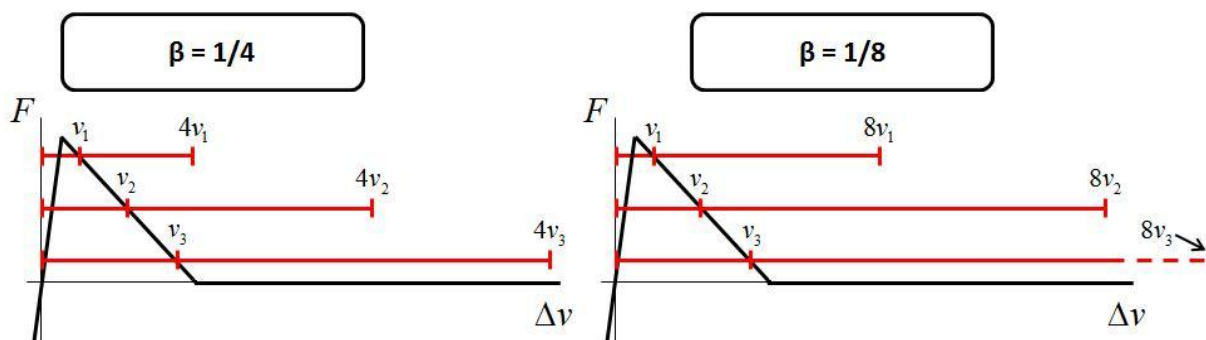


Figure 29 : Excursion du point de fonctionnement sur la caractéristique non-linéaire du frottement d'archet pour trois valeurs différentes de la vitesse de l'archet v_a et deux valeurs du paramètre β .

Ainsi, l'effet de l'amortissement négatif diminue lorsque l'on augmente la vitesse d'archet et que l'on frotte plus près du chevalet, ce qui se traduit par un mouvement de Helmholtz qui a plus de mal à s'établir – transitoire long, apparitions de multiphoniques. Par exemple, la figure ci-dessous montre des spectres de sons obtenus pour trois valeurs de v_a et deux valeurs de β .

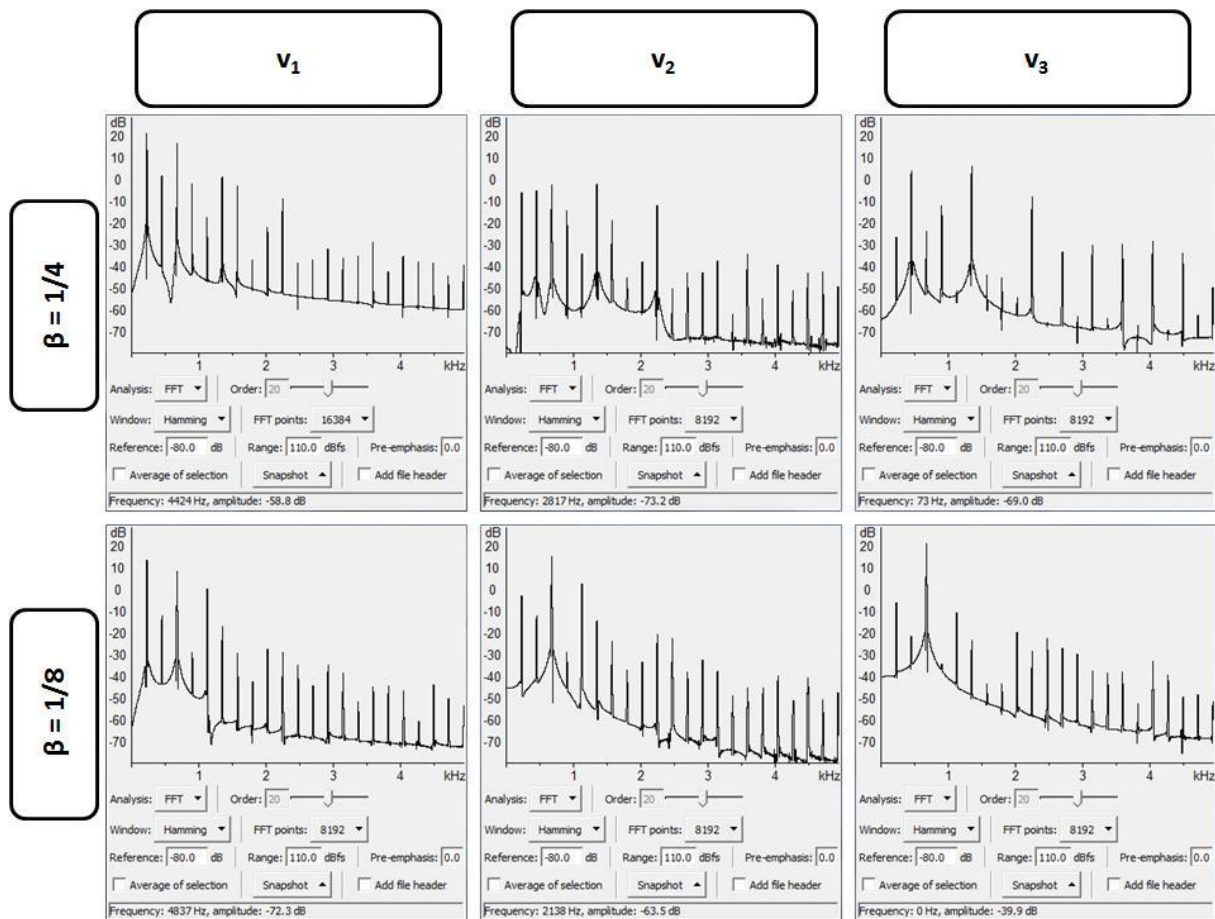


Figure 30 : Spectres tirés de sons provenant de la simulation de notre modèle de corde frottée, avec $\varepsilon \approx 0.05$, et pour différentes valeurs de la vitesse de l'archet et du paramètre β . Ils correspondent tous au régime stationnaire atteint par la corde frottée, sauf pour le couple ($\beta=1/4, v_2$), où le spectre du régime transitoire, très long, a été représenté.

Les simulations réalisées nous ont montré que pour une vitesse de l'archet proche de la zone de pente positive – vitesse v_1 – de la caractéristique, le mouvement de Helmholtz est assez facile à obtenir. Que ce soit pour $\beta=1/4$ ou $\beta=1/8$, on obtient un coin se propageant le long de notre modèle de corde et un spectre dominé par le mode fondamental, avec, pour $\beta=1/8$, un transitoire un peu plus long et où les harmoniques aigus sont plus présents. Pour la vitesse v_2 – au centre de la zone de pente négative de la caractéristique – et $\beta=1/4$, on obtient le mouvement de Helmholtz au bout d'un transitoire très long – de l'ordre de 200 fois la période du fondamental – où l'on a un son fluctuant dont le spectre est reporté en figure 30. Pour $\beta=1/8$, le comportement de la corde ne tend plus vers

un mouvement de Helmholtz mais un régime dominé par le mode 3. Ce régime implique des vitesses plus faibles du point de contact archet/corde et donc une excursion moins importante du point de fonctionnement le long de la caractéristique non-linéaire. On conçoit donc qu'il puisse être privilégié. Enfin, pour une vitesse d'archet égale à v_3 , le mouvement de Helmholtz ne peut pas apparaître car l'amortissement négatif est trop faible pour insuffler assez d'énergie dans un régime d'oscillation faisant intervenir une excursion aussi large du point de fonctionnement le long de la caractéristique non-linéaire. On obtient un régime dominé par les modes paires pour $\beta=1/4$, ce qui est logique puisque frotter au quart de la corde favorise le mode 2. Pour $\beta=1/8$, c'est le mode 3 qui est prédominant. On aurait pu aussi s'attendre à une forte présence du mode 4. Cependant, plus le mode est élevé et plus il est amorti, ce qui limite dans ce cas l'importance du mode 4 au profit du mode 3.

Ces résultats de simulation montrent donc que plus β est faible et v_a grande, c'est-à-dire plus l'excursion du point de fonctionnement requis pour le mouvement de Helmholtz est important par rapport à la largeur de la zone de pente négative, et moins ce régime d'oscillation sera privilégié. En outre, des simulations utilisant des caractéristiques non-linéaires dont la zone de pente négative n'est pas une droite mais une exponentielle, une hyperbole, etc. montrent que cette modification ne change pas la conclusion précédente et n'a d'ailleurs que peu d'influence sur le régime permanent d'oscillations obtenu ; on a noté plutôt des différences en ce qui concerne l'attaque du son mais pas sur le régime permanent. Le point important pour l'obtention d'un mouvement de Helmholtz est plutôt la plage de la caractéristique sur laquelle l'amortissement négatif a des valeurs assez élevées.

En conclusion, nous voyons que pour obtenir un mouvement de Helmholtz, il faut, en plus d'avoir un paramètre ε assez élevé, que la zone de pente négative de la caractéristique ait une largeur comparable à l'excursion du point de fonctionnement le long de la caractéristique, qui est fixée par les paramètres v_a et β ²². En effet, si l'excursion requise est trop grande, le système se stabilisera sur un régime d'oscillations qui en nécessite une moins importante, comme par exemple un régime à un seul mode. Un moyen d'obtenir alors le mouvement de Helmholtz est d'augmenter la force d'interaction archet/corde²³, ce qui est bien connu des violonistes : comme le montre le diagramme de Schelleng [Schelleng 1973], lorsque l'on frotte avec l'archet proche du chevalet, il faut

²² Des simulations menées en maintenant les paramètres ε , v_a et β constants et en modifiant uniquement la largeur de la zone de pente négative confirment cette conclusion.

²³ Ceci implique, pour une caractéristique type frottement d'archet réel, une augmentation de la plage de valeurs pour lesquelles la pente de la caractéristique est « assez » négative.

augmenter la pression exercée sur la corde pour obtenir un son « normal ». Ainsi, ces résultats de simulation sont analogues au comportement des cordes frottées réelles.

Les conclusions tirées ci-dessus sont importantes car cela montre que la forme de la décroissance de la caractéristique non-linéaire – décroissance linéaire, exponentielle, hyperbolique... – est un facteur secondaire et que les paramètres principaux influençant le comportement de la corde en régime permanent sont la pente négative moyenne et la largeur de la zone de pente négative comparée à l'excursion requise du point de fonctionnement, fixée par v_a et β pour un mouvement de Helmholtz. Il est donc pertinent, dans le cadre de notre recherche, qui est de pouvoir utiliser une caractéristique générique pour la mise en oscillations auto-entretenues de structures vibrantes, d'utiliser une caractéristique linéaire par morceaux. Par cette étude, on s'est assuré que ce choix ne restreint que très peu, voire pas du tout, l'espace des comportements dynamiques accessibles²⁴.

Enfin, un dernier avantage à utiliser une caractéristique non-linéaire du type de celle proposée à la figure 27 (a) est lié au fait que le logiciel GENESIS, par souci d'optimisation du temps de calcul, ne fonctionne qu'en une seule dimension. Il n'est donc pas possible de rompre la liaison établie entre le module MAS représentant l'archet et le modèle de corde comme le ferait un instrumentiste en levant son archet de la corde. Cependant, avec la caractéristique non-linéaire de la figure 27 (a), il est possible d'annuler l'interaction en accélérant l'archet de manière à ce que le point de fonctionnement soit toujours dans la zone latérale où la force est nulle. Un modèle calibré – nommé *arcuteur* – qui permet le démarrage et l'arrêt du frottement d'archet en mettant à profit cette forme de la caractéristique non-linéaire a d'ailleurs été développé – voir [Poyer 2006].

Nous allons maintenant voir comment utiliser les éléments du formalisme CORDIS-ANIMA pour modéliser des instruments à vent et s'il est possible d'utiliser un élément non-linéaire du même type que celui du frottement d'archet pour obtenir des oscillations auto-entretenues.

²⁴Il est en outre possible dans un deuxième temps de modifier la forme de la décroissance de la caractéristique afin notamment de modifier l'attaque du son. En effet, l'attaque du son dépend en partie de la pente de la caractéristique au point d'abscisse v_a puisqu'au début de l'oscillation, le point de fonctionnement oscille autour de ce point.

3 Modélisation des instruments à vent avec le formalisme CORDIS-ANIMA :

La possibilité de manipuler des modules représentant des masses ponctuelles et des interactions avec le formalisme CORDIS-ANIMA laisse penser que l'on pourra très facilement modéliser des systèmes mécaniques avec celui-ci. Par contre, le lien entre ce formalisme et la description physique que l'on peut faire de systèmes aéroacoustiques est moins évident. Néanmoins, dans le cas de systèmes à une dimension, comme par exemple les tuyaux sonores en première approximation, il est possible de dresser des analogies entre systèmes mécaniques et aéroacoustiques comme les décrivent de nombreux ouvrages classiques [Rossi 1993][Bruneau 1998][Chaigne&Kergomard 2008].

a Analogies entre systèmes mécaniques et systèmes aéroacoustiques :

Tout d'abord, considérons deux réservoirs d'air à des pressions différentes P_1 et P_2 , reliés par un canal où circule un débit volumique u d'air comme représenté à la figure 31 (a):

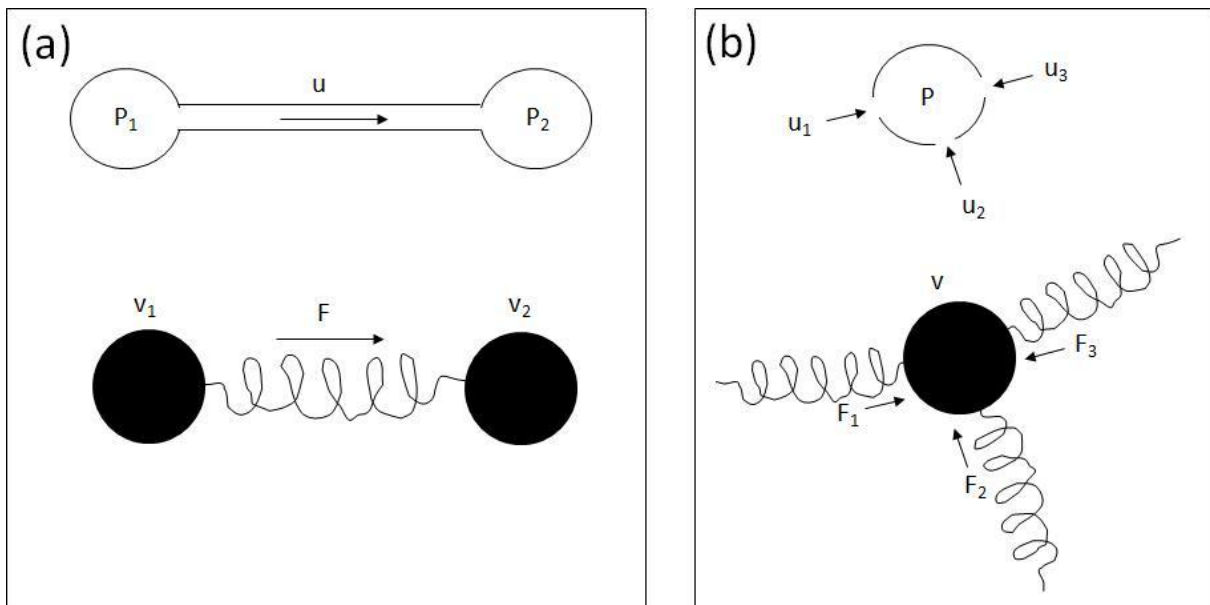


Figure 31 : Analogies entre systèmes mécaniques et aéroacoustiques.

D'après l'équation d'Euler, on aura dans ce cas :

$$\rho \frac{dv}{dt} = -\frac{dP}{dx} \Rightarrow \Delta P = P_1 - P_2 = \frac{L\rho}{S} \frac{du}{dt}, \quad (13)$$

avec L et S respectivement la longueur et la section du canal, v la vitesse des particules de fluide et ρ sa masse volumique. On appelle le facteur $L\rho/S$ la masse acoustique (M_a). L'expression reliant la

différence de pression entre les deux réservoirs et la variation du débit volumique au cours du temps est analogue à celle reliant la différence de vitesses entre deux masses reliées par un ressort :

$$\Delta v = \frac{1}{k} \frac{dF}{dt}, \quad (14)$$

avec Δv la différence de vitesses entre les deux masses, k la constante de raideur du ressort et F le module de la force exercée sur l'une des deux masses.

Ensuite, si l'on considère un réservoir d'air de volume V à la pression P , où débouchent plusieurs canaux par lesquels entrent différents débits d'air, la somme des débits est reliée à la pression au sein du réservoir par – en considérant que la longueur d'onde est bien supérieure aux dimensions du réservoir :

$$\sum_i u_i = \chi_s V \frac{dP}{dt}, \quad (15)$$

avec χ_s la compressibilité isentropique. $\chi_s V$ est appelée la compliance acoustique (C_a). Cette expression est à rapprocher de celle donnant les variations de vitesse d'une masse sous l'influence de différentes forces :

$$\sum_i F_i = m \frac{dv}{dt} \quad (16)$$

On peut alors réaliser les analogies regroupées dans le tableau suivant :

Système mécanique	Système aéroacoustique
$\Delta v = \frac{1}{k} \frac{dF}{dt}$	$\Delta P = \frac{L\rho}{S} \frac{du}{dt}$
$\sum_i F_i = m \frac{dv}{dt}$	$\sum_i u_i = \chi_s V \frac{dP}{dt}$
F	u
v	P
1/k	$L\rho/S = M_a$
m	$\chi_s V = \chi_s SL = C_a$

Tableau 1 : Analogies entre systèmes mécaniques et aéroacoustiques.

À l'aide de ces analogies, il est possible de développer des modèles de tuyaux sonores en les approximant par une succession de canaux et de réservoirs localisés comme le montre la figure 32.

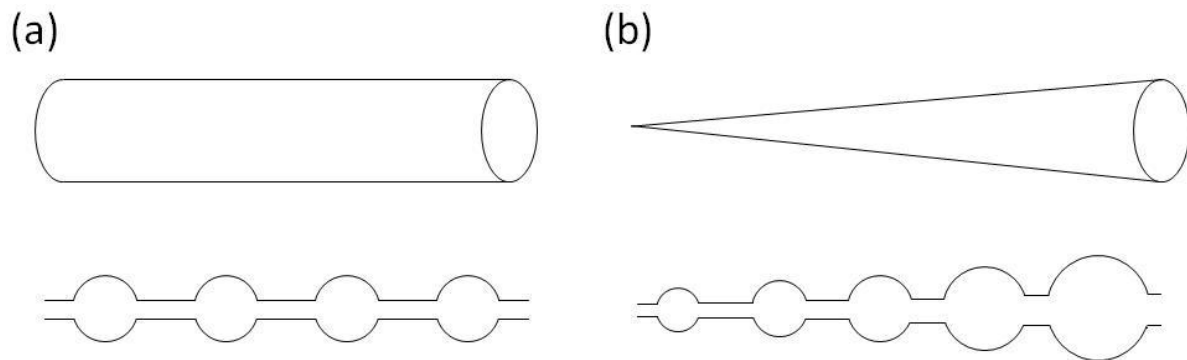


Figure 32 : Approximation de modèles de tuyaux sonores cylindriques (a) et coniques (b) sous forme de successions de canaux et de réservoirs localisés.

b Premiers modèles d'instruments à anche :

En utilisant les analogies développées plus haut, on peut traduire ces modèles aéroacoustiques à constantes localisées en systèmes masses-interactions d'où la possibilité ensuite de réaliser des modèles d'instruments à vent. Par exemple, concernant les instruments à anche, caractérisés par un faible débit et une forte pression à l'embouchure – le contraire étant vérifié au pavillon – le modèle fera intervenir un chapelet de masses et de ressorts, attaché à une extrémité à un module SOL et libre à l'autre extrémité – conditions aux limites analogues. De plus, d'après les analogies précédentes, la zone correspondant à l'embouchure est celle où la vitesse des masses – analogue de la pression – va atteindre les valeurs les plus importantes, c'est-à-dire l'extrémité non attachée du chapelet. L'autre extrémité correspond à des vitesses faibles des masses donc des pressions faibles au niveau de l'instrument à vent. Ceci est bien caractéristique du pavillon de celui-ci. La figure ci-dessous montre le modèle GENESIS développé pour synthétiser des sons d'instruments à anche.

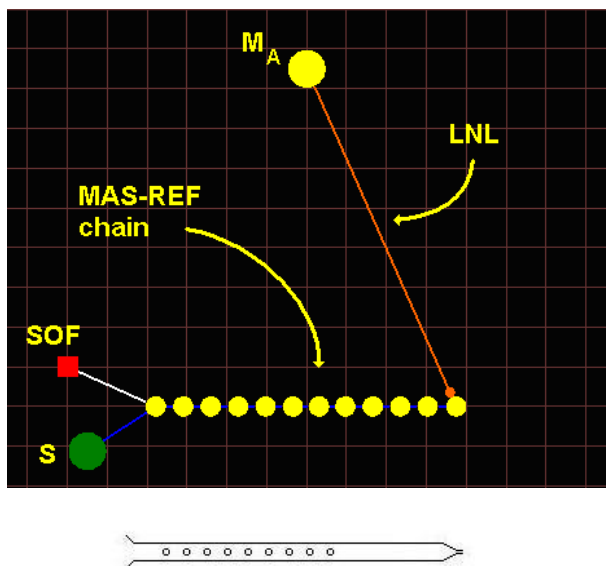


Figure 33 : Modèle GENESIS d’instrument à anche. L’excitation mise en jeu est du même type que celle utilisée pour les modèles de corde frottée.

Comme dit plus haut, on excite le chapelet au niveau de son extrémité libre – analogue à l’embouchure – et on écoute à l’aide d’un module SOF au niveau de l’extrémité attachée – analogue au pavillon de l’instrument. En utilisant les mêmes valeurs des masses et des paramètres des modules REF du chapelet, on obtient un son qui rappelle celui de la clarinette. En effet, la clarinette a une perce cylindrique. On la modélise donc par une suite de réservoirs identiques reliés par des canaux identiques, ce qui revient à avoir des modules MAS et REF tous identiques. Par contre, si l’on s’intéresse à des modèles d’instruments à perce conique, comme le hautbois par exemple, on doit modifier certains paramètres. On modélise alors la perce par une suite de réservoirs et de canaux de plus en plus larges. En effet, la section d’une perce conique augmente comme le carré de la distance à l’embouchure. De plus d’après les analogies du tableau 1, le paramètre k est proportionnel à la section S^{25} et le paramètre m au volume V de discrétisation. Si on réalise une discrétisation du tuyau homogène, m sera aussi proportionnel à la section S . Ainsi, en utilisant exactement le même modèle mais en donnant aux différents paramètres K et M des modules REF et MAS consécutifs des valeurs suivant une loi parabolique – puisque l’aire de la section augmente comme le carré de la distance à l’embouchure –, il est possible d’obtenir des modèles d’instruments à anche coniques, tels que le hautbois par exemple. Il est bien sûr aussi possible de construire des modèles de perce plus compliqués en gardant à l’esprit que le paramètre K sera proportionnel à la section de la perce et M au volume de discrétisation.

²⁵ et inversement proportionnel au pas de discrétisation.

Concernant maintenant la caractéristique non-linéaire utilisée, elle est du même type que celle représentée à la figure 27 (a) pour le frottement d'archet. En effet, si l'on se reporte à la caractéristique non-linéaire $u(P)$ obtenue pour un instrument à anche tel que la clarinette (voir figure 12), il est possible de l'approximer par des portions de droites et en utilisant les analogies développées ci-dessus, on abouti à une caractéristique $F(v)$ pour un modèle masses-interactions de l'instrument. De même que pour les cordes frottées, une étude portant sur la forme plus ou moins arrondie de la caractéristique non-linéaire nous a montré qu'elle n'influe pas sur le régime permanent mais uniquement sur l'attaque du son, cette dernière étant fortement liée à la pente de la caractéristique au point d'abscisse v_a .

De plus, une étude selon la valeur du paramètre ε défini dans le cas d'un tuyau cylindrique par :

$$\varepsilon = \frac{Z_{nég} - Z}{Z_c} = \frac{Z_{nég} - Z}{\sqrt{KM}}, \quad (17)$$

aboutit aux mêmes résultats qualitatifs que celle réalisée pour la corde frottée. Le paramètre ε fixe en même temps la richesse en harmoniques aigus du son obtenu et la durée de son attaque, comme le montrent les figures 34 et 35.

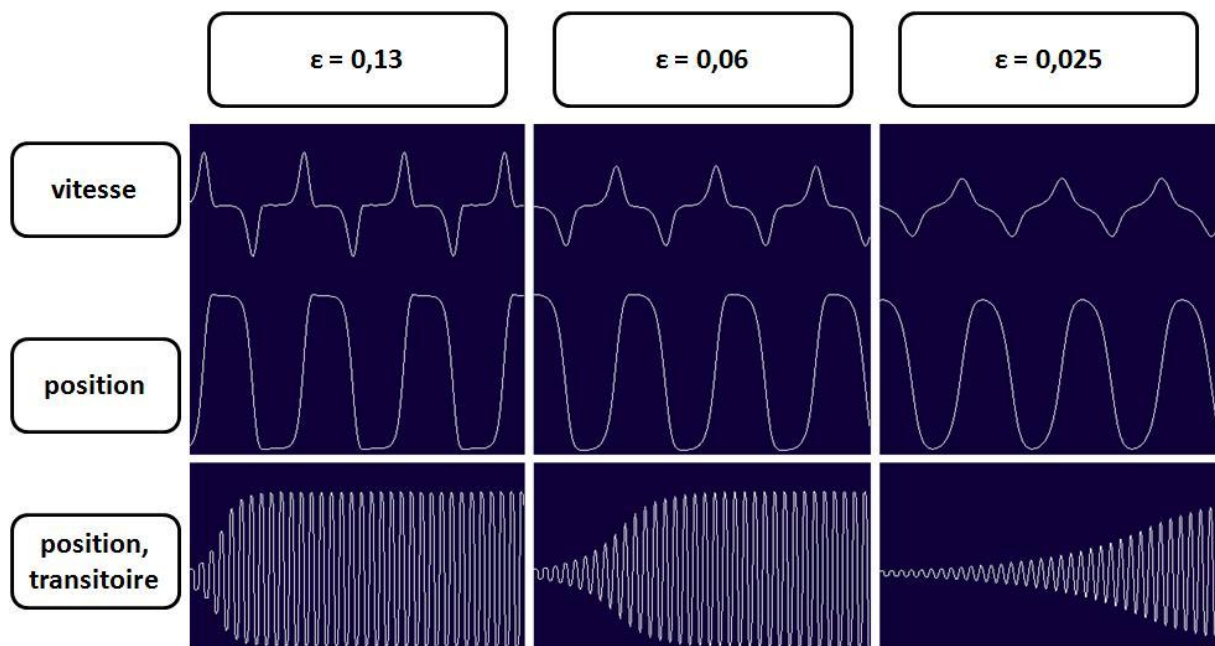


Figure 34 : Signaux de vitesse et de position obtenus via la simulation du modèle d'instrument à anche représenté à la figure 33, pour trois valeurs différentes du paramètre ε . On a choisi une autre échelle temporelle pour les trois signaux du bas afin de comparer les régimes transitoires dans les trois cas.

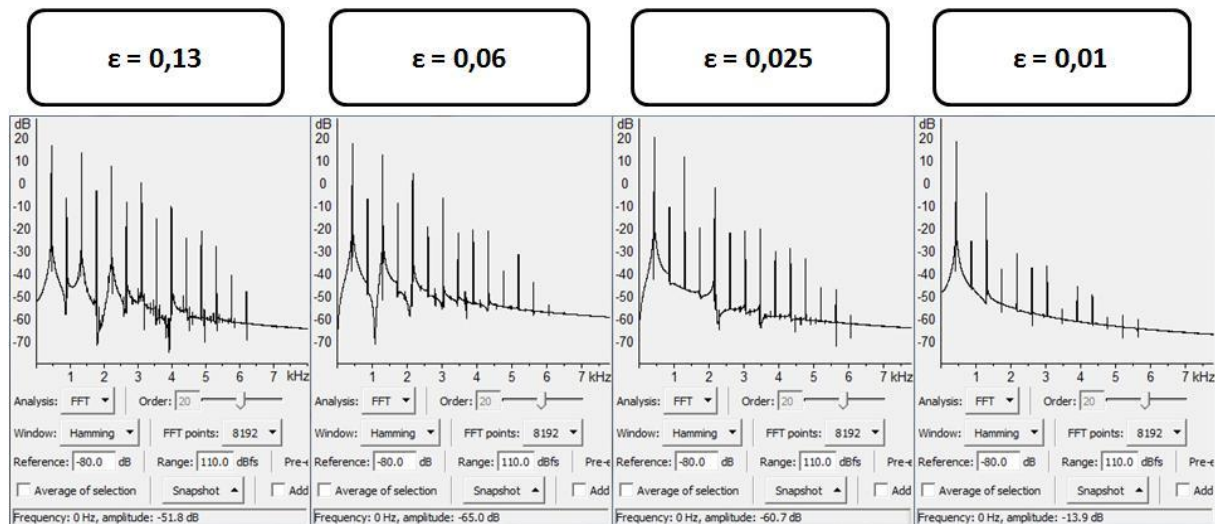


Figure 35 : Spectres de quatre sons obtenus via la simulation du modèle d'instrument à anche représenté à la figure 33, pour différentes valeurs du paramètre ε . De gauche à droite, on note une diminution progressive des harmoniques aigus et une diminution de l'amplitude des harmoniques paires par rapport à celle des harmoniques impaires.

Nous voyons sur la figure 34 que pour des valeurs de ε importantes, le signal de position en sortie est presque un signal rectangulaire alors que pour des valeurs plus faibles il tend vers un signal sinusoïdal. Ceci s'interprète, de la même manière que dans le cas des cordes frottées, par le fait que la non-linéarité couple les modes entre eux afin d'obtenir un régime d'oscillation dominé par le fondamental et où les modes sont organisés en fréquence et en phase. Nous appellerons encore ce régime d'oscillations le mouvement de Helmholtz²⁶. Nous pouvons voir aussi que les modes pairs sont aussi présents dans le spectre alors que la théorie des modes linéaires d'un cylindre fermé à un bout et ouvert à l'autre nous dit que seuls les modes impairs sont présents. Ce fait est bien évidemment dû au couplage non-linéaire qui insuffle de l'énergie dans ces modes. On remarque d'ailleurs que lorsque la non-linéarité diminue – c'est-à-dire quand ε décroît – les modes pairs baissent beaucoup plus en amplitude que les modes impairs du fait de la décroissance du couplage non-linéaire.

Enfin, les analogies présentées ci-dessus, ne traitaient pas les pertes de charge dues aux frottements visqueux sur les parois des instruments. Pour traiter ces pertes, il faut alors remplacer l'équation (13) par l'équation de Navier-Stokes et reprendre l'étude menée pour l'obtention des analogies. Ainsi, on peut en déduire, comme pour les paramètres K et M, l'évolution du paramètre

²⁶ De manière générale, nous appellerons mouvement de Helmholtz, un régime d'oscillation périodique d'une structure vibrante, où les modes sont organisés en série harmonique dominée par – ou en tout cas comprenant – le mode fondamental.

d'amortissement Z le long du modèle d'instrument en fonction des dimensions de la perce. Une étude de ce phénomène est reportée en Annexe A. Elle a pour principales conclusions qu'à l'instar de K et M , le paramètre Z va être proportionnel au rayon de la perce au carré.

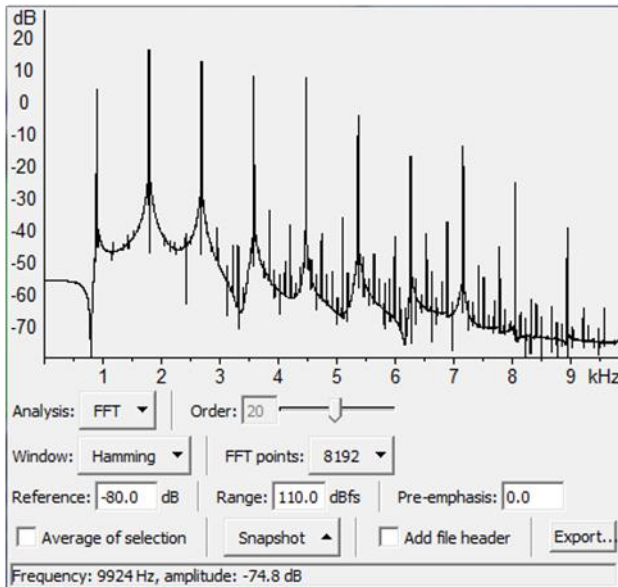
c Autres modèles d'instruments à vent envisageables :

A partir de la modélisation qui vient d'être présentée, on peut envisager d'autres modèles d'instruments à vent. Par exemple toujours au sein des instruments à anche, nous avons déjà parlé de modifier la perce afin d'obtenir des modèles d'instruments de type hautbois, c'est-à-dire possédant une perce conique. Dans ce cas, la plage des paramètres ε donnant le mouvement de Helmholtz est beaucoup plus faible que pour les modèles de perce cylindrique du fait de l'admittance d'entrée du système qui privilégie le mode 2 plutôt que le mode 1²⁷, ce qui implique que l'on peut obtenir un son à l'octave au dessus du fondamental. De plus, pour des valeurs de Z_{pos}/M – où M est le paramètre d'inertie du module MAS du réseau sur lequel porte la liaison non-linéaire – supérieures à 1, un bruit blanc vient se rajouter au son du fait de l'instabilité de l'algorithme CORDIS-ANIMA pour ces valeurs de paramètres. Le son obtenu ressemble alors à celui provenant d'une flûte. Ceci n'est pas fortuit car outre le fait que ces deux types de configuration possèdent des modes de fréquences en distribution harmonique – au contraire de celle d'une clarinette où l'on n'a que les harmoniques impaires –, il existe de fortes analogies formelles entre la description physique du fonctionnement d'un instrument à anche de perce conique et celui d'un instrument de type « flûte traversière », c'est-à-dire un cylindre ouvert aux deux bouts et une analogie peut d'ailleurs aussi être faite avec une corde frottée : voir [Ollivier&coll. 2004] et [Chaigne&Kergomard 2008].

Les deux figures ci-dessous présentent les spectres de sons calculés par simulation pour un modèle de hautbois et un modèle de flûte et la comparaison avec des spectres d'enregistrements d'instruments réels.

²⁷ Nous reviendrons sur la manière d'obtenir l'admittance d'entrée de ce modèle au chapitre suivant.

Simulation d'un modèle de hautbois



Mesures sur un hautbois réel

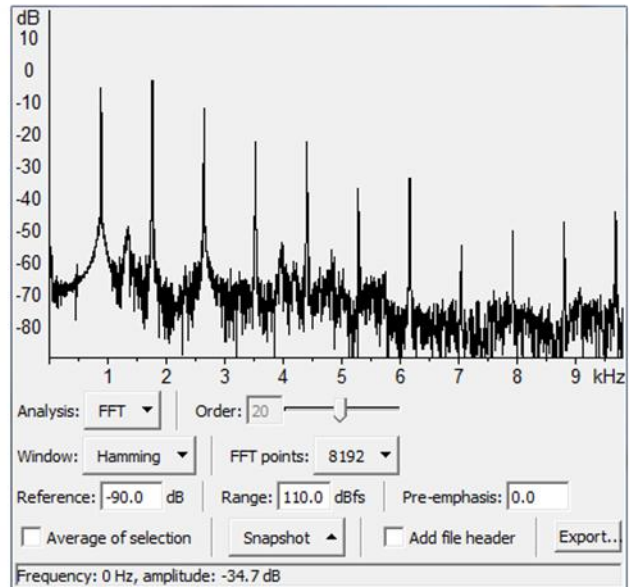
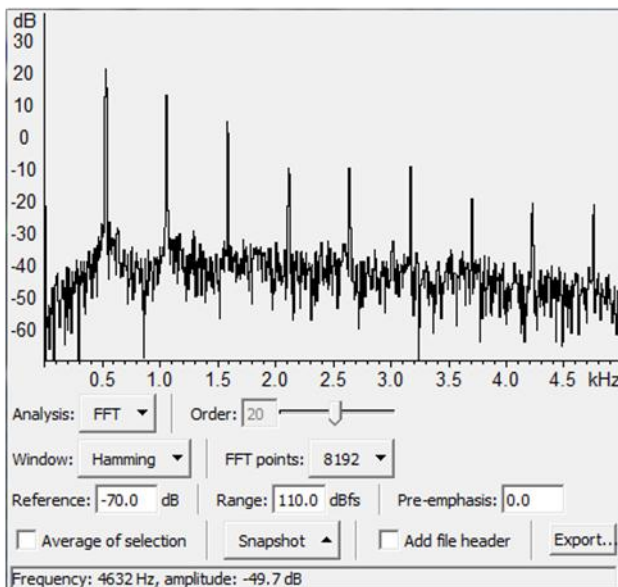


Figure 36 : Spectres de sons produits respectivement par un modèle de hautbois simulé avec GENESIS à gauche, et par un hautbois réel à droite. Le spectre de droite a été obtenu d'après les sons disponibles sur [Fritts 1997].

Simulation d'un modèle de flûte



Mesures sur une flûte réelle

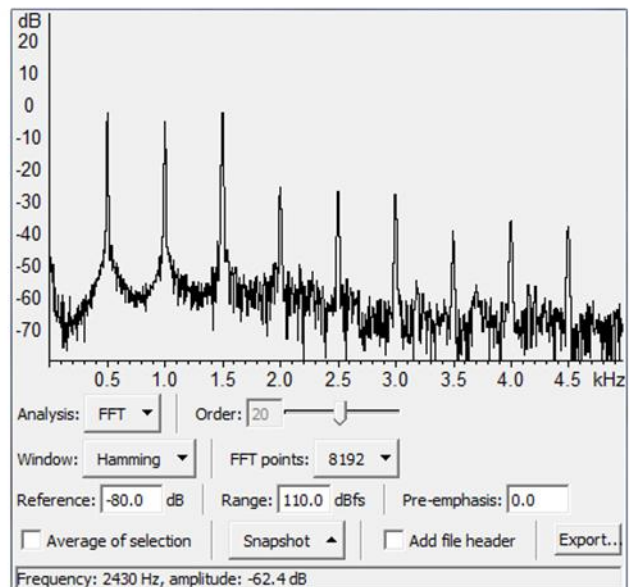


Figure 37 : Spectres de sons produits respectivement par un modèle de flûte simulé avec GENESIS à gauche, et par une flûte traversière à droite. Le spectre de droite a été obtenu d'après les sons disponibles sur [Fritts 1997].

Rappelons que la comparaison de ces spectres n'a pas pour objectif de démontrer à quel point le réseau CORDIS-ANIMA utilisé modélise rigoureusement la flûte ou le hautbois mais de voir si l'on retrouve dans le son simulé les caractéristiques spectrales principales de l'instrument considéré afin de démontrer qu'avec les méthodes employées il est possible d'accéder à un large panel de familles de sons différents plus ou moins éloignés des sons produits par les instruments réels.

En comparaison avec le cas d'un instrument à anche cylindrique, nous pouvons voir pour le modèle de hautbois, que l'on a bien une série complète d'harmoniques et surtout un fondamental inférieur en amplitude par rapport à certains harmoniques plus élevés, ce qui est une caractéristique importante pour le timbre du hautbois. De même, la présence de tous les harmoniques et d'un bruit large bande dans la simulation de notre modèle de flûte est une caractéristique qui se retrouve dans le son d'une flûte réelle²⁸.

Nous pourrions aussi envisager de modéliser des instruments à anche lippale avec le formalisme CORDIS-ANIMA. Cependant dans ce cas, les fréquences de résonance de l'anche sont plus faibles que pour une anche en roseau et il est alors nécessaire de tenir compte de la dynamique de l'anche régie par l'équation (3). Des modèles CORDIS-ANIMA ont été proposés pour tenir compte de la dynamique de l'anche [Florens&Germond 1999] mais nécessitent des modules quadripôles qui n'ont pas été implémentés au sein de l'environnement GENESIS. En effet, il faudrait alors rajouter à notre modèle un oscillateur représentant l'anche dont la position influencerait sur la forme de la caractéristique non-linéaire d'excitation. Il faudrait donc utiliser un module dans lequel on peut entrer une caractéristique de la forme $F(\Delta v, X_{\text{anche}})$, chose qu'il n'est pas possible de faire avec les modules LNL de GENESIS. Au début de la partie C nous présentons un moyen qui pourrait permettre de contourner ce problème. Cependant nous n'avons pas poussé plus avant les investigations relatives à la simulation d'instruments à anche lippale.

4 Conclusion :

Dans cette partie nous nous sommes efforcés de développer des outils génériques permettant d'obtenir des oscillations auto-entretenues sur un réseau CORDIS-ANIMA. En nous inspirant des caractéristiques non-linéaire décrites dans les principaux systèmes à oscillation auto-entretenues que nous connaissions et en tenant compte de l'environnement GENESIS, de ses

²⁸ Concernant la présence d'un bruit dans le son, si l'on voit bien la différence sur les spectres entre les sons de hautbois et de flûte calculés, il n'en est pas de même pour les sons enregistrés. En réalité, dans ce dernier cas, le bruit de fond dû à l'enregistrement cache en partie la différence existant entre ces deux instruments concernant le bruit engendré par le mécanisme d'excitation.

caractéristiques propres et des outils dont il dispose, nous avons pu établir une fonction d'excitation non-linéaire type permettant de générer des auto-oscillations sur nos réseaux CORDIS-ANIMA. Ainsi cette fonction doit inclure de manière générale une zone à pente négative afin de nourrir les oscillations et le système doit comprendre un mécanisme d'amortissement, contenu dans la fonction d'excitation et/ou au niveau du modèle de la structure vibrante. Enfin, dans le cas de structures vibrantes ayant plusieurs modes propres d'oscillation, la fonction ne doit pas trop contraindre le système si l'on veut que les modes s'organisent en un mouvement de Helmholtz. Nous avons aussi analysé l'influence de différentes modifications des paramètres de la caractéristique non-linéaire sur le timbre des sons obtenus par simulation. Il est bien sûr évident que ce n'est pas l'unique manière d'influer sur le timbre. L'utilisation d'un chapelet masse-ressort homogène attaché aux deux bouts ou à un bout, ou dont les paramètres d'inertie et d'élasticité suivent une évolution parabolique montrent que les paramètres et la topologie de la structure sont essentiels pour le type de timbres que l'on peut obtenir lorsqu'elle est le siège d'oscillations auto-entretenues. Nous allons donc nous intéresser dans la partie suivante à l'étude des réseaux CORDIS-ANIMA et en déduire certains principes permettant d'obtenir des modèles de structures vibrantes aux propriétés bien définies.

Enfin, notons que même s'il est difficile de transposer au sein de l'environnement GENESIS certains résultats de l'analyse du fonctionnement des instruments de musique, nous avons pu voir que certaines caractéristiques des sons peuvent être obtenues par d'autres moyens, en utilisant par exemple une approche perceptive et non plus strictement causale du son – voir par exemple le cas des modèles de flûte. Ainsi, même si l'on ne peut pas forcément implémenter certains résultats trouvés en acoustique musicale, l'environnement est assez riche pour permettre d'obtenir certains effets perceptifs par d'autres moyens²⁹.

²⁹ De manière générale, l'environnement GENESIS a fait ses preuves au niveau des possibilités sonores qu'il renferme. Ceci est dû en grande partie à l'approche modulaire qu'il propose.

Chapitre 4 : Investigations dans l'espace des structures constructibles :

Maintenant que nous avons explicité de manière générale l'influence de la forme de la caractéristique non-linéaire sur le comportement du système auto-oscillant, il reste à mener des investigations au sein de l'ensemble des modèles de structures vibrantes que l'on peut construire avec GENESIS. Cependant, avant d'aborder l'étude de modèles de structures vibrantes aux propriétés bien définies, nous allons faire le point sur différentes approches qu'il est possible d'employer lorsque l'on fait de la modélisation avec le formalisme CORDIS-ANIMA afin de préciser la ou les manières d'aborder ces investigations.

1 Différentes approches pour la modélisation de structures vibrantes avec le formalisme CORDIS-ANIMA :

Comme pour toute technique de synthèse, le moyen d'obtenir avec CORDIS-ANIMA un type particulier de phénomène sonore, entendu ou imaginé, n'est pas forcément facile à trouver. Se pose d'abord la question de savoir selon quels critères d'analyse on caractérise ce son et ensuite comment relier cette analyse au formalisme utilisé pour la synthèse. Un type d'analyse largement répandu est celui faisant appel au spectrogramme. Il peut sembler légitime puisqu'il a été montré que la membrane basilaire, située dans notre oreille interne, était une sorte d'analyseur qui faisait correspondre à une fréquence reçue, un groupe précis de neurones à travers lesquels l'information se propage jusqu'à notre cerveau. Mais cet organe n'est qu'un maillon de la chaîne constituant notre système auditif, qui est bien plus qu'un analyseur de spectre. Ainsi, comme nous l'avons déjà dit dans l'introduction de ce travail en citant Jean-Claude Risset et la théorie de Gibson, lorsque l'on perçoit un son, les informations captées par notre oreille vont être intégrées beaucoup plus dans un but de reconnaissance d'un objet et d'un processus physique générateur de ce son que pour connaître toutes les fréquences contenues dans son spectre. C'est pour cela que des techniques de synthèse s'attachant à simuler le comportement de la source d'un son vont permettre d'obtenir aisément des sons jugés naturels à l'écoute car notre oreille reconnaît dans la conséquence – le son – la cause qui l'a produite – le processus physique générateur. Ainsi une description d'un son en termes de corps vibrant, de geste générateur d'énergie, de processus physique d'excitation... sera adaptée à ces techniques, dont fait partie la synthèse sonore basée sur le formalisme CORDIS-ANIMA.

Néanmoins, il n'est pas question de ne pas s'intéresser au contenu spectral des sons. En effet, ce que notre perception reconnaît comme une hauteur ou un timbre reste dans une large

mesure lié aux fréquences des vibrations constituant, au cours du temps, le son entendu. Il n'est donc pas question de nier l'utilité certaine de la vision « spectrale » des sons en musique. Mais comment tenir compte de celle-ci avec une approche de synthèse par modèles physiques ? Un outil qui se révèle fort utile et que nous avons déjà utilisé précédemment, est l'analyse/synthèse modale qui permet de réaliser un pont entre la vision « spectrale » des sons et la structure matérielle à l'origine de ces sons puisqu'une structure vibrante va avoir des modes de vibration privilégiés à des fréquences données. Il est ainsi possible de réaliser l'analyse modale d'une structure vibrante, qui peut ensuite être reliée, dans certains cas simples d'excitation, aux composantes fréquentielles du son obtenu. A l'inverse, le spectrogramme d'un son peut nous renseigner sur les caractéristiques modales de la structure vibrante qui l'a engendré et sur la manière dont elle l'a engendré, même si remonter, à partir d'un enregistrement sonore, à la structure vibrante et à l'excitation reste une chose extrêmement difficile voire impossible.

La figure ci-dessous schématise des approches et techniques possibles – qui découlent de ce qui vient d'être dit ci-dessus – lorsque l'on veut obtenir un son d'un type donné avec le langage CORDIS-ANIMA. Celle-ci n'est pas exhaustive et d'autres approches peuvent exister.

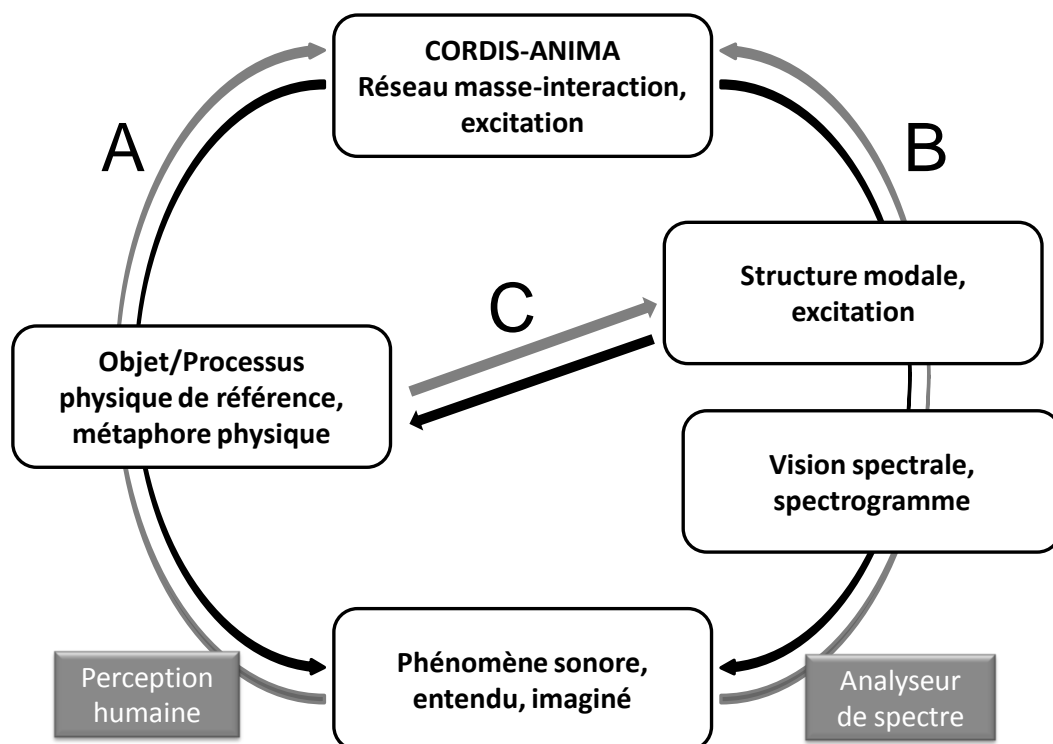


Figure 38 : Différents moyens de passer du phénomène sonore au modèle CORDIS-ANIMA et vice-versa.

Le chemin A correspond à une approche de modélisation reposant sur l'analyse auditive du son en terme d'objets – peau, corde, barre en métal... – et de processus physiques – percutée, frottée, grattée, pincée... – voire de métaphores physiques. Le chemin B correspond quant à lui au lien qu'il est possible d'établir entre le phénomène sonore et le modèle CORDIS-ANIMA via une analyse fréquentielle et la notion de structure modale. Ce ne sont évidemment pas les uniques chemins que l'on peut emprunter lorsque l'on pratique la modélisation physique avec le langage CORDIS-ANIMA. On emploiera très souvent des chemins hybrides – mélanges entre A et B, passage par le chemin C – et un utilisateur peut très bien envisager un phénomène sonore directement sous forme d'une structure CORDIS-ANIMA – sans passer par des considérations fréquentielles ou physiques – basée sur son expérience de modélisation avec ce langage. De manière générale, les chemins décrits à la figure 38 relèvent d'une approche analytique alors que, comme Olivier Tache le précise dans sa thèse [Tache 2008] il est aussi possible de travailler en adoptant une approche structurelle de la modélisation. L'accent est alors plus mis sur les possibilités d'assemblages de modules et d'ensembles de modules que sur les caractéristiques globales que pourrait posséder un modèle.

Les différentes approches envisagées doivent être prises en compte dans ce travail. En effet il est légitime de vouloir produire des sons correspondant à un objet sonore bien défini, comme par exemple une barre métallique que l'on percute avec un marteau, mais il est aussi légitime de vouloir que ce son soit plus ou moins aigu, plus ou moins mat, etc. En réalité, ces différentes approches sont complémentaires et l'on passe généralement de l'une à l'autre au cours du processus de création musicale avec GENESIS. Par exemple on peut tout d'abord envisager la production d'un son en analysant le type de structure et le type d'excitation mises en jeu – chemin A. On peut ensuite vouloir affiner l'aspect fréquentiel et obtenir une certaine hauteur du son ou modifier son timbre. On effectue alors par exemple une analyse modale de la structure vibrante, dans le but d'influer sur sa structure modale via des modifications de paramètres – chemin B. Ensuite, on peut vouloir que la structure paraisse excitée avec plus de force, on repasse alors dans une approche du type de celle employée par le chemin A.

Concernant notre sujet d'étude, le but est de mener une investigation dans l'espace des structures constructibles avec le formalisme CORDIS-ANIMA, de manière à obtenir un large éventail de modèles de structures vibrantes différents et pertinents pour la création musicale. Il est alors possible de suivre les deux approches correspondant aux chemins A et B. On peut par exemple envisager de vouloir construire un réseau masse-interaction possédant une structure modale bien définie, quelle qu'elle soit – chemin B. Cependant, en gardant à l'esprit que notre écoute est orientée

vers la reconnaissance d'objets vibrants et de leurs propriétés mécaniques, il apparaît important d'essayer de construire des modèles d'objets « courants » – chemin A – aux propriétés bien définies et comprises. Ces modèles constituent alors des repères utiles à l'investigation : on les appellera « structures repères ». Il est ensuite possible d'extrapoler à d'autres types de structures les techniques de modélisation utilisées pour construire une structure repère. On peut aussi imaginer de construire des structures hybrides, à mi-chemin entre deux « structures repères ». Cette approche permet en outre d'avoir en tête une forte métaphore physique des modèles construits et de garder une intuition physique forte du comportement qu'auront des modèles plus ou moins éloignés des structures repères. Ainsi, de même que pour naviguer sur l'océan, il est indispensable d'utiliser une carte et de pouvoir se repérer par rapport aux phares indiquant les terres émergées, on aura la possibilité, via les structures repères, de créer une sorte de cartographie de l'espace des structures constructibles avec le formalisme CORDIS-ANIMA, ce qui permet d'avoir plus d'armes pour analyser des structures obtenues par des moyens plus abstraits, et savoir sur quels paramètres jouer afin d'atteindre un objectif timbral souhaité.

Enfin, si l'on revient aux structures à oscillations auto-entretenues, rappelons que le comportement de tels systèmes est fortement dépendant de l'harmonicité ou de l'inharmonicité de la structure vibrante. Il est donc intéressant de faire varier ce paramètre, qui joue sur la plus ou moins grande facilité d'obtenir l'accrochage en fréquence, caractéristique des oscillations auto-entretenues de structures vibrantes. En effet, dans [Fletcher&Rossing 1998] les auteurs dressent les principaux facteurs influant sur l'établissement de cet accrochage en fréquence. Ainsi, il est défavorisé quand les modes sont en distribution fortement inharmonique, quand la force d'excitation est faible et favorise un mode autre que le fondamental. Le fait de pouvoir influencer, par différents paramètres, sur l'accrochage en fréquence permet de contrôler de différentes manières le passage d'un comportement périodique à un comportement plus complexe d'une structure vibrante, ce qui est source de richesse au niveau des possibilités sonores offertes par ce genre de modèles.

2 Structures repères :

Nous abordons dans cette partie la modélisation de structures vibrantes « classiques » en acoustique musicale – chemin A – telles que les cordes, les barres, les membranes, les plaques, les tubes... et analysons, pour certaines d'entre elles, les rapports qu'elles entretiennent au niveau de leurs caractéristiques modales – chemin B. Cette étude permettra ensuite, en faisant varier certains paramètres du modèle, de passer continûment d'une structure à l'autre. On obtient alors des

familles de structures dont les propriétés modales sont bien caractérisées et dont on a une représentation très concrète³⁰.

a Structures linéiques tendues/élastiques : modèles de cordes et de barres :

i Le chapelet de masses :

L'un des modèles les plus utilisés par les pratiquants du logiciel GENESIS, et que nous avons déjà abordé lorsque nous avons parlé du modèle de corde frottée, est celui du chapelet de masses reliées par des viscoélasticités et attaché ou non à ses extrémités. Ce modèle permet de représenter une corde, que l'on va ensuite pouvoir percuter, pincer, frotter... L'influence sur les modes de la discrétisation spatiale de notre corde implique qu'elle n'est pas harmonique, les fréquences des modes étant données par³¹ :

$$f_n = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \left| \sin\left(\frac{n\pi}{2(N+1)}\right) \right|, \quad (18)$$

pour un chapelet attaché aux deux bouts contenant N masses de valeur d'inertie M reliées par des ressorts d'élasticité K . n est l'indice du mode. On vérifie que pour $n \ll N$, l'approximation $\sin(x) \approx x$ donne des fréquences multiples du fondamental f_1 . Il sera donc nécessaire d'utiliser un nombre de masses suffisant si l'on veut obtenir une structure dont les premiers modes sont approximativement en distribution harmonique. Par exemple, le tableau ci-dessous donne les fréquences des cinq premiers modes d'une corde de 31 masses, rapportées à la fréquence fondamentale.

mode	1	2	3	4	5
f_n/f_1	1,000	1,998	2,990	3,976	4,952

Tableau 2 : Fréquences des cinq premiers modes d'un modèle de corde de 31 masses.

³⁰ La début de cette partie est tiré de [Poyer&Cadoz 2009].

³¹ Il est à noter que l'on a considéré ici uniquement la discrétisation spatiale pour le calcul des fréquences. La discrétisation temporelle intrinsèque à la simulation améliore l'harmonicité, d'autant plus que l'élasticité est grande. Il est même possible d'obtenir une structure parfaitement harmonique – voir [Kontogeorgakopoulos 2008] p.113 – mais l'on est alors confronté à des problèmes de divergence de l'algorithme de simulation.

ii Modèle de barre en flexion :

Lors de sa modélisation, on néglige les efforts internes résultant de la flexion de la corde au cours de son mouvement car ils sont d'un ordre de grandeur beaucoup plus faible que les efforts dus à la tension de la corde. Imaginons maintenant que nous accroissions le diamètre de sa section. Les efforts de flexion ne sont plus négligeables et doivent être pris en compte. Supposons même qu'ils sont beaucoup plus importants que les efforts de tension : nous nous trouvons dans le cas théorique de la barre en flexion.

Au contraire de la corde, les modèles de barre réalisés avec CORDIS-ANIMA sont extrêmement peu nombreux. En réalité, une seule étude a été précédemment réalisée sur ce thème par Pirouz Djoharian et Jean-Loup Florens qui utilisait deux couches de chapelets masse-ressort en interaction [Djoharian 2000]. Une autre approche a été utilisée dans cette étude, en essayant de traduire sous forme de réseau CORDIS-ANIMA un modèle souvent employé pour expliquer le comportement d'une barre en flexion, décrit par exemple dans [Gladwell 2004] et schématisé sur la figure 39 (b) ci-dessous.

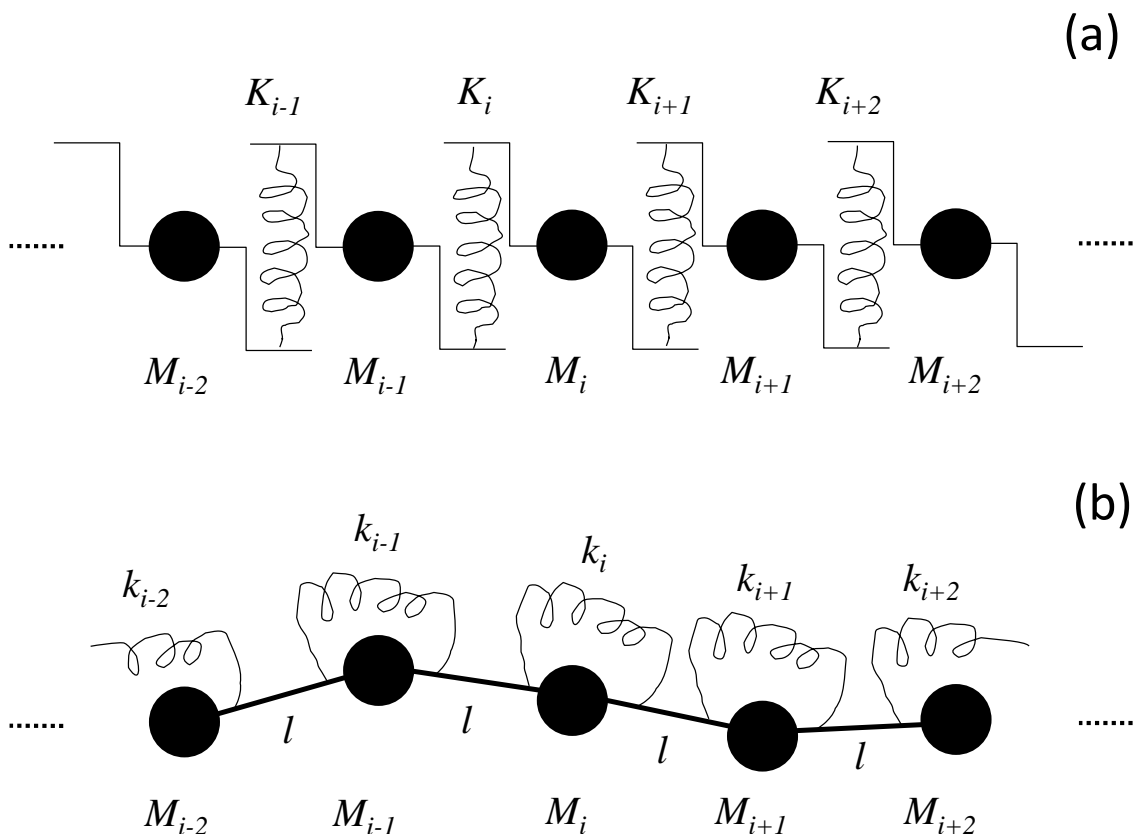


Figure 39 : (a) Chapelet masse-ressort tel que celui utilisé dans GENESIS pour modéliser une corde. (b) Modélisation discrète d'une barre vibrant en flexion.

En (a), nous avons rappelé le formalisme suivant lequel s'effectue la modélisation dans GENESIS sur l'exemple du chapelet masse-ressort. Les masses M_i , dont le mouvement s'effectue verticalement, sont reliées par des ressorts en élongation d'élasticité K_i . Dans ce cas, le déplacement u_i de la masse M_i dépend de celui des masses M_{i-1} et M_{i+1} via l'équation :

$$M_i \ddot{u}_i = -K_{i+1}(u_i - u_{i+1}) - K_i(u_i - u_{i-1}) \quad (19)$$

Pour le modèle discret d'une barre vibrant en flexion, en (b), les masses M_i sont reliées par des tiges rigides de longueur l . Chaque tige est en interaction avec ses voisines via des ressorts en rotation, d'élasticité k_i . Supposons maintenant que la masse M_i effectue un déplacement vertical u_i toutes les autres masses restant immobiles. Ce déplacement implique un changement de l'angle que font, avec l'horizontale, les deux tiges reliées à la masse, ce qui implique une extension ou une compression des ressorts en $i-1$, i et $i+1$. De plus, l'expression de la force provenant du ressort en i met en jeu les déplacements en $i-1$, i et $i+1$. En conséquence, le déplacement u_i de la masse M_i va dépendre de celui des masses M_{i-2} , M_{i-1} , M_{i+1} et M_{i+2} selon – avec $l=1$:

$$M_i \ddot{u}_i = 2k_i(u_{i+1} + u_{i-1} - 2u_i) - k_{i+1}(u_{i+2} + u_i - 2u_{i+1}) - k_{i-1}(u_i + u_{i-2} - 2u_{i-1}) \quad (20)$$

L'idée est donc de trouver un réseau CORDIS-ANIMA qui possède la même équation du mouvement pour la masse M_i . Puisqu'il faut que les déplacements u_{i-2} et u_{i+2} interviennent, on peut envisager un réseau tel que celui représenté sur la figure 40 ci-dessous, où la masse M_i est reliée par des ressorts aux masses M_{i-2} , M_{i-1} , M_{i+1} et M_{i+2} .

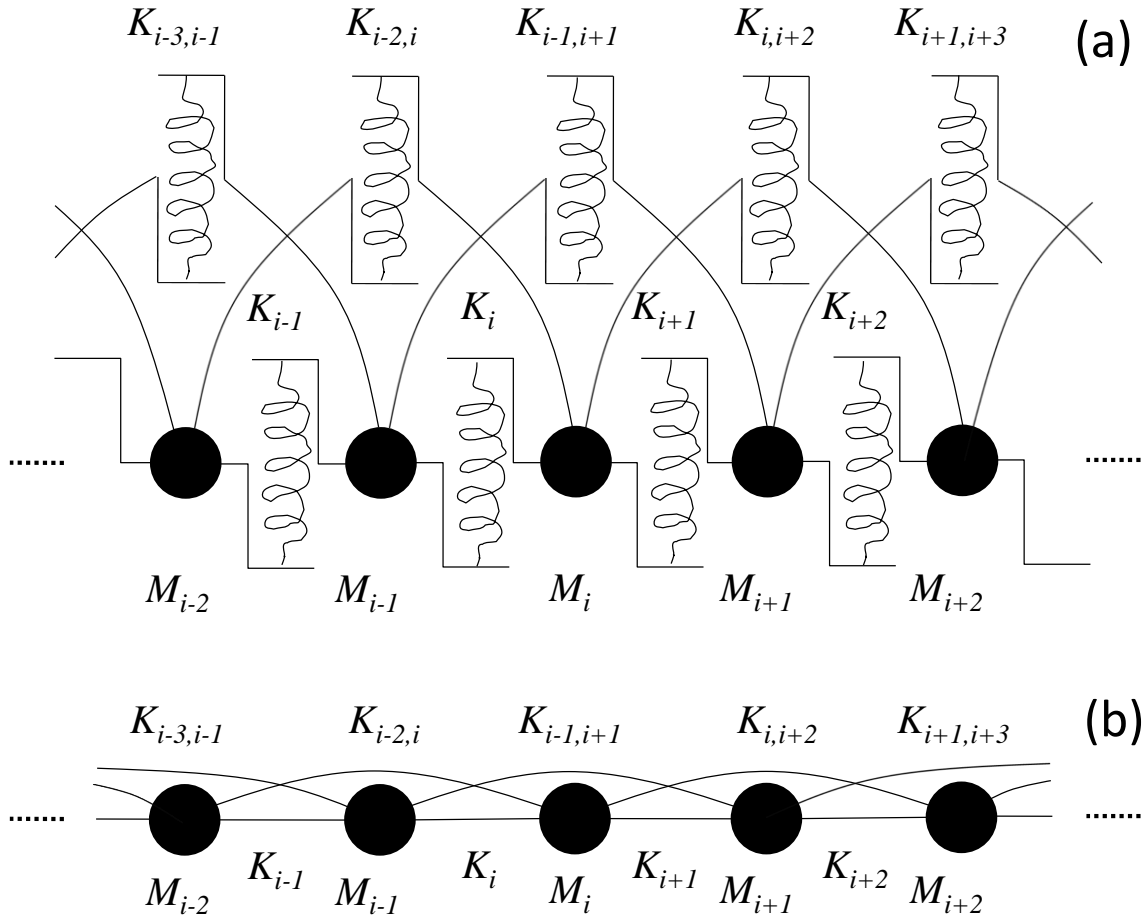


Figure 40 : (a) Réseau CORDIS-ANIMA pour la modélisation d'une barre. (b) Représentation simplifiée du réseau.

L'équation pour la masse M_i est alors :

$$M_i \ddot{u}_i = -K_i(u_i - u_{i-1}) - K_{i+1}(u_i - u_{i+1}) - K_{i-2,i}(u_i - u_{i-2}) - K_{i,i+2}(u_i - u_{i+2}) \quad (21)$$

L'identification entre les paramètres d'élasticité du modèle de la figure 39 (b) et ceux de la figure 40 nous donne :

$$\begin{aligned} K_{i-2,i} &= -k_{i-1} & K_{i,i+2} &= -k_{i+1} \\ K_i &= 2(k_{i-1} + k_i) & K_{i+1} &= 2(k_i + k_{i+1})' \end{aligned} \quad (22)$$

ce qui permet de modéliser une barre de section variable. Dans le cas d'une barre homogène à section fixe ($k_i=K$ pour tout i), on obtient $K_i=K_{i+1}=4K$ et $K_{i-2,i}=K_{i,i+2}=-K$. Il est à noter que ces résultats sont compatibles avec la discrétisation de l'équation aux dérivées partielles de la barre homogène – vison continue – qui relie la dérivée seconde en temps du déplacement à sa dérivée quatrième en

espace. En effet, la discrétisation de la dérivée seconde en espace d'une fonction f donne à une constante près :

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \Rightarrow f_{i+1} - 2f_i + f_{i-1}, \quad (23)$$

d'où pour une dérivée quatrième du déplacement :

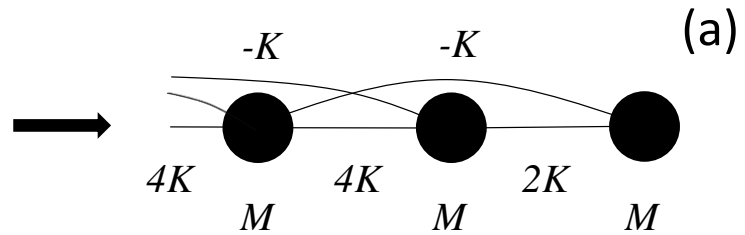
$$\begin{aligned} \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} &\Rightarrow (u_{i+2} - 2u_{i+1} + u_i) - 2(u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}) + (u_i - 2u_{i-1} + u_{i-2}) \\ &= 4(u_i - u_{i+1}) + 4(u_i - u_{i-1}) - (u_i - u_{i+2}) - (u_i - u_{i-1}) \end{aligned} \quad (24)$$

On voit apparaître dans la dernière expression des termes d'élasticité positive et négative en rapport 4, comme obtenu ci-dessus.

Il reste enfin à modéliser les conditions en bout de barre. Dans [Fletcher&Rossing 1998] sont abordées trois types de conditions aux limites : extrémité libre, extrémité en appui, extrémité encastree. La figure suivante récapitule la modélisation que nous avons effectuée de ces trois conditions dans le cas de la barre homogène.

Extrémité libre :

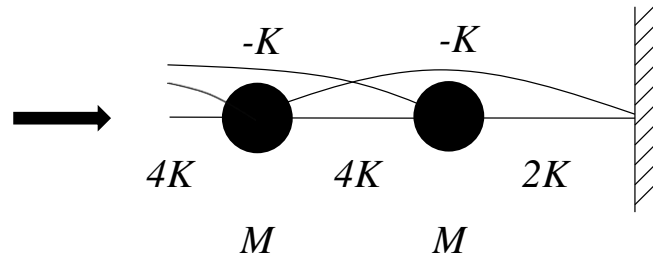
$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} = 0$$



(a)

Extrémité en appui :

$$u = 0 \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0$$



(b)

Extrémité encastree :

$$u = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

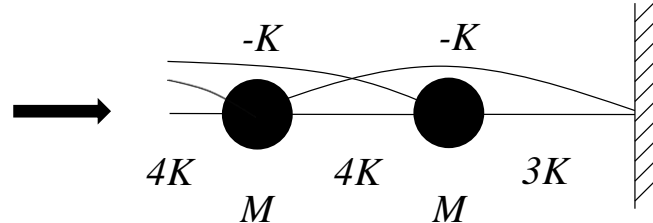


Figure 41 : Modélisation sous forme de réseaux CORDIS-ANIMA de trois conditions aux limites classiques de la barre en flexion (représentation simplifiée) : (a) Extrémité libre. (b) Extrémité en appui. (c) Extrémité encastree.

Il est ainsi possible de modéliser une barre et les conditions à chacune de ses extrémités, conditions qui vont avoir un impact sur les modes de vibration de cette dernière. Cette modélisation est en outre compatible avec la vision continue. En effet par exemple d'après [Fletcher&Rossing 1998] les modes de la barre continue en appui à ses deux extrémités ne suivent pas une loi harmonique mais parabolique, ce que l'on retrouve bien avec notre modèle (cf. tableau 3 ci-dessous pour un modèle de barre contenant 124 masses).

mode	1	2	3	4	5
f_n/f_1	1,000	3,999	8,996	15,98	24,97

Tableau 3 : Fréquences des cinq premiers modes d'un modèle CORDIS-ANIMA de barre en appui sur ses extrémités contenant 124 masses. On observe une loi parabolique.

iii De la corde à la barre :

On ne va considérer, pour simplifier, que des structures homogènes dans ce paragraphe. Après avoir vu comment modéliser une corde et une barre en flexion avec le formalisme CORDIS-ANIMA, il peut être intéressant, étant donné leur proximité topologique, de construire des modèles hybrides à mi-chemin entre ces deux modèles de référence. En effet, qu'est-ce qui différencie une corde d'une barre ? C'est l'origine de l'énergie potentielle associée aux vibrations de la structure. Pour la première, nous avons affaire à une structure tendue dont on a négligé l'élasticité alors que pour la deuxième, aucune tension n'est considérée et les vibrations sont uniquement dues à l'élasticité de la structure. Un modèle hybride apparaîtra donc comme une structure plus ou moins tendue, possédant une certaine élasticité. Les modèles de corde et de barre sont en fait des cas limites de cette structure. La figure 42 récapitule la manière de construire une telle structure hybride avec le formalisme CORDIS-ANIMA. Il est à noter que les élasticités négatives auront leur module compris entre 0 et le quart de l'élasticité positive K .

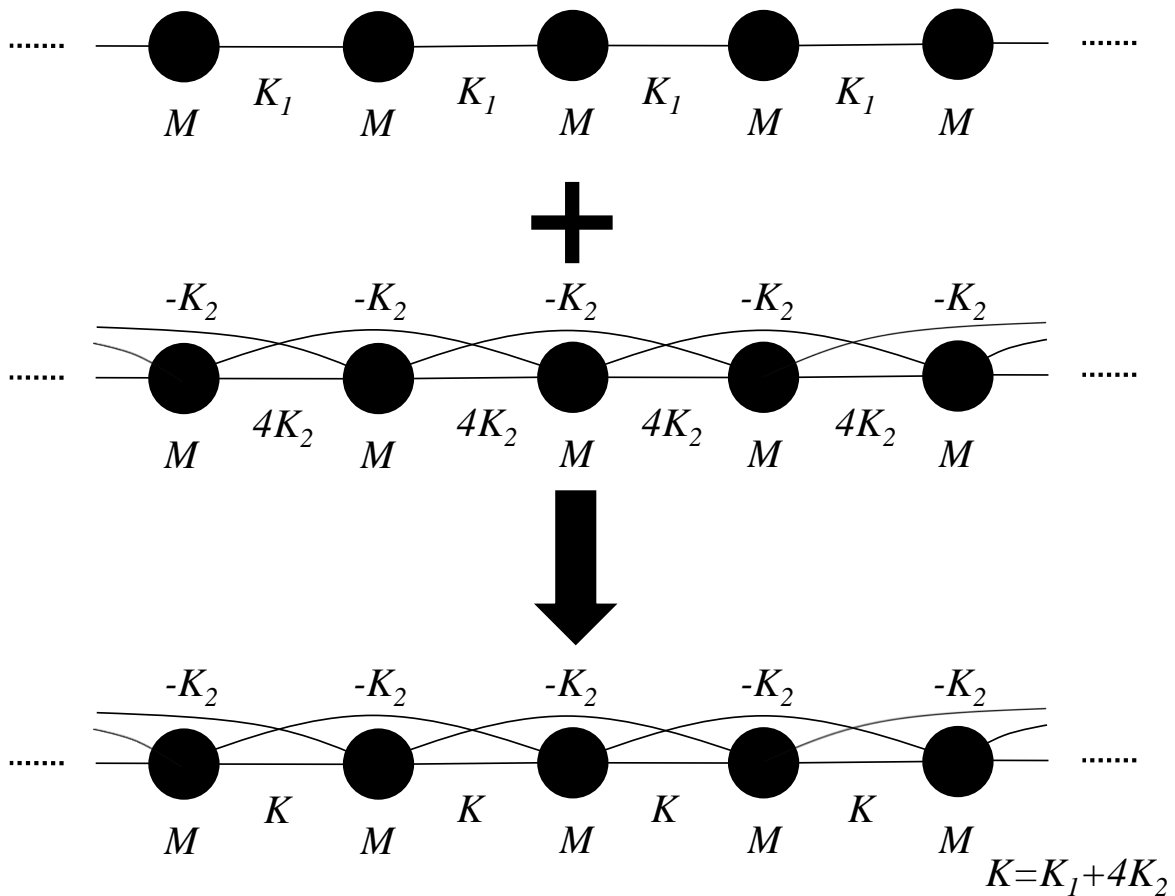


Figure 42 : Construction d'un modèle de structure linéique tendue et élastique, hybride entre corde et barre.

On a donc obtenu toute une famille de structures, allant du modèle idéal de corde à celui de la barre, dont les propriétés modales seront analysées dans la partie C.

b Autres structures tendues/élastiques modélisables avec des réseaux CORDIS-ANIMA :

Le procédé employé pour passer d'un modèle de corde à celui d'une barre en ajoutant des élasticités négatives au chapelet masse-ressort – que l'on qualifiera procédé d'« épaissement » de la structure – aboutit à un étalement fréquentiel des modes du chapelet, tout en gardant une structure homogène et des déformées modales voisines de celles du modèle de corde. Il est envisageable de généraliser ce procédé à toute structure construite avec le formalisme CORDIS-ANIMA.

i De la membrane à la plaque :

Un autre modèle couramment utilisé est celui représentant une membrane rectangulaire tendue uniformément, constitué d'un réseau carré de masses en interaction via des viscoélasticités (voir figure 43). Voyons comment le procédé d'« épaisseur » va s'appliquer à ce modèle.

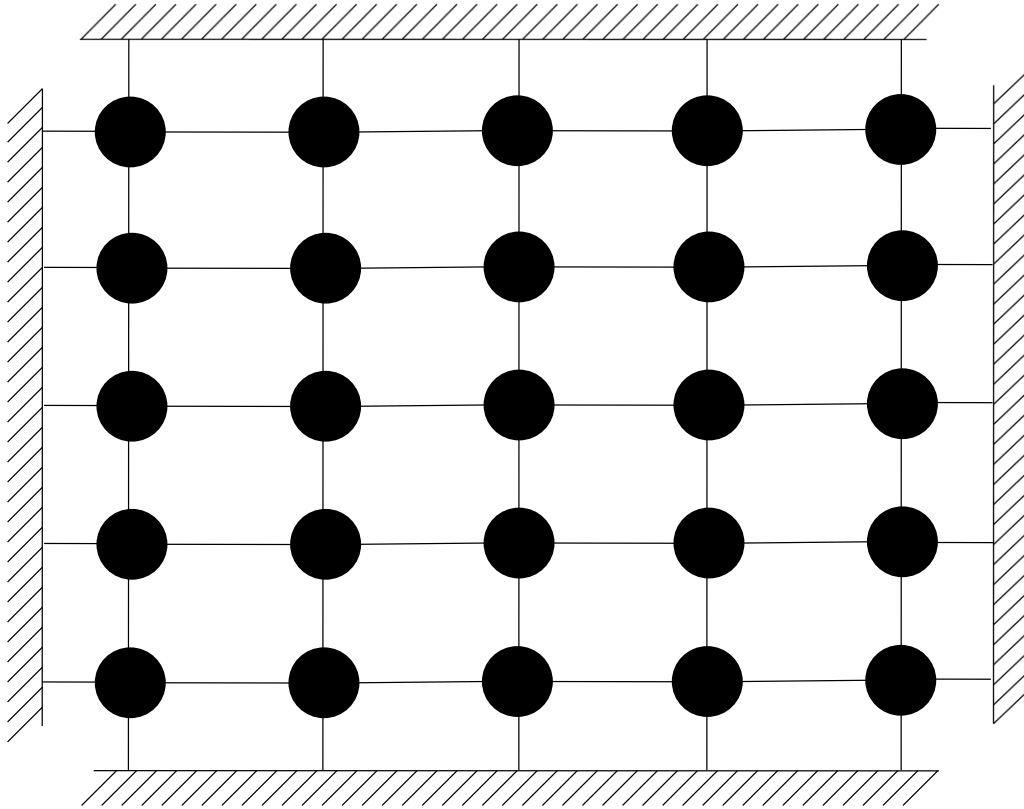


Figure 43 : Réseau CORDIS-ANIMA correspondant à une membrane tendue uniformément.

Il est tentant d'appliquer directement ce que nous avons fait pour la barre selon les deux dimensions orthogonales du réseau. Mais il faut noter que l'on doit normalement obtenir de la sorte un modèle de plaque rectangulaire. En outre nous avons remarqué à la section précédente que le modèle de barre pouvait se retrouver directement par une discrétisation de l'équation aux dérivées partielles – équation (24) – de la barre continue. Le terme spatial de l'équation aux dérivées partielles donne dans le cas d'une plaque rectangulaire homogène et isotrope [Chaigne&Kergomard 2008] :

$$K \left(\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 u}{\partial y^4} \right) \quad (25)$$

Il faut ainsi prendre en compte en plus un terme de dérivées croisées. La figure 44 présente le moyen d'obtenir, avec des réseaux CORDIS-ANIMA, les différents termes de (25) ce qui permet finalement de construire une plaque rectangulaire. Il est à noter qu'il est aussi possible avec cette approche d'envisager des modèles non homogènes et non isotropes.

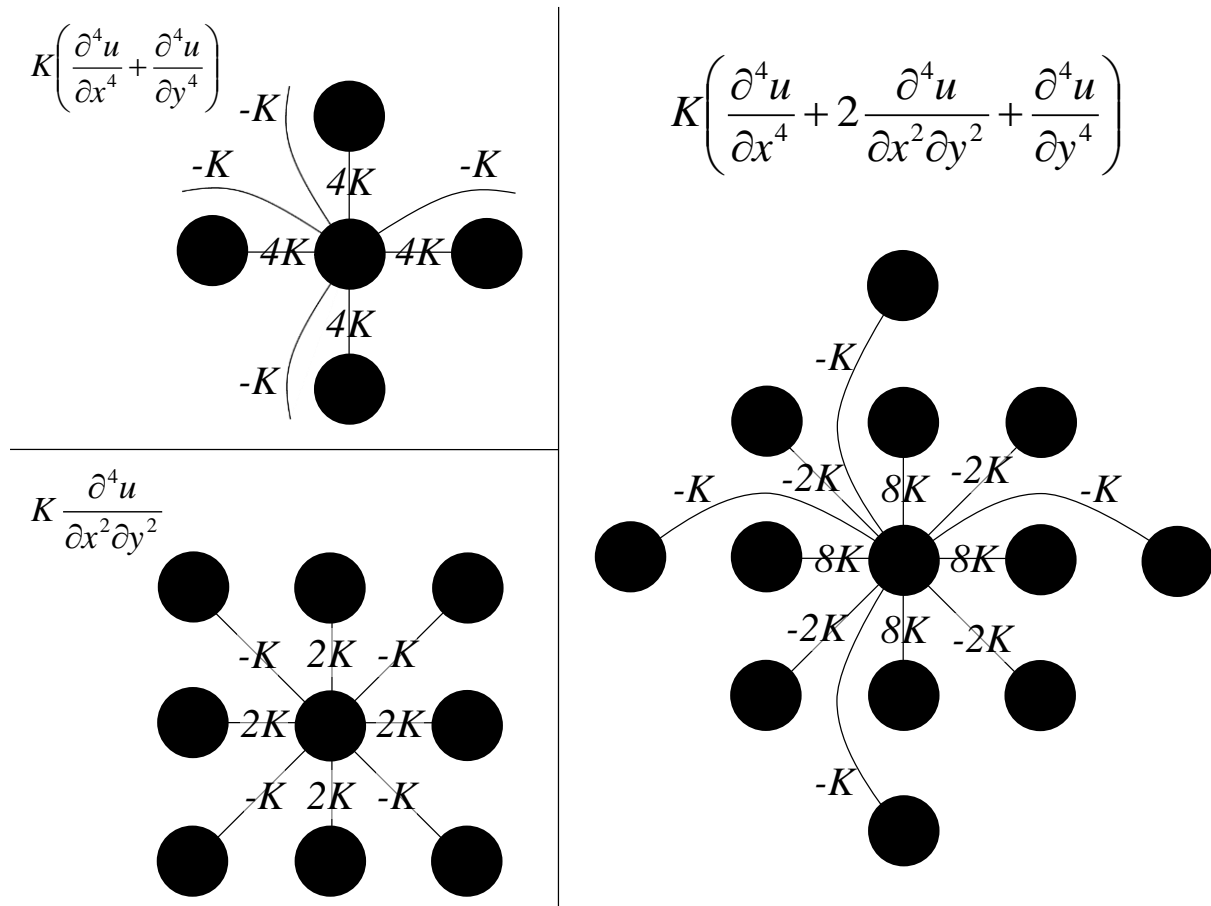


Figure 44 : Traduction sous forme de réseau CORDIS-ANIMA des différents termes de (25). Pour plus de clarté, on n'a représenté que les liaisons partant de la masse centrale.

On retrouve alors bien avec notre modèle les modes obtenus avec la vision continue (voir figure 45).

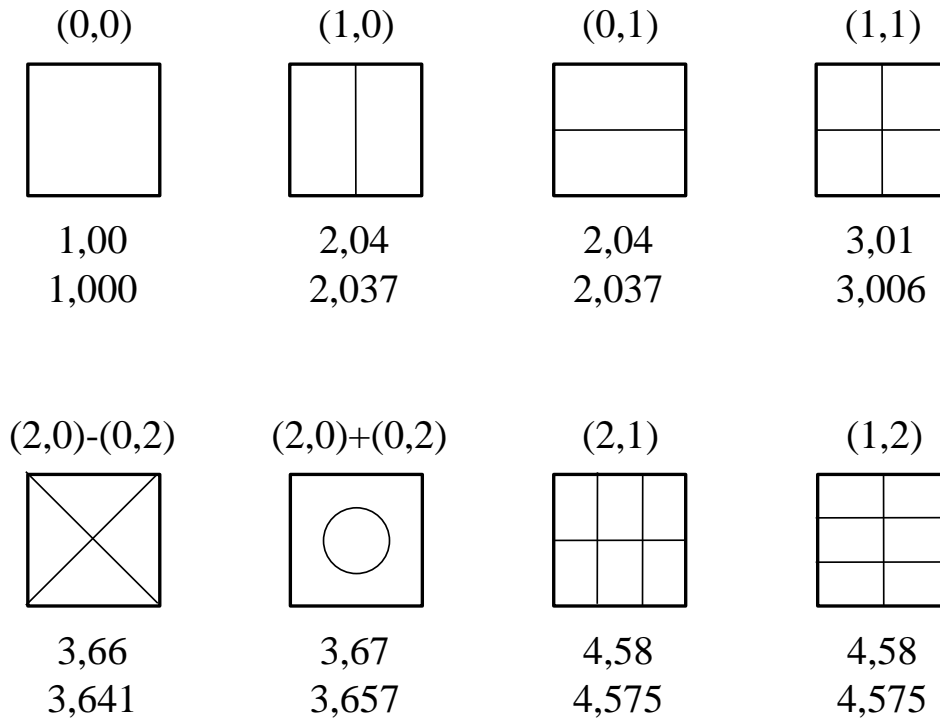


Figure 45 : Huit premiers modes d'une plaque carrée homogène et isotrope, encastrée à sa périphérie, d'après [Fletcher&Rossing 1998]. Les nœuds des déformées modales ont été marqués en traits fins. Sous chaque mode sont indiquées la fréquence du mode en vision continue puis la fréquence du mode du modèle de plaque réalisé avec un réseau CORDIS-ANIMA de 31 masses par 31 masses. Les fréquences sont rapportées à celle du mode fondamental.

De même que précédemment pour la corde et la barre, on peut imaginer toute une palette de structures se situant entre le modèle de membrane et celui de plaque, correspondant à une plaque plus ou moins tendue ou à une membrane plus ou moins élastique.

ii Structures non homogènes :

Il est aussi envisageable de réaliser des structures non homogènes en paramètres de masse et d'élasticité et de réaliser leur épaisseur. Il faut alors revenir à l'équation générale (22). De nombreux exemples de structures réelles modélisables par des réseaux CORDIS-ANIMA non homogènes peuvent être cités. Par exemple la modélisation de membranes tendues non

uniformément ou de plaques orthotropes³² implique des paramètres d'élasticité différents selon des directions orthogonales. Les membranes et plaques circulaires sont aussi modélisées par des réseaux CORDIS-ANIMA non homogènes si l'on utilise une discrétisation en représentation polaire. Enfin, de manière générale, la variation d'épaisseur d'une poutre ou d'une plaque se modélise directement en modifiant les paramètres de masse et d'élasticité positive et négative aux endroits où la plaque est plus ou moins épaisse.

iii « Épaississement » d'autres structures vibrantes CORDIS-ANIMA :

Nous avons donc vu comment passer d'une structure tendue à une structure élastique pour des réseaux linéiques (1D) et surfaciques (2D). La grande majorité des structures construites dans GENESIS dérivent de ceux-ci. Par exemple, « épaissir » un réseau contenant des interactions non-linéaires à la place d'interactions élastiques ne pose pas de problèmes particuliers. On peut ensuite envisager des réseaux de dimensions supérieures (3D, 4D...) en généralisant (25) au nombre de dimensions voulu. La propriété d'étalement des fréquences des modes reste, bien qu'il soit plus difficile d'appréhender ces réseaux avec une vision basée sur la physique. Il est en outre plus difficile de construire « à la main » de tels réseaux. Cependant la nouvelle version de GENESIS dont le développement a été terminé il y a peu, permet, via un langage de programmation, de construire très aisément des réseaux complexes.

c Modélisation de la courbure d'une structure « épaisse » :

Il est aussi possible d'envisager de modéliser la courbure d'une structure avec nos réseaux CORDIS-ANIMA, qui comme le procédé précédent d'« épaississement », va influencer de manière importante sur les modes de celle-ci. La figure 46 ci-dessous montre l'influence qu'a la courbure d'une barre ou d'une plaque sur le comportement physique de la structure telle qu'elle est modélisée dans la littérature – voir [Landau&coll. 1990] par exemple. Si l'on considère une zone d'une structure possédant un rayon de courbure R , les vibrations de celle-ci vont engendrer une succession d'extensions et de compressions longitudinales (voir figure 46 (a)). Ces extensions et compressions vont alors être à l'origine d'efforts de traction, résultant en une force transversale proportionnelle au déplacement u instantané de la zone considérée. Il est donc possible de « courber » un modèle CORDIS-ANIMA de barre ou de plaque en ajoutant des élasticités « de milieu », c'est-à-dire relier les différents modules MAS de la structure à des points fixes via des

³² Par exemple les plaques en bois sont orthotropes du fait de différences de propriétés mécaniques selon que l'on soit dans la direction des fibres ou dans une direction orthogonale.

modules RES. Plus le paramètre d'élasticité des modules RES est important et plus la courbure équivalente l'est aussi. Il est à préciser que cette théorie ne vaut que pour des courbures faibles.

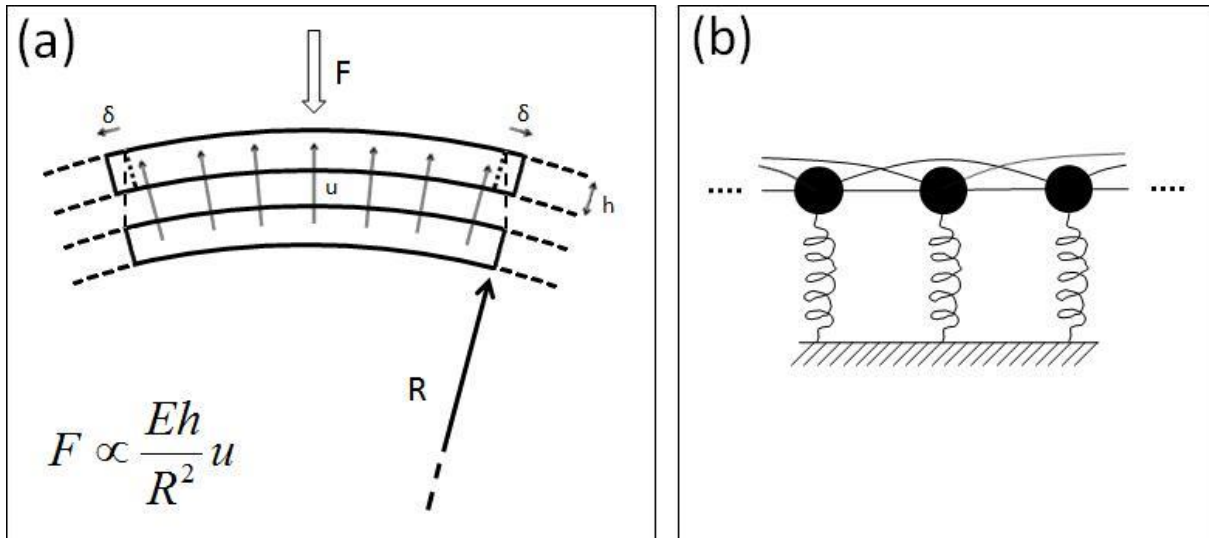


Figure 46 : (a) Portion de structure vibrante de rayon de courbure R . Un déplacement u implique un effort en traction longitudinal – étirement de la portion d'une quantité 2δ – à l'origine d'une force F transversale selon une direction passant par le centre de courbure. F est proportionnelle au déplacement u , au module d'Young et à l'épaisseur h de la structure et inversement proportionnelle au carré du rayon de courbure. (b) Modélisation de la courbure d'une structure avec le formalisme CORDIS-ANIMA à l'aide d'élasticités de milieu.

Il est ainsi possible en utilisant le procédé décrit à la figure 46 (b) de construire toute une famille de modèles de structures plus ou moins courbées. En effet, plus la raideur des ressorts est élevée et plus la courbure de la structure est importante ce qui se retrouve ensuite dans la répartition de ses modes. On note ainsi un resserrement important des modes associé à une augmentation de leur fréquence lorsque l'on augmente la courbure. Il est donc possible de passer d'une structure à faible densité modale à une autre de forte densité. Enfin ce procédé de « courbure » peut bien sûr être aussi utilisé sur n'importe quel réseau CORDIS-ANIMA avec les mêmes résultats au niveau de ses modes de vibration.

d Modèles de tuyaux acoustiques :

Comme il a été montré précédemment, une succession linéique de modules MAS et REF peut aussi bien modéliser une corde tendue qu'un tuyau acoustique. La perce des instruments à vent réels pouvant prendre des géométries très variées, on aura alors affaire à des modèles non homogènes en masse, en élasticité et en viscosité. Ceci peut alors poser un problème lorsque l'on veut développer des oscillations auto-entretenues sur ces structures car il peut arriver que la valeur d'inertie du module MAS au niveau duquel est appliquée l'excitation soit très faible devant d'autres paramètres

du modèle, c'est-à-dire les autres valeurs de M, K, ou Z. Ce fait peut réduire alors la plage de valeurs admissibles pour la viscosité négative de la liaison non-linéaire du fait de la divergence de l'algorithme lorsque l'inertie d'un module MAS est plus faible que les paramètres K et Z des liaisons auxquelles il est connecté. Pour résoudre ce problème il est possible d'envisager une discrétisation du tuyau non plus à pas constant mais à volume constant. En effet, d'après les analogies développées au 3-a du chapitre 3, les inerties des modules MAS d'un modèle sont proportionnelles aux volumes des portions de tuyau qu'elles modélisent. Donc par ce moyen, on obtiendra un modèle homogène en inertie.

Prenons l'exemple de la modélisation d'une perce qui suit une loi du type « cor de Bessel », c'est-à-dire que la section de la perce varie comme une puissance α de la distance mesurée depuis l'apex. Cet exemple est intéressant car il correspond à une géométrie qui se retrouve abondamment dans les instruments à vent comme le souligne Benade dans [Benade 1959]. La figure 47 montre les deux méthodes de discrétisation de la perce de l'instrument pour un cor de Bessel.

Dans le cas de la discrétisation homogène en volume, nous avons obtenu un modèle pour lequel il est beaucoup plus aisé d'obtenir un mouvement de Helmholtz. Par contre les fréquences propres de la structure modélisée peuvent diverger de celles attendues. Par exemple, si l'on modélise un cône par cette méthode, la série harmonique que l'on doit normalement obtenir sera effectivement présente pour les harmoniques supérieures à 2, mais la fréquence du fondamental sera décalée par rapport à cette série. Ceci vient du fait que pour la méthode de discrétisation à volume constant, le premier module MAS du modèle représente une part non négligeable de la longueur de la perce – le tiers, voire la moitié de la longueur de la perce, selon le nombre de masses du modèle. Cependant, il est possible d'ajuster le fondamental en faisant varier l'inertie du premier module MAS du modèle et ainsi obtenir une série harmonique.

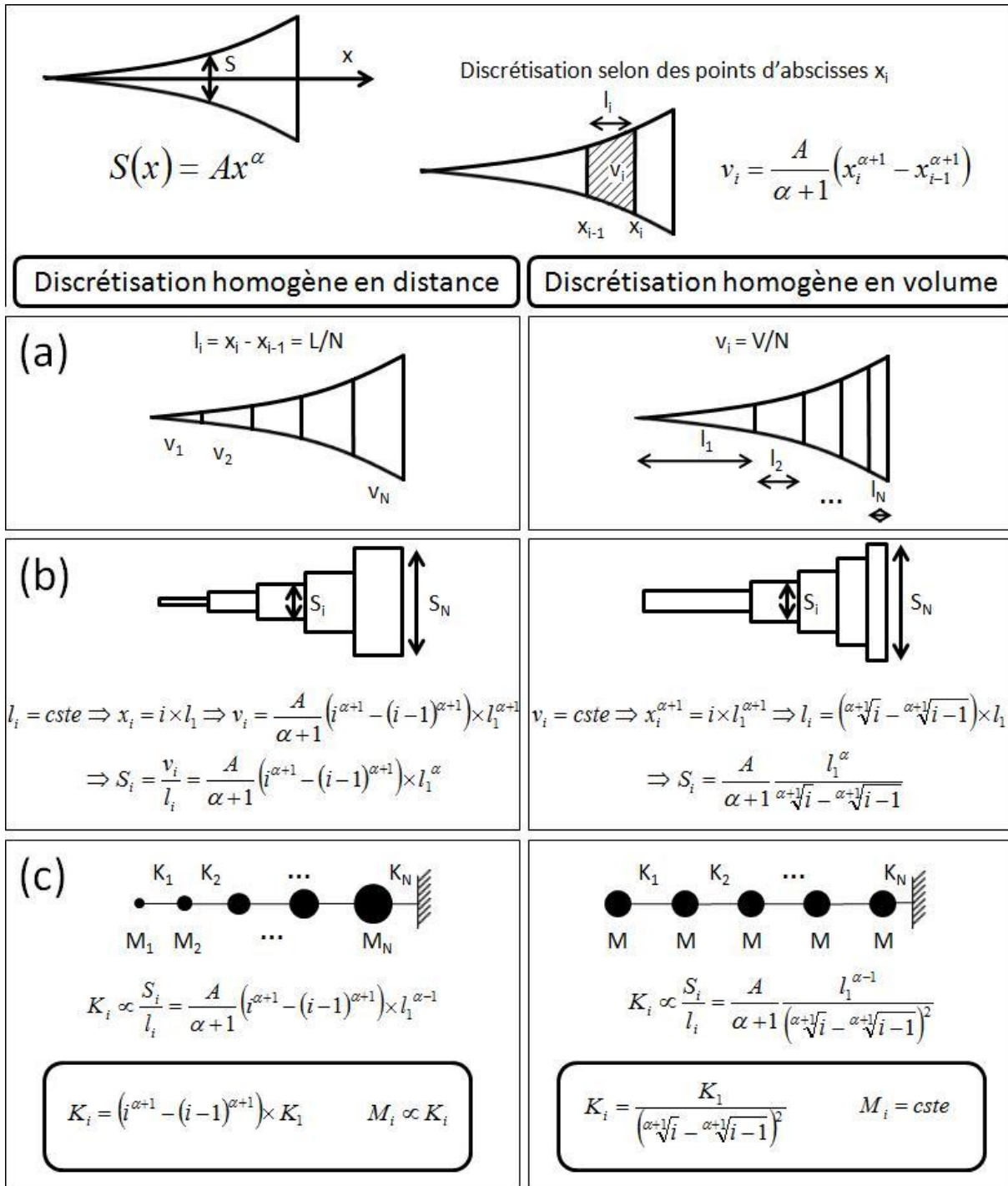


Figure 47 : Deux méthodes de discrétisation de la perce d'un instrument de géométrie type « cor de Bessel » : discrétisation homogène en largeur – la largeur d'un élément de discrétisation est toujours la même – à gauche et homogène en volume à droite – éléments de discrétisation de volumes identiques. (a) Cor discrétisé. (b) Modèle approché basé sur une succession de cylindres. (c) Modèle GENESIS simulant le comportement du modèle approché. Les valeurs de chaque élasticité se déduisent de la première.

On a donc vu la manière d'interpréter une structure linéique CORDIS-ANIMA en termes de tuyaux acoustiques. Cependant il peut être intéressant de voir s'il est possible d'interpréter des

réseaux plus complexes de cette manière. En effet, il est tout à fait possible d’imaginer comme un réseau de tuyaux acoustiques connectés, une structure de type membrane, comme celles dont on a parlé à la section 2-b-i de ce chapitre. En outre, la présence de trous sur un instrument est assez simplement modélisée par des ramifications le long du modèle de perce. La figure ci-dessous montre un modèle CORDIS-ANIMA d’instrument à vent cylindrique percé de 7 trous.

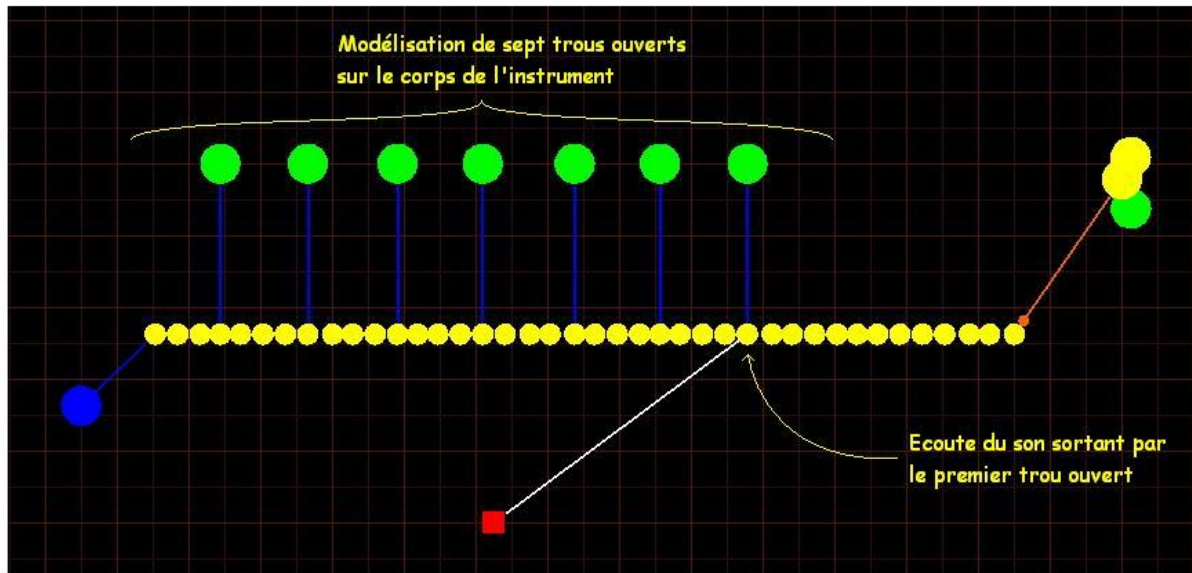


Figure 48 : Modélisation dans GENESIS de trous percés le long d’un instrument à anche cylindrique à l’aide de liaisons élastiques reliées à des points fixes. La valeur plus ou moins importante des élasticités de milieu est directement reliée à la taille des trous – ou au fait que les trous sont plus ou moins bouchés.

Ainsi, les trous présents sur le corps de l’instrument ont été modélisés de la même manière que le trou du pavillon, c’est-à-dire par une liaison viscoélastique reliée à un module SOL. Leur impact sur les modes de la structure est le même que celui que nous avons constaté lorsque nous avons modélisé une structure courbée, c’est-à-dire une forte hausse du fondamental et un resserrement des modes. En effet, nous voyons ici que l’ajout de trous sur un instrument à vent revient à ajouter des élasticités de milieu sur notre modèle. Ainsi un tuyau acoustique percé de trous va être analogue à une structure que l’on a courbée à des endroits bien précis. Par contre si l’on cherche à modéliser des instruments réels faisant intervenir soit une structure mécanique courbée, soit un tuyau sonore percé de trous, les paramètres d’élasticité seront complètement différents. Dans un cas, les élasticités seront réparties régulièrement sur une bonne partie de la structure et de valeurs relativement faibles – modèle de scie musicale par exemple – et dans l’autre elles seront localisées en certains points et de valeurs beaucoup plus importantes – instruments à vent percés de trous.

En outre, par exemple pour un instrument à anche de type clarinette, Benade [Benade 1960] nous dit que la succession de trous ouverts le long de sa perce implique que l'instrument se comporte presque comme s'il se terminait au niveau du premier trou³³ et les trous ouverts ont pour effet un filtrage passe-haut des ondes se propageant vers le pavillon de l'instrument. Ainsi, lorsque l'on capte le son au niveau du pavillon d'une clarinette dont on n'a bouché aucun trou, celui-ci est beaucoup plus chargé en harmoniques élevées que si l'on prend le son au niveau du premier trou non bouché. On retrouve ce fait en simulant le comportement du modèle GENESIS de la figure 48. Ci-dessous sont présentés les signaux sonores calculés à l'extrémité du modèle et au niveau de la première ramification :

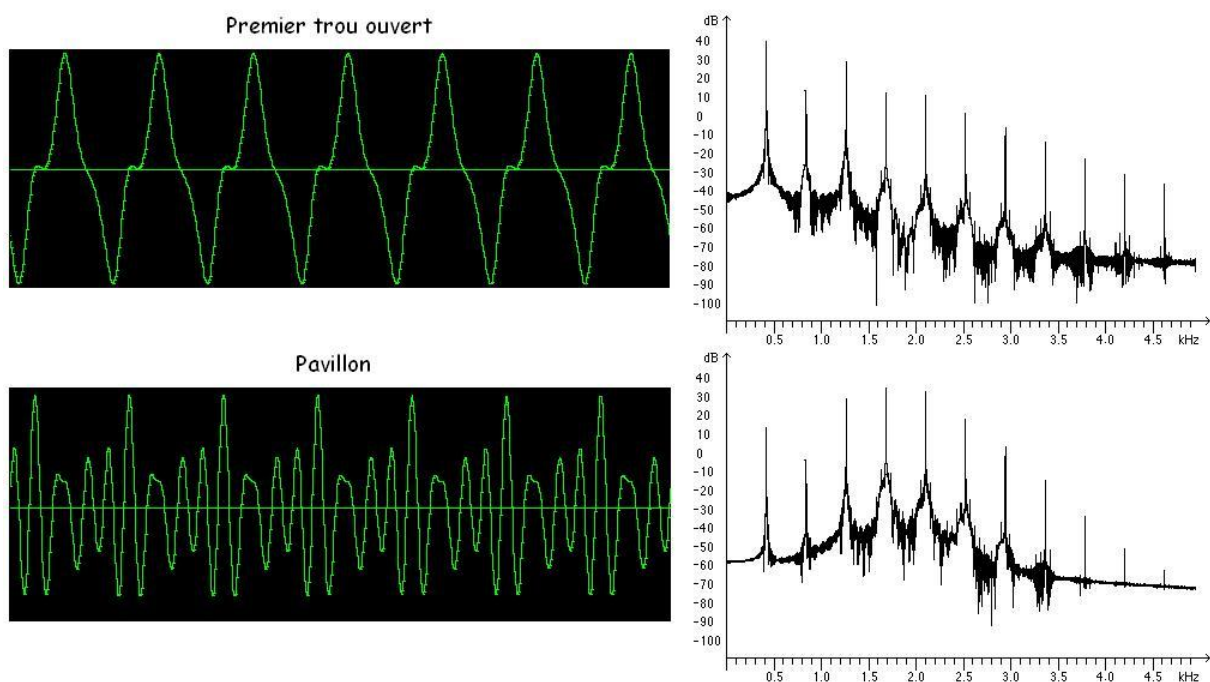


Figure 49 : Signaux sonores obtenus – et spectres correspondants – lors de la simulation du modèle présenté à la figure 48. En haut le modèle est « écouté » au niveau du premier trou ouvert. En bas, au niveau du pavillon – extrémité gauche du modèle. On note l'effet filtre passe-haut produit par la succession des élasticités placées le long du modèle et représentant les trous ouverts le long d'un instrument à anche.

Enfin, une dernière analogie peut être évoquée concernant l'utilisation d'« élasticités de milieu » pour modéliser des trous le long d'un tuyau acoustique. En effet, la technique employée est exactement la même que lorsque l'on veut modéliser un doigt posé sur la corde d'un violon par exemple. Un modèle CORDIS-ANIMA de « doigt » que l'on peut poser et retirer d'une corde a d'ailleurs été développé lors de travaux précédant cette étude [Tache 2004]. La transposition de ce

³³ Plus la taille des trous est importante et plus la longueur effective du tuyau diminue.

modèle au niveau des instruments à vent est traitée dans [Poyer 2006]. Nous voyons donc qu'une même technique de modélisation – utilisation d'élasticités de milieu le long d'une structure – peut être interprétée de plusieurs manières si l'on cherche à trouver des analogies avec les instruments réels. Ceci permet de souligner des points communs – qui ne sont pas forcément triviaux – entre différentes manières imaginées par l'homme pour faire changer la note d'un instrument de musique : courbure plus ou moins prononcée d'une scie musicale, doigts posés sur la corde d'un violon, trous ouvert d'une clarinette... Cette technique de modélisation regroupe ainsi une part assez conséquente des instruments de musique réels.

e Un paramètre important pour le timbre : l'admittance d'entrée de la structure :

Nous avons abordé dans cette partie différentes techniques de modélisation de structures vibrantes, tirées de l'étude du fonctionnement de structures réelles. En outre, l'influence sur les fréquences des modes propres des structures a été brièvement abordée. Cependant, afin de pouvoir prédire de manière plus précise le timbre du son final, ou plutôt l'une de ses composantes qui est l'enveloppe spectrale, il est utile d'évaluer l'admittance d'entrée de la structure en fonction de la fréquence, c'est-à-dire le rapport entre la vitesse et la force d'interaction à l'endroit où l'on excite la structure³⁴. En effet, l'admittance d'entrée correspond en quelque sorte à ce que voit l'interaction non-linéaire et va régir le comportement de tout le système. Benade et Worman [Worman 1971] [Benade 1983] ont ainsi montré que pour un instrument à anche cylindrique, dans son mode normal de fonctionnement, le spectre du signal de pression au niveau de l'anche est proportionnel à l'impédance d'entrée de l'instrument et que chaque composante n du spectre varie selon la puissance n -ième de la première composante³⁵. Ce résultat n'est par contre plus valable pour de fortes amplitudes, quand l'anche bat mais l'impédance d'entrée reste un outil permettant de prédire qualitativement le comportement d'un instrument : facilité d'émission, stabilité du timbre, passage plus ou moins aisé sur un mode autre que le fondamental... Pour notre modèle masse-interaction d'instrument à anche on obtiendra, si l'on écoute au niveau du point d'excitation, un signal sonore dont les composantes spectrales seront sinon proportionnelles, tout du moins en forte corrélation avec les pics de l'admittance mécanique du modèle. Il est en outre possible de généraliser ces résultats à d'autres réseaux masse-interaction, comme par exemple ceux développés plus haut. Il

³⁴ Pour un tuyau sonore, c'est l'impédance acoustique d'entrée qui est importante, ce qui n'est pas contradictoire avec ce qui vient d'être dit puisque, via les analogies mécano-acoustiques, cela revient à calculer l'admittance du modèle masse-ressort de tuyau.

³⁵ En d'autres termes, plus l'excitation est importante et plus le spectre du son sera chargé en harmoniques aiguës.

suffit de déterminer l'admittance d'entrée de la structure mécanique, ce qui est assez aisé pour des modèles à constantes localisées tels que ceux que l'on construit avec le formalisme CORDIS-ANIMA. En effet, nous pouvons les traduire très facilement sous forme de réseaux de Kirchhoff et utiliser tous les outils mathématiques liés à cette théorie. Par exemple, la figure ci-dessous présente un modèle simple de structure mécanique traduite en réseaux de Kirchhoff selon deux types d'analogie : l'analogie directe où l'impédance électrique correspond à l'impédance mécanique, et l'analogie inverse où elle correspond à l'admittance mécanique.

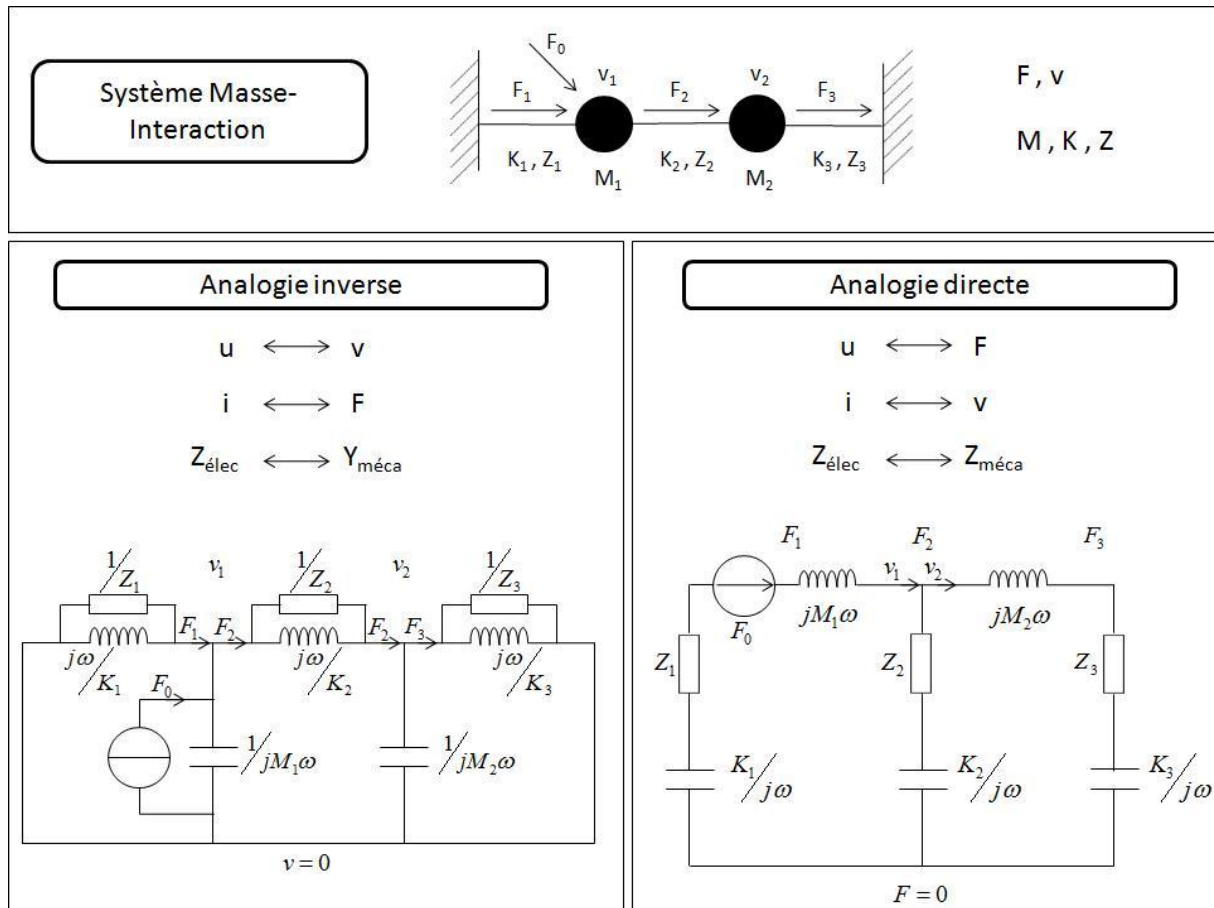


Figure 50 : Traduction d'une structure mécanique simple sous forme de réseaux de Kirchhoff. Selon que l'on fait jouer à la force ou à la vitesse le rôle de la grandeur localisée ou circulante, on obtient une analogie directe où l'impédance du réseau donne l'impédance mécanique, ou inverse où l'impédance électrique est équivalente à l'admittance mécanique. On emploie plus naturellement l'analogie inverse pour des réseaux masse-interaction car la vitesse est localisée au niveau de chaque masse.

Via ces analogies, il est aisé d'obtenir l'admittance d'entrée de notre modèle en utilisant les théorèmes relatifs aux réseaux de Kirchhoff³⁶ et ainsi d'avoir des renseignements sur le comportement du modèle au niveau du point d'excitation. Par exemple, à la figure 51 est présentée la formule générale de l'admittance d'entrée pour le modèle masse-interaction d'un cor de Bessel et sont mises en vis-à-vis la courbe de l'admittance d'entrée et le spectre du signal calculé à l'entrée, pour des modèles de perce cylindrique et conique. Ainsi nous pouvons voir que pour le modèle de perce cylindrique, les pics du spectre du signal obtenu suivent ceux de l'admittance d'entrée. Par contre, pour le modèle de perce conique basé sur une discrétisation homogène en largeur (voir la figure 47), le fait que le mode 4 est prépondérant dans l'admittance d'entrée implique une tendance du système à fonctionner avec le mode 4 pour fondamental, comme on peut le vérifier sur le spectre du son obtenu. En réalité, en augmentant la pente de la caractéristique d'excitation, il est aussi possible d'obtenir un mouvement de Helmholtz, mais sur une très faible plage de paramètres. Au-delà, sont obtenus des régimes quasi-périodiques ou chaotiques.

Concernant le modèle de perce conique basé sur une discrétisation homogène en volume (voir la figure 47), le calcul de l'admittance d'entrée permet d'expliquer la beaucoup plus grande facilité d'obtenir un mouvement de Helmholtz, comme le montre la figure 52. En effet, le fait que l'admittance d'entrée du modèle de perce conique a son pic le plus important au premier mode permet au mouvement de Helmholtz de s'installer sans difficulté. Le signal sonore calculé à l'entrée est d'ailleurs dominé par le mode 1 (figure 52-a). Cependant, le son sortant d'un instrument n'est pas celui produit au niveau du point d'excitation. On le voit sur le spectre de la figure 52-b, le signal sonore calculé à l'extrémité qui modélise le pavillon de l'instrument est dominé par l'harmonique 2, ce qui est cohérent avec l'admittance de transfert calculée entre le point d'excitation et le point d'écoute – ici l'extrémité du modèle, représentant le pavillon : on peut remarquer que comparés à ceux de l'admittance d'entrée, les pics des modes supérieurs à 1 sont dans ce cas beaucoup plus importants. Enfin, l'absence des modes impairs – sauf le mode 1 – implique que les modes supérieurs à 1 forment une série harmonique complète dont le fondamental serait le mode 2, ce qui renforce ce dernier dans le son obtenu.

³⁶ Voir par exemple l'ouvrage de Boite et Neiryck [Boite&Neiryck 1989] pour un exposé détaillé relatif aux réseaux de Kirchhoff.

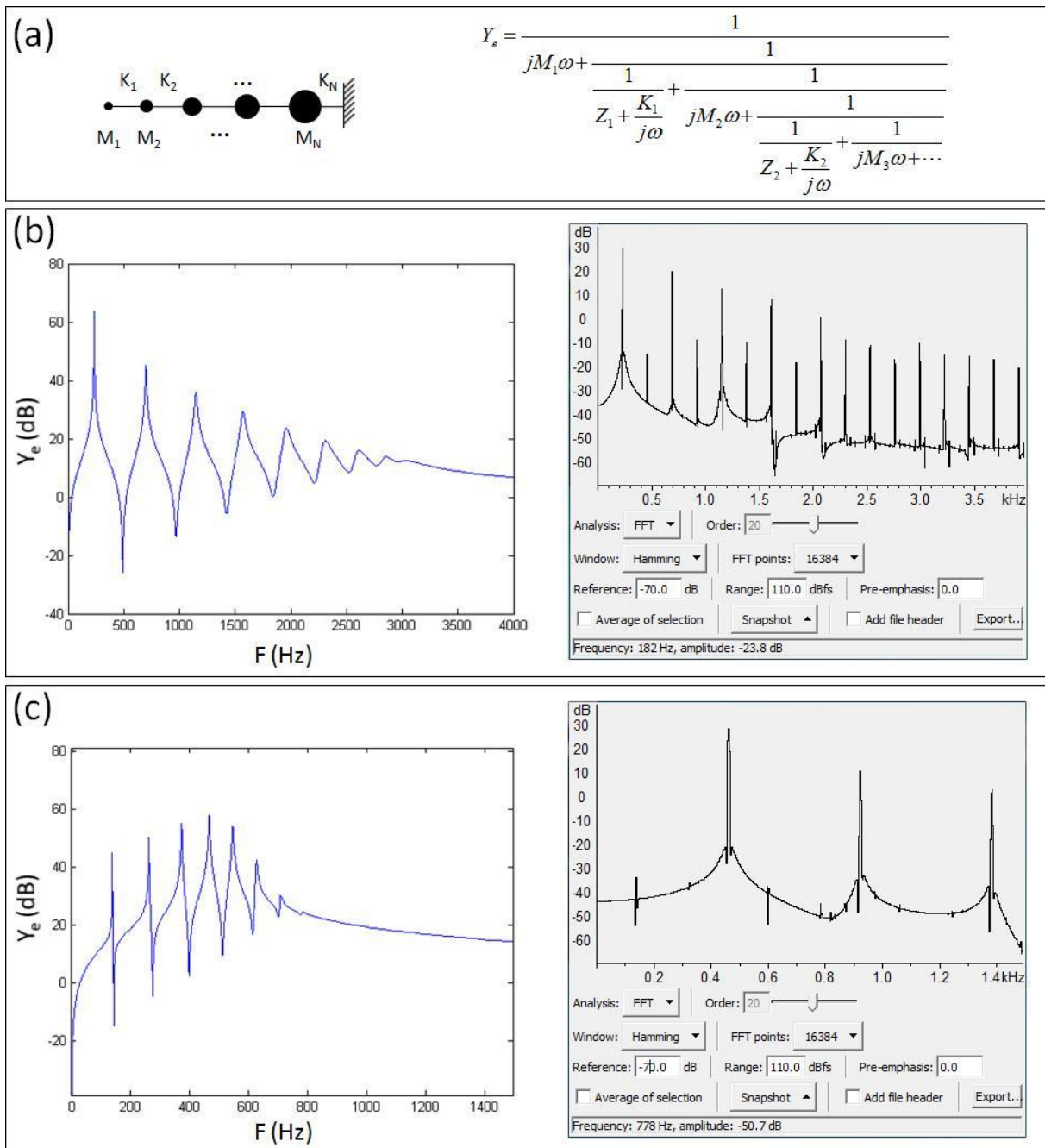


Figure 51 : (a) Formule de l'admittance d'entrée pour un modèle masse-interaction d'un cor de Bessel. (b) A gauche, admittance d'entrée calculée pour un modèle de perce cylindrique. Nous voyons à droite que les composantes principales du spectre du signal sonore sont proches, en amplitude et en fréquence, des maxima de la courbe de gauche. (c) A gauche, admittance d'entrée calculée pour un modèle de perce conique – discrétisation à largeur constante. Le mode 4 a l'amplitude la plus importante. A droite nous voyons que le système n'adopte pas de mouvement de Helmholtz mais oscille au contraire avec le mode 4 comme fondamental.

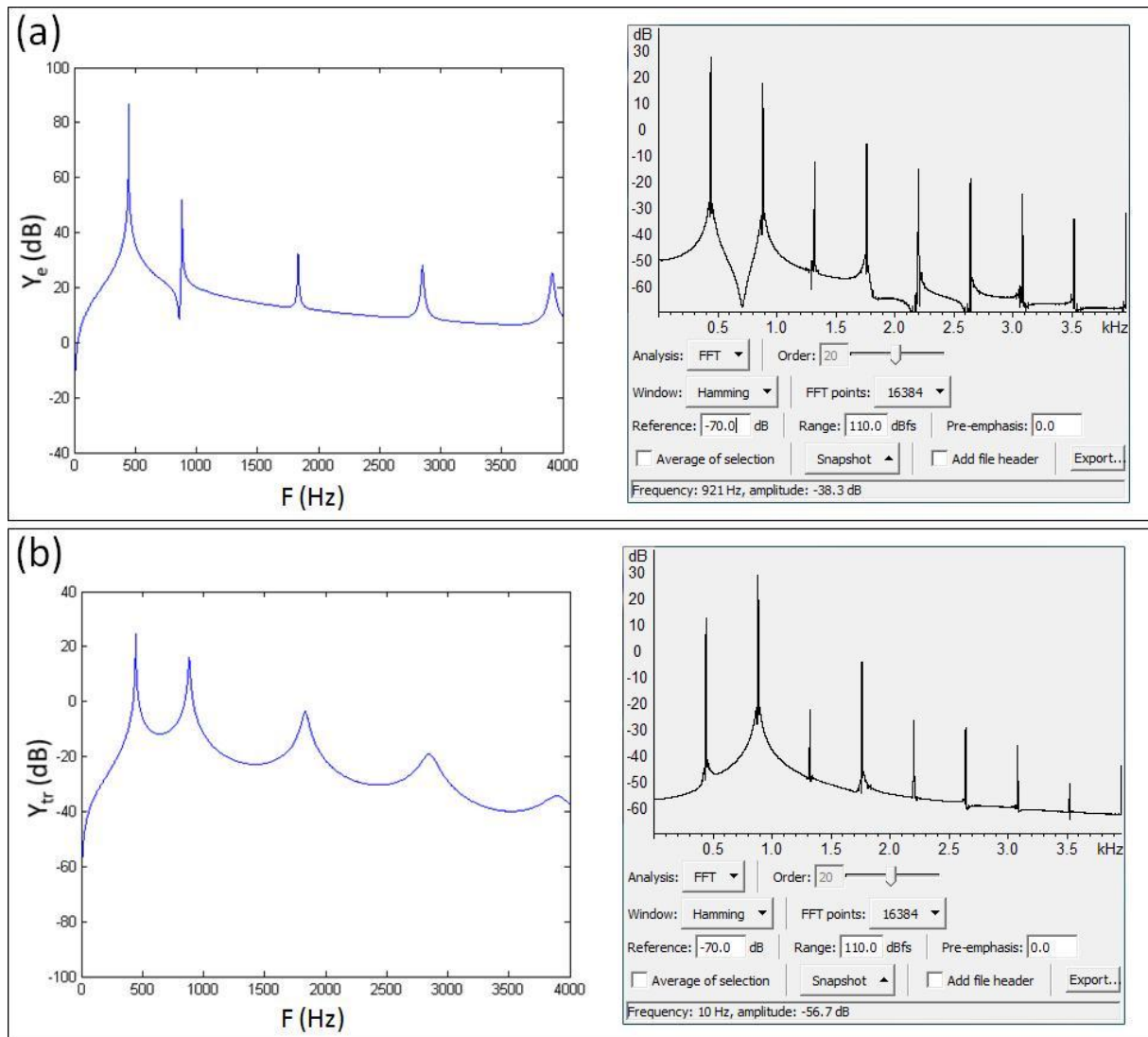


Figure 52 : (a) A gauche, admittance d'entrée calculée pour un modèle de perce conique – discrétisation à volume constant. On voit sur le spectre du son produit au niveau de l'embouchure, à droite, que l'on obtient un mouvement de Helmholtz. (b) A gauche, admittance de transfert pour le même modèle, calculée entre le point d'excitation – embouchure – et le point d'écoute – pavillon. Nous voyons à droite que le spectre du son obtenu est dominé par l'harmonique 2.

Nous avons donc vu que le formalisme des réseaux de Kirchhoff pouvait nous aider pour déterminer l'admittance d'entrée d'une structure CORDIS-ANIMA. Néanmoins, lorsque l'on travaille avec des réseaux autres que linéiques, le calcul via les réseaux de Kirchhoff devient vite assez fastidieux et peu aisé. Il est alors possible d'utiliser une méthode systématique qui permet d'obtenir n'importe quelle admittance définie entre n'importe quels points du réseau. Il suffit de transcrire sous forme matricielle les équations du mouvement relatives à chacune des masses du réseau, puis de résoudre le système obtenu – par exemple ici, dans le cas où la force est exercée sur la première masse du réseau :

$$A \begin{pmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (26)$$

$$\text{avec } \begin{pmatrix} A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} jM_1\omega & & & \\ & jM_2\omega & (0) & \\ & & \ddots & \\ & & & jM_N\omega \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} I \end{pmatrix}, \quad v_i \text{ la vitesse de la masse } i \text{ et}$$

I la matrice des interactions, caractéristique de la topologie et des paramètres du réseau considéré.

La solution peut être obtenue en utilisant les formules de Cramer qui donnent : $v_i = \frac{\det(A_i)}{\det(A)}$, avec

A_i la matrice construite à partir de A en remplaçant la colonne i par le membre de droite de

l'équation (26). Il est alors possible de tracer la courbe de $\frac{v_i}{F}$ – donc de l'admittance de transfert

entre le point d'excitation et le point i – en fonction de la fréquence d'excitation. Par exemple, la figure 53 montre la matrice A obtenue pour un réseau CORDIS-ANIMA 2D inhomogène en élasticité.

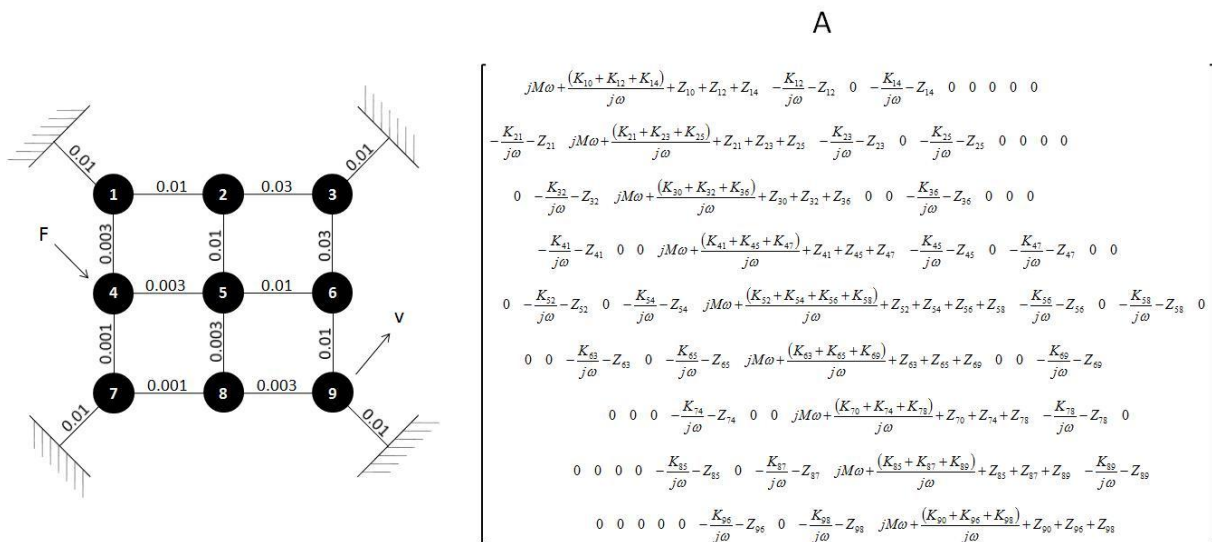


Figure 53 : Réseau masse-interaction 2D inhomogène en élasticité. Les masses sont identiques et égales à 1, les valeurs d'élasticités sont indiquées au niveau des liaisons et les viscosités – valeurs algorithmiques – sont égales à un centième des élasticités. On excite la structure au niveau de la masse 4 et on écoute en 9.

La figure 54 permet de comparer d'une part les admittances calculées via la méthode décrite pour deux points d'écoute différents, et d'autre part les spectres des signaux sonores obtenus avec GENESIS.

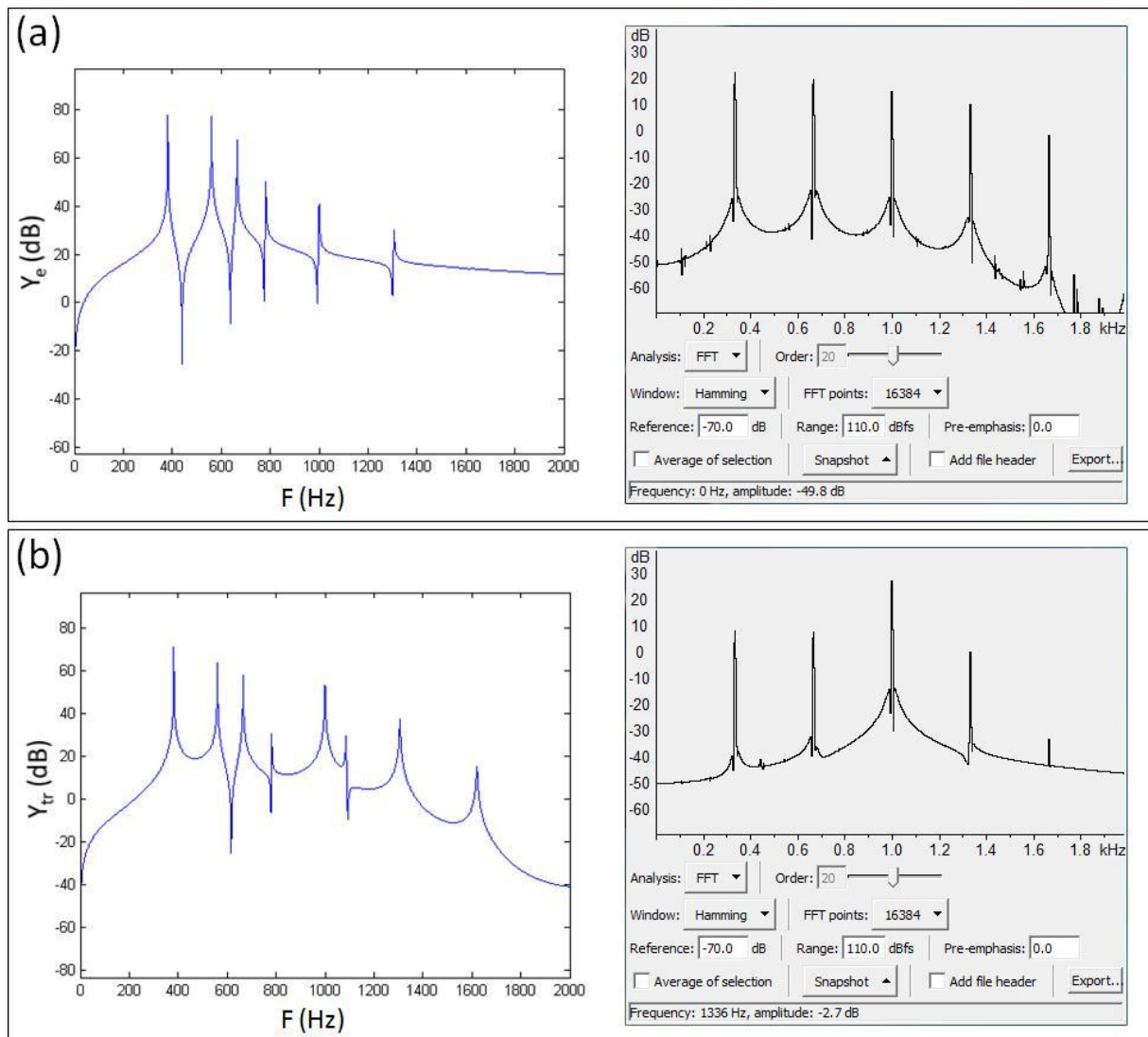


Figure 54 : (a) Admittance d'entrée de la structure de la figure 53, calculée en utilisant les formules de Cramer sur le système d'équations (26). Comparaison avec le spectre du signal sonore obtenu au point d'excitation. (b) Admittance de transfert de la même structure, prise entre le point d'excitation et la masse 9. Comparaison avec le spectre du signal calculé au niveau de la masse 9.

Nous voyons sur la figure 54-a que les deux premiers pics de l'admittance d'entrée sont les plus importants ce qui laisse présager la possibilité d'obtenir un mouvement de Helmholtz. Cependant il est à remarquer que la suite des pics ne forme pas une série harmonique, le deuxième mode n'étant par exemple pas à la fréquence double de celle du premier. Il est par contre possible de construire une série approximativement harmonique en utilisant les modes 1, 3, 5 et 6 qui sont respectivement à 370, 670, 1000 et 1370 Hz. Nous pouvons remarquer sur le spectre obtenu, quand on simule des

auto-oscillations de cette structure, que le mode 1 voit sa fréquence abaissée afin que la série soit rigoureusement harmonique – 333, 666, 1000, 1366 Hz –, résultat classique des auto-oscillations comme on l’a rappelé précédemment. Sur la figure 54-b, l’admittance de transfert prise entre la masse 4 et la masse 9 montre une plus forte présence des modes de fréquences élevées, notamment le mode 5 qui est prépondérant dans le spectre du signal sonore obtenu – harmonique 3.

Nous avons donc vu dans ce paragraphe que les notions d’admittance d’entrée et de transfert d’une structure vibrante sont importantes lorsque l’on veut analyser la possibilité d’obtenir des auto-oscillations. Ainsi, l’admittance d’entrée va déterminer la possibilité d’obtenir un mouvement de Helmholtz stable ainsi que la plage plus ou moins étroite de paramètres qui vont mener à ce comportement du système. L’admittance de transfert entre le point d’excitation et le point d’écoute de la structure va quant à elle déterminer la prépondérance de certains modes par rapport à d’autres dans le signal sonore obtenu via la simulation du modèle.

Il est donc possible de caractériser de cette manière les structures construites avec GENESIS, notamment lorsque l’on fait varier certains paramètres afin de produire un réseau plus ou moins éloigné d’une ou plusieurs structures repères. Il faut d’ailleurs rappeler que l’objectif de la section 2 de ce chapitre a été d’effectuer une analyse de systèmes physiques réels, non pas pour reproduire dans ses détails les plus pointus le comportement d’un système particulier, mais au contraire d’en extraire les caractéristiques principales, afin de développer des modèles originaux dont on peut caractériser les propriétés vibratoires via leur admittance mécanique par exemple. Mais à l’inverse, il est aussi envisageable de construire un réseau CORDIS-ANIMA à partir de données sur l’admittance d’une structure ciblée. Cette problématique a récemment fait l’objet de travaux au laboratoire ICA et est traitée succinctement dans la partie suivante.

3 Construction de réseaux aux propriétés modales définies :

Comme dit précédemment, la synthèse par modèles physiques s’attache à simuler l’objet et le processus physique qui sont à l’origine du phénomène sonore, plutôt qu’à décrire le son en termes de paramètres spectro-temporels. Cela ne veut pas dire pour autant que la composition avec les modèles physiques est exempte de considérations spectrales. On a d’ailleurs beaucoup insisté dans la section précédente sur l’importance de faire le lien entre paramètres algorithmiques, paramètres modaux et spectre du son obtenu, et une approche assez courante lorsque l’on travaille avec GENESIS consiste à procéder selon des aller-retours successifs entre travail sur les paramètres algorithmiques du modèle, analyse modale et analyse spectrale. Cependant il peut être utile de pouvoir, par le calcul, construire une structure qui possède les paramètres modaux que l’on désire,

ou qui produirait un son au spectrogramme prédéfini, ceci afin de viser une cible timbrale particulière – par exemple, accorder une structure sur les formants de la voix. Ainsi avoir un moyen d'accorder chaque mode propre d'une structure vibrante, que ce soit en fréquence, en amplitude ou en amortissement est une approche intéressante pour la composition musicale avec GENESIS et vient compléter la précédente. En outre, comme nous le verrons plus loin dans la partie liée aux techniques permettant de modifier les caractéristiques modales de structures pendant la simulation, elle se révèle un outil très intéressant pour la synthèse de timbres évoluant au cours du temps. Des travaux concernant cette approche ont été réalisés très récemment au laboratoire ICA. Nous avons eu l'occasion lors de notre travail, d'encadrer deux stages sur ce sujet, effectués par Jérôme Villeneuve, et qui ont débouché sur une thèse en cours. Nous rappelons les points principaux de la méthode employée pour accorder une structure linéique mode par mode ci-dessous. Pour plus de détails, se reporter à [Villeneuve 2009].

Il s'agit donc de résoudre le problème inverse de celui qui consiste à obtenir les paramètres modaux d'un réseau CORDIS-ANIMA à partir de ses paramètres algorithmiques – analyse modale –, et même de manière plus générale, de celui qui consiste à prédire le son obtenu à partir d'un réseau donné. Ainsi l'on a en entrée du problème une série de N triplets « fréquence-amplitude-temps d'amortissement » et l'on veut obtenir en sortie un réseau CORDIS-ANIMA capable de produire un signal sonore correspondant aux caractéristiques d'entrée. Tout d'abord, le fait de poser ce problème de cette manière limite le champ d'investigations en sous-entendant que l'on considère une structure excitée par percussion-résonance et que l'on cherche un réseau dont les modes sont tels que pour un point d'excitation et un point d'écoute donnés, seront obtenus les bons rapports d'amplitudes entre les différentes composantes du son. En outre, l'étude s'est portée uniquement pour l'instant sur des topologies linéiques car ce sont celles que l'on retrouve le plus couramment dans les travaux de composition effectués avec GENESIS. Il est d'ailleurs important de pouvoir garder une topologie fixe et d'accorder les caractéristiques modales en jouant uniquement sur les paramètres algorithmiques du modèle. En effet, lorsque l'on travaille avec GENESIS, on se retrouve fréquemment dans des situations où la topologie n'est pas modifiable du fait d'autres contraintes inhérentes au travail de composition. Enfin, l'utilisation de topologies simples permet d'interpréter les résultats obtenus en termes d'objets concrets – corde plus ou moins lourde ou plus ou moins tendue, tuyau plus ou moins évasé, etc...

La résolution de ce « problème inverse » pour des topologies linéiques s'appuie sur une méthode décrite dans [Gladwell 2004]. Si l'on écrit les équations du mouvement correspondant à

chacune des masses du réseau considéré, on obtient, pour des oscillations libres, un système de cette forme :

$$\left[\left(\begin{array}{c} \\ \\ K \\ \\ \end{array} \right) - \lambda \left(\begin{array}{c} \\ \\ M \\ \\ \end{array} \right) \right] \begin{pmatrix} x_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ x_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (27)$$

avec K et M les matrices d'élasticité et d'inertie du réseau et $\lambda = \omega^2$. En outre, K et M sont symétriques et positives, et même diagonale pour M et tridiagonale pour K lorsque l'on a affaire à un réseau linéique. Il est alors possible de réécrire le système (27) sous la forme :

$$\left[\left(\begin{array}{c} \\ \\ J \\ \\ \end{array} \right) - \lambda \left(\begin{array}{c} \\ \\ I \\ \\ \end{array} \right) \right] \begin{pmatrix} u_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ u_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (28)$$

avec $J = M^{-\frac{1}{2}} K M^{-\frac{1}{2}}$ et $u = M^{\frac{1}{2}} x$. J est une matrice de Jacobi. Elle a pour caractéristiques d'être symétrique, positive, tridiagonale, avec ses codiagonales strictement négatives. En outre, λ apparaît comme une valeur propre de cette matrice. Dans le sens « direct » du problème, la résolution du système (28) avec la matrice J donnée nous permettrait d'obtenir les valeurs propres et vecteurs propres du système, donc les fréquences propres et les déformées modales de la structure. Dans le sens inverse, on fixe les fréquences propres de la structure ainsi qu'un vecteur regroupant la première valeur de chaque vecteur propre. Par l'algorithme de Lanczos [Lanczos 1950], il est possible de construire progressivement la matrice de Jacobi ainsi que la matrice de ses vecteurs propres. On remonte alors assez facilement aux inerties et élasticités du réseau. Enfin, via les déformées modales, il est possible de jouer sur les amplitudes des différents modes. Par contre il n'est pas possible de fixer un amortissement arbitraire pour chaque mode de la structure. Ce dernier point est toujours à l'étude.

La méthode qui vient d'être décrite a été appliquée sur des réseaux linéiques attachés aux deux bouts – les deux extrémités du chapelet masse-ressort se terminent par des modules SOL – ou attachés à un seul bout. Dans le premier cas, la métaphore physique correspond à celle de la corde tendue – violon, guitare – ou du tuyau fermé ou ouvert aux deux bouts – flûte. Le second cas,

correspond quant à lui au cas d'un instrument à anche, fermé en un bout et ouvert à l'autre, voire d'une tige encastrée à une extrémité. De manière générale, la résolution de la méthode est extrêmement bonne. Ainsi il est généralement possible d'obtenir un réseau dont les fréquences propres divergent de celles désirées de moins de 10^{-4} %. Le seul problème intervient lorsque l'on désire avoir une structure dont certaines fréquences propres sont très rapprochées. Il est alors plus difficile d'obtenir une bonne résolution et les solutions obtenues correspondent souvent à des réseaux dont l'ambitus des valeurs d'inertie ou d'élasticité est très grand. Par exemple dans le tableau ci-dessous sont regroupés l'écart relatif entre fréquences de consigne et solutions ainsi que masses et élasticités obtenues pour un modèle linéique attaché aux deux bouts dont certaines fréquences de consigne sont très proches.

Fréquence du mode (Hz)	Ecart à la solution (%)	Masses solutions	Elasticités solutions
150	10^{-8}	1149.7961939	0.068701
340	10^{-8}	561.3533305160	56.032409
539	10^{-8}	375.3979369707	26.694258
739	10^{-8}	290.9926453350	19.152054
990	10^{-7}	249.3452645927	15.003795
1230	10^{-7}	260.7240497937	13.586873
1515	10^{-7}	244.4107855629	11.889705
1664	10^{-7}	264.1423464350	9.695547
1789	10^{-4}	288.0348775144	9.597835
1792	10^{-2}	303.4818681103	6.226898
1794	10^{-2}	332.4887344147	5.880361
1798	10^{-4}	306.7636764275	4.602294
2102	10^{-7}	190.5256943196	4.531699
2430	10^{-7}	274.0205183547	1.898868
2750	10^{-7}	6.4578462938	0.339654
3100	10^{-7}	0.2266264720	0.000209
3390	10^{-7}	1.00	0.000040
			0.032457

Tableau 4 : Résolution du problème inverse pour une structure linéique inharmonique, attachée aux deux bouts. Certains modes ont des fréquences très proches. D'après [Villeneuve 2009].

Nous voyons donc que l'écart relatif, même s'il reste encore très bon, est un peu plus important pour les fréquences qui sont proches les unes des autres. En outre, les valeurs des paramètres d'inertie et d'élasticité sont très dispersées en ordres de grandeurs. En effet, il y a un rapport de 5000 entre la masse la plus faible et la plus élevées. Pour les élasticités, il s'élève à plus d'un million. En pratique, plus l'on cherche une précision importante sur les fréquences les moins bien résolues et plus le modèle aura tendance à avoir un ambitus de ses paramètres élevé. La moins

bonne résolution des fréquences voisines n'est pas surprenante car un théorème mathématique relatif aux matrices de Jacobi nous dit que leurs valeurs propres sont théoriquement toutes différentes. Ainsi, deux modes d'une structure linéique ne peuvent en aucun cas être égaux en fréquences et plus l'on cherche à rapprocher deux modes, plus la structure aura des valeurs de paramètres très dispersées. Ainsi, l'utilisation unique de modèles linéiques ne peut pas couvrir tous les cas de figure. Des études sont en cours sur l'utilisation d'autres topologies pour résoudre ce problème inverse. Par exemple, des structures 2D – membranes, plaques – sont envisagées puisqu'un modèle membranaire symétrique et aux paramètres homogènes possède des modes de fréquences identiques.

4 Réseaux non-linéaires :

Jusqu'à présent nous n'avons abordé que des réseaux dont on peut calculer des modes propres d'oscillations, c'est-à-dire des réseaux linéaires. Dans la réalité, aucune structure vibrante n'est rigoureusement linéaire et l'on ne peut faire cette approximation que lorsque les oscillations sont de faible amplitude. En outre la richesse d'expression d'une bonne partie des instruments de musique provient justement d'effets non-linéaires intervenant à plus ou moins forte amplitude de vibration. Notamment une constante que l'on retrouve dans beaucoup d'instruments est l'enrichissement du spectre en harmoniques aigus lorsque l'on joue avec plus d'intensité – voir la section 3-c du chapitre 1. Dans le contexte de l'étude de modèles expressifs, pouvant produire des timbres riches et évoluant au cours du temps, il est impératif de pouvoir retrouver cette caractéristique intrinsèque à toute structure vibrante excitée à amplitude élevée. L'exemple académique utilisé pour modéliser le comportement de la matière vibrante élastique à fortes déformations est l'oscillateur de Duffing dont l'équation du mouvement est, dans le cas d'oscillations libres :

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m}(1 - \beta x^2)x = 0. \quad (29)$$

Nous voyons que cela correspond à un oscillateur harmonique dont le coefficient d'élasticité dépend de l'amplitude de vibration : selon le signe de β , ce coefficient augmente – oscillateur raidissant – ou diminue – oscillateur assouplissant – avec elle. Ainsi, l'amplitude va jouer sur la fréquence de vibration de l'oscillateur. En outre il est possible de montrer – voir [Chaigne&Kergomard 2008] par exemple – que si l'on applique une excitation sinusoïdale à cet oscillateur, il peut émettre des fréquences multiples et sous-multiples de sa fréquence de

résonance, particulièrement à forte amplitude de vibration. La figure ci-dessous montre par exemple le spectre résultat de la simulation d'un oscillateur de Duffing avec GENESIS pour trois amplitudes différentes d'excitation.

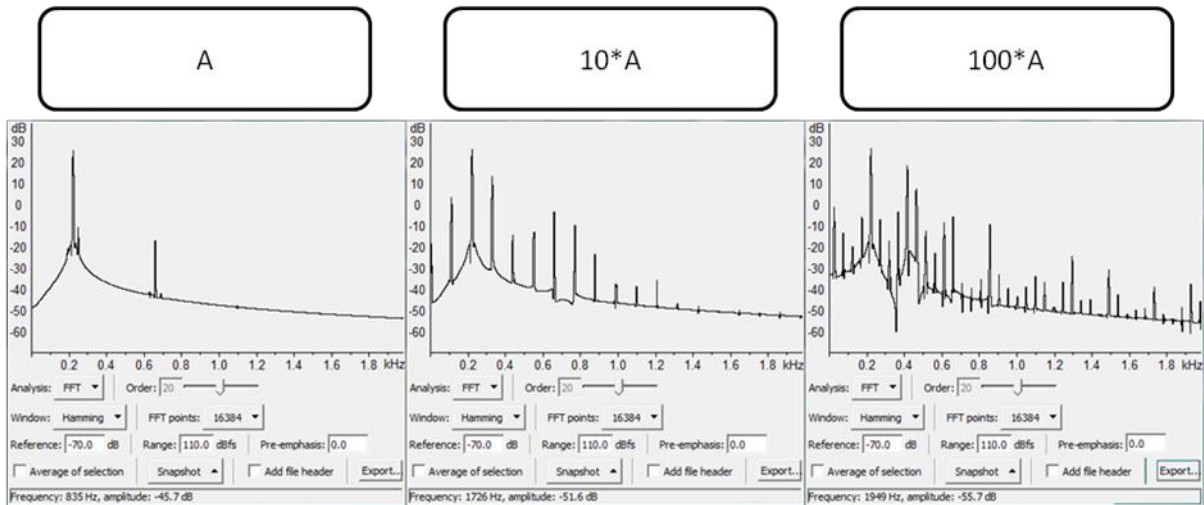


Figure 55 : Spectres des sons résultant de la simulation d'un oscillateur de Duffing subissant une excitation sinusoïdale à différentes amplitudes.

On observe la génération d'harmoniques et de sous-harmoniques, particulièrement à forte amplitude. Pour l'amplitude A, la fréquence de résonance de l'oscillateur – approximation linéaire – et l'harmonique 3 sont présentes dans le spectre. Pour l'amplitude 10*A, on note l'apparition du sous-harmonique 2 et la fréquence de résonance linéaire est prépondérante et forme le deuxième élément d'une série harmonique. Enfin pour l'amplitude 100*A, on obtient une série ne comportant que des termes impairs dont la fréquence de résonance linéaire est l'harmonique 9. L'apparition de sous-harmoniques dans le comportement de l'oscillateur de Duffing est importante car pour un système dynamique ayant un nombre de degrés de liberté suffisant, c'est une route pouvant mener à des régimes chaotiques. On doit donc s'attendre à des régimes chaotiques pour des réseaux non-linéaires en élasticités.

Dans le cadre de l'étude de structures à oscillation auto-entretenu, il est aussi intéressant d'envisager une combinaison de l'oscillateur de Duffing avec celui de Van der Pol afin d'analyser son comportement en fonction de paramètres pertinents. L'équation canonique de cet oscillateur de Van der Pol-Duffing est donc :

$$\frac{d^2x}{dt^2} - \varepsilon(1-x^2)\frac{dx}{dt} + (1-\beta x^2)x = 0, \tag{30}$$

avec comme paramètres pertinents ε et β . Des études mathématiques ont porté sur ce type d'oscillateurs – voir [Horvath 1975] ou [Savov&coll. 1998] par exemple –, qui permettent de caractériser leurs cycles limites. Ce qu'il apparaît de ces études est que les paramètres ε et β entrent en compétition pour la détermination du comportement du système. Par exemple, pour des amplitudes équivalentes, les sous-harmoniques générés par l'oscillateur de Duffing dans le cas d'une excitation sinusoïdale, n'apparaîtront pas pour une excitation type Van der Pol. L'excitation type Van der Pol stabilise donc en quelque sorte le comportement d'un oscillateur de Duffing en lui imposant un régime d'oscillations particulier.

Afin d'aborder des réseaux non-linéaires plus complexes, nous allons maintenant envisager un réseau CORDIS-ANIMA linéique et non-linéaire, attaché aux deux bouts, dont les élasticités suivent la même loi que celle de l'oscillateur de Duffing – une composante linéaire et une autre cubique. L'étude du comportement de ce type de réseaux masse-interaction remonte au début des années 1950 avec la célèbre simulation informatique réalisée par Fermi, Pasta et Ulam à Los Alamos sur l'un des tout premiers ordinateurs, le *Maniac* [Fermi&coll. 1955]. Ce modèle de corde non-linéaire avait été utilisé pour étudier le mécanisme de thermalisation d'un solide cristallin et a été à l'origine d'une recherche importante, menée encore aujourd'hui, étant donné que ce modèle est très général, a beaucoup d'applications dans de nombreux domaines de la physique et qu'à l'époque, l'expérience avait mené à un paradoxe : la non-linéarité n'est pas une condition suffisante pour obtenir la thermalisation du système [Dauxois&Ruffo 2008]. Il est hors de notre sujet de traiter des méthodes mathématiques qui ont ensuite été utilisées pour lever le paradoxe mais certains résultats obtenus permettent de mieux comprendre le comportement qu'aura une corde non-linéaire modélisée avec CORDIS-ANIMA. Il est par exemple incontestable que ses différents modes seront couplés via les non-linéarités et qu'un échange d'énergie entre eux est possible. Mais en outre Izrailev et Chirikov ont montré en 1966 que si l'on part d'un état où l'énergie du système est uniquement présente dans les premiers modes de la structure, alors le transfert d'énergie via les non-linéarités vers les modes supérieurs ne se fera pas facilement et nécessitera une amplitude élevée d'excitation. Au contraire, l'énergie se propagera à tous les modes beaucoup plus facilement si elle est présente initialement dans les modes supérieurs [Izrailev&Chirikov 1966]. Cette propagation de l'énergie vers les autres modes de la structure se traduit, lors d'une simulation avec GENESIS d'une corde non-linéaire, par un déplacement progressif du centre de gravité spectral puis un comportement chaotique au-delà d'une certaine amplitude seuil – appelé seuil de forte stochasticité – et la présence dans le son d'une composante bruitée, non dénuée d'intérêt. Il est alors possible, selon la manière dont on excite le réseau – avec plus ou moins d'intensité, en

différents endroits afin de privilégier tel ou tel mode – d’obtenir de manière plus ou moins marquée un décalage du centre de gravité spectral du son obtenu, ainsi qu’une composante plus ou moins bruitée³⁷. Enfin, dans le cas d’auto-oscillations, les influences de l’excitation type Van der Pol et des élasticités non-linéaires vont se combiner, la première impliquant une organisation des modes selon une série harmonique et les secondes un glissement de l’énergie vers les modes supérieurs pour des amplitudes élevées. La figure ci-dessous compare ainsi une corde frottée non-linéaire pour trois amplitudes différentes d’excitation.

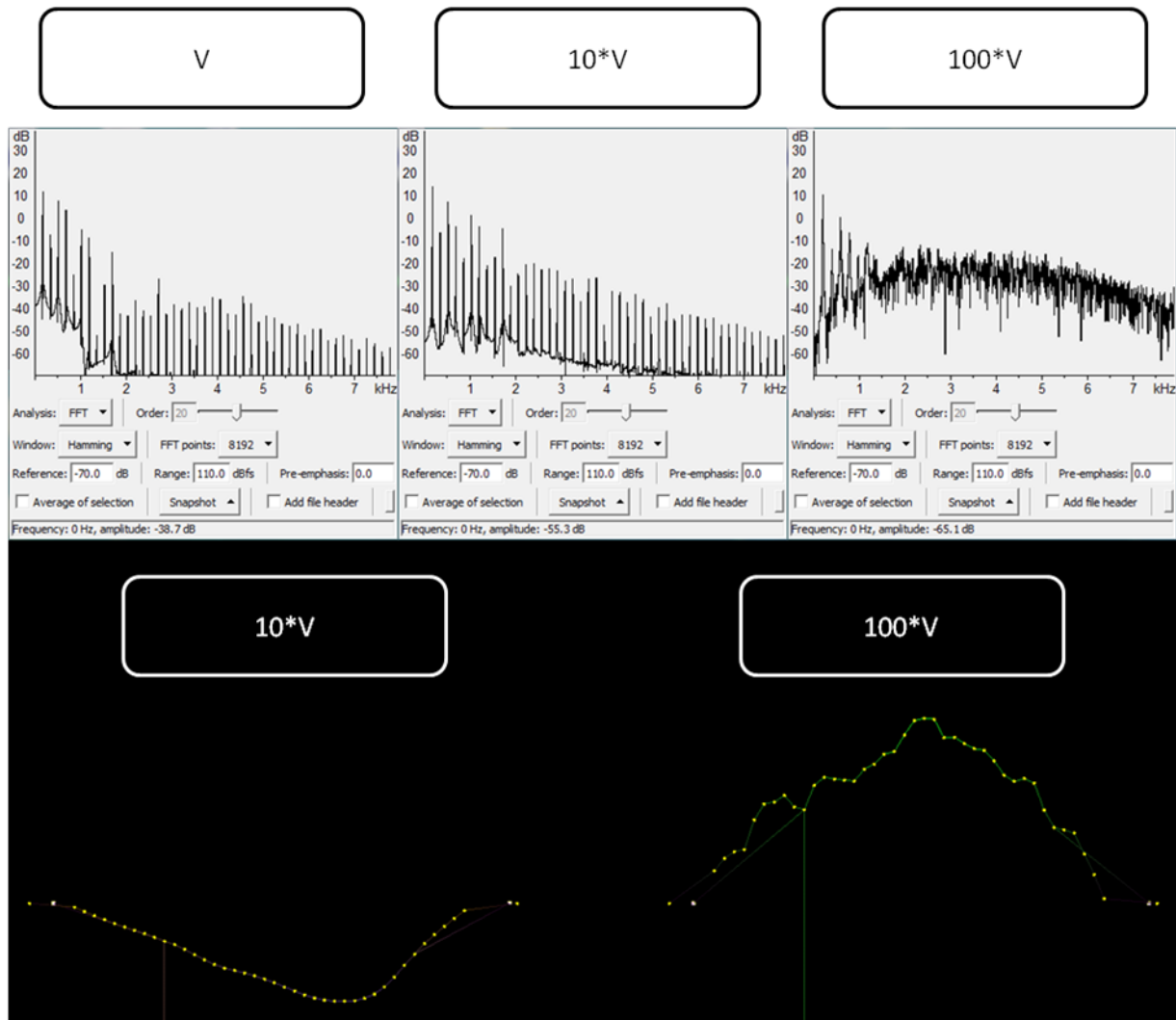


Figure 56 : En haut, spectres de son obtenus lors de la simulation d’une corde frottée non-linéaire. On a considéré 3 amplitudes d’excitation différentes, correspondant à des vitesses d’archet et des caractéristiques LNL-Z homothétiques de rapports 1, 10 et 100. En bas, instantanés de la simulation du modèle pour une amplitude respectivement inférieure – à gauche – et supérieure – à droite – au seuil de forte stochasticité.

³⁷ Il convient en outre de prendre en compte l’amortissement que l’on introduit dans le réseau car plus les paramètres Z des liaisons sont importants et plus l’apparition de la composante bruitée nécessite une amplitude d’excitation élevée.

Le fait d'appliquer trois fois la même forme de la caractéristique d'excitation non-linéaire permet d'écarter cette dernière comme source du changement observé. Seule change l'amplitude du mouvement de la corde. On observe donc un renforcement des harmoniques supérieurs lorsque l'amplitude est plus importante. A partir d'un certain seuil – spectre de droite –, la corde adopte un régime chaotique d'oscillation cohabitant avec la série harmonique imposée par l'excitation non-linéaire. Nous pouvons voir en outre sur les instantanés qu'en dessous du seuil, la corde adopte un mouvement de Helmholtz, alors qu'au-delà, celui-ci est fortement dégradé par la composante chaotique.

Cet exemple permet d'avoir une vision générale de l'évolution du comportement des réseaux non-linéaires en élasticité en fonction de l'amplitude d'excitation. L'étude de tels réseaux est importante car d'une part ils permettent de simuler un trait caractéristique de toute structure vibrante excitée à plus ou moins forte amplitude et d'autre part ils peuvent être mis à profit pour faire évoluer les propriétés modales d'une structure vibrante au cours du temps comme nous le verrons dans la partie suivante.

Conclusion de la partie B :

Dans cette partie nous avons élaboré les principaux outils nous permettant de travailler sur la problématique du timbre de structures à oscillations entretenues. Pour ce faire nous nous sommes basés principalement sur l'étude de systèmes réels et en avons retiré des principes généraux de modélisation, que ce soit concernant le moyen de mettre en mouvement d'oscillation entretenue une structure vibrante ou bien les propriétés intrinsèques à celle-ci – géométrie, épaisseur, courbure... Ces principes, traduits en langage CORDIS-ANIMA ont ensuite été généralisés à d'autres réseaux et extrapolés lorsque cela était possible. Il reste maintenant à se servir des outils développés pour mener une investigation sur le timbre en se référant par exemple aux dimensions perceptives pertinentes de l'espace des timbres abordées dans la première partie. En outre, nous avons vu au-dessus qu'il était possible en utilisant des réseaux non-linéaires en élasticité de faire varier de manière significative via l'amplitude d'excitation, non plus seulement l'amplitude, mais aussi le contenu spectral du son. Ce point est important car comme l'a recommandé Jean-Claude Risset aux compositeurs tentés d'abuser des techniques d'amplification lorsqu'ils voulaient exprimer une montée en puissance :

L'amplification électrique des sons peut atteindre des niveaux dangereux, et avoir recours à des niveaux d'intensité acoustiques excessifs est un mauvais moyen d'exprimer des sons dotés de beaucoup d'énergie. A l'écoute d'un son de cuivre à la radio, on reconnaît toujours si l'instrumentiste joue forte ou piano quel que soit le niveau d'amplification : il serait bon de prendre garde à ne pas maltraiter et rendre sourd son public à coups de décibels. Des méthodes plus subtiles peuvent suggérer des sons intenses provenant d'une source puissante³⁸.

Une méthode plus subtile est en effet la prise en compte de l'évolution des composantes spectrales du son en fonction de l'amplitude, ce qui est le cas lorsque l'on utilise des réseaux CORDIS-ANIMA non-linéaires en élasticité. L'oreille humaine reconnaît par l'évolution du centre de gravité spectral que l'amplitude évolue puisqu'elle a appris qu'ils étaient corrélés. Cependant, pour utiliser pleinement cette aptitude des réseaux non-linéaires il convient aussi de travailler sur les moyens de

³⁸ Tiré de [Risset 2007], traduction libre de l'auteur du texte suivant : *Electronic amplification of sounds can reach harmful levels, and resorting to excessive intensity is a wrong way to endow sounds endowed with energy. When we listen to a brassy sound over the radio, we still hear whether the performer plays f or p regardless of the amplification: one should beware of abusing listeners and deafening them with decibels. Subtler cues can suggest lively sounds with energy at the source.*

moduler l'amplitude d'excitation. En effet, nous avons travaillé dans cette partie uniquement en considérant une excitation constante – caractéristique non-linéaire d'excitation figée, vitesse constante de l'archet. Nous aborderons donc dans la partie suivante le moyen de moduler le geste d'excitation à l'aide de modèles physiques, notamment des structures à oscillations auto-entretenues. Enfin l'utilisation de modèles de gestes ne se cantonnera pas à l'excitation. Comme dit précédemment, il est aussi possible de faire évoluer les propriétés modales d'une structure à l'aide de réseaux non-linéaires. Nous verrons les méthodes le permettant, qui ont été développées pendant ce travail. En effet, le timbre d'un son prend de l'intérêt s'il n'est pas stationnaire, s'il contient une information expressive, qui évolue au cours du temps. La possibilité de faire évoluer l'excitation et les propriétés de la structures au cours du temps à l'aide de modèles de geste semble donc un moyen d'accès à des sons riches et expressifs.

Partie C :

Travail sur le développement du timbre : production de sons expressifs et de structures musicales évolutives.

Dans cette partie, nous allons dans un premier temps revenir sur les dimensions pertinentes pour la perception du timbre d'un son, dont nous avons parlé dans la partie A, ainsi que sur la manière d'évoluer selon ces dimensions à l'aide de modèles physiques. Nous verrons ainsi s'il est possible de relier des paramètres de nos modèles à ces axes privilégiés de description du timbre. Cependant il faut garder à l'esprit que l'espace des paramètres physiques du son n'est pas isomorphe à celui du timbre perçu. Ainsi, Pierre Schaeffer prévient dans [Schaeffer 1966]:

Tandis qu'une loi physique, univoque, peut bien relier un paramètre incident à un effet résultant, les facultés de notre oreille jouent en toute liberté pour nous faire entendre ceci ou cela, comme bon nous semble, et non comme le voudrait la logique du paramètre incident, sa continuité par exemple.

Ainsi, même s'il est possible de tirer certaines lois de correspondance entre des paramètres du modèle physique et les dimensions du timbre, elles ne seront pas forcément valides dans certains cas particuliers où notre oreille sera captée par d'autres caractéristiques du son. Il faudra donc prendre avec précautions les conclusions que l'on pourra tirer des expériences développées dans cette partie et ne pas forcément les extrapoler à toutes les situations apparemment analogues. Dans certain cas, la relation que l'on aura établie entre l'influence d'un paramètre du modèle sur telle caractéristique du timbre du son résultant, ne marchera pas, notamment lorsque les sons sont ensuite plongés dans un contexte musical précis. Par exemple la combinaison de paramètres étudiés séparément peut donner des résultats inattendus. En outre, comme le martèle Schaeffer dans son *Traité des Objets Musicaux*, un son, pour paraître vivant, se doit de posséder une certaine évolution, même si l'objectif visé est par exemple une note tenue. Cette évolution, qui participe au timbre est essentielle car elle donne notamment des indices à l'oreille sur la manière de production de ce son et permet un apport régulier d'informations nouvelles, nécessaires pour que le son ne paraisse pas vite morne et ennuyeux à l'écoute. Nous verrons donc dans un deuxième temps, différentes méthodes de modélisation permettant de faire évoluer les sons provenant de structures à oscillations entretenues et notamment la possibilité de produire des comportements possédant des caractéristiques gestuelles à l'aide de réseaux masse-interaction basse fréquence en oscillations auto-entretenues. Il est à noter que du fait de la méthode employée, les évolutions du timbre selon ses dimensions pertinentes que nous obtiendront auront une cohérence physique nous gardant dans la grande majorité des cas d'un résultat artificiel.

Chapitre 5 : Quelles méthodes pour travailler sur le développement du timbre ?

1 Lien entre les dimensions perceptives pertinentes du timbre et les paramètres des réseaux CORDIS-ANIMA :

Nous allons tout d'abord dresser un bilan des différents paramètres dont nous avons déjà parlé et qui permettent de modifier le timbre d'un son selon les dimensions pertinentes pour l'écoute (voir section 3 du chapitre 1). Les trois dimensions qui se dégagent lors des tests de distances perceptives entre timbres sont liées à des aspects temporels – évolution de la dynamique du son, associée à l'enveloppe temporelle du signal sonore –, des aspects spectraux – brillance, associée au centre de gravité spectral, irrégularité spectrale – et spectro-temporels – flux spectral, évolution du centre de gravité spectral.

a Aspects temporels :

Tout d'abord, si l'on considère l'enveloppe du signal sonore, celle-ci est liée principalement au type d'excitation et à l'amortissement de la structure vibrante. Si l'on se restreint aux sons entretenus, une première description classique de cette enveloppe est le triplet attaque-entretien-extinction.

L'extinction du son correspond généralement au moment où la structure oscille librement après extinction des sources d'énergie. Sa dynamique est dictée par l'amortissement interne de la structure, c'est-à-dire pour nos modèles, au rapport entre les paramètres Z et M du réseau CORDIS-ANIMA. Sa durée dépend aussi de la fréquence d'oscillation de la structure. D'autres moyens permettent d'influer dessus, notamment l'utilisation d'amortissements externes – couplage à une structure fortement amortie, modèle d'étouffoir...

Concernant l'attaque, qui est liée notamment au logarithme du temps de croissance en amplitude du son, elle dépend des caractéristiques de l'excitation et de la structure comme nous l'avons montré dans la partie B pour les structures à oscillations auto-entretenues. Par exemple, pour un modèle de corde frottée, l'attaque sera liée au temps que met le mouvement de Helmholtz pour s'établir. Cela dépend donc du point où l'on frotte, de la vitesse de l'archet ainsi que du paramètre ε qui dépend autant de la caractéristique d'excitation que des propriétés vibratoires de la structure – amortissement, impédance caractéristique, harmonicité... De manière générale, le mouvement de

Helmholtz s'établira d'autant mieux que ε est important et que le point de fonctionnement du système restera dans la zone à pente négative de la caractéristique LNL-Z sur une forte proportion de la période d'oscillation. On pourra se référer à la partie B pour plus de détails.

Enfin, une partie importante du son pour notre problématique liée au timbre est la phase d'entretien. En effet, alors que l'attaque et l'extinction sont extrêmement importantes pour la reconnaissance du timbre d'un instrument percussif, elles ont un rôle plus secondaire pour les sons entretenus³⁹ [Schaeffer 1966]. Ainsi la phase d'entretien joue un rôle important pour ce dernier type de sons notamment car c'est dans cette partie du son que l'on pourra appliquer des variations dynamiques ou spectrales plus ou moins importantes, sources d'expressivité. Jusqu'à présent, nous n'avons considéré que des excitations à vitesse constante pour nos structures à oscillations auto-entretenuës, impliquant une phase d'entretien stationnaire une fois que le mouvement de Helmholtz était établi. Il serait donc maintenant intéressant d'étudier les moyens de produire des variations dans la phase d'entretien du son. Dans cette section, nous ne considérons que l'enveloppe du signal sonore, renvoyant les considérations spectrales aux paragraphes suivants. Nous nous référons ici à l'exemple du modèle de corde frottée, étudié en détails à la section 2 du chapitre 3, et facilement généralisable à d'autres structures. Concernant la possibilité de faire varier la dynamique du son – ie l'amplitude du signal – au cours du temps, les paramètres importants sont, d'après notre étude, le point où s'applique l'excitation, et la vitesse de l'archet. Nous aborderons au chapitre 7 des modèles permettant de produire différentes dynamiques gestuelles et donc de moduler la vitesse de l'archet. Quant au point d'excitation, on ne peut uniquement le modifier qu'avec un nouveau modèle d'archet qui viendrait jouer en un autre point de la corde. Vu que nous avons affaire à des modèles discrets, il n'est par exemple pas possible de faire varier continûment le point d'excitation durant un unique coup d'archet. Nous avons donc apparemment deux paramètres permettant de régler l'amplitude du mouvement – vitesse d'archet et point d'excitation. Cependant, ceci vaut pour une caractéristique non-linéaire fixe. Or dans les instruments réels, selon que par exemple le violoniste appuie avec plus ou moins de force l'archet sur la corde, que le clarinettiste pince plus ou moins fort l'anche contre le bec, la caractéristique non-linéaire équivalente se modifie. Ceci est notamment intéressant lorsque le violoniste veut jouer avec plus d'intensité en gardant de bonnes conditions de jeu : soit il frotte plus vite et plus fort, soit plus près du chevalet et plus fort. Comme on l'a déjà vu, le fait de frotter plus vite ou plus près du chevalet permet une excursion du point de fonctionnement plus importante sur la caractéristique non-linéaire. Si l'instrumentiste garde une force constante – caractéristique

³⁹ A condition que la phase d'entretien soit caractérisée par des variations dynamiques et/ou harmoniques – par exemple présence d'un vibrato.

constante – tout en amplifiant l’excursion du point de fonctionnement, on retrouve un cas analogue à celui que nous avons rencontré lors de notre étude au chapitre 3 : le point de fonctionnement passe de plus en plus de temps dans la zone d’interaction nulle – ou à très faible pente négative selon la caractéristique non-linéaire utilisée – et l’interaction archet/corde s’en trouve de plus en plus affaiblie. Pour pallier ce problème, l’instrumentiste appuie plus fort avec son archet sur la corde, ce qui provoque un élargissement de la zone de pente négative de la caractéristique d’interaction comme montré sur la figure suivante. Ainsi, lorsque l’instrumentiste veut obtenir un crescendo, il pourra au cours d’un même coup d’archet, simultanément accélérer le mouvement de son bras et appuyer plus fort sur la corde.

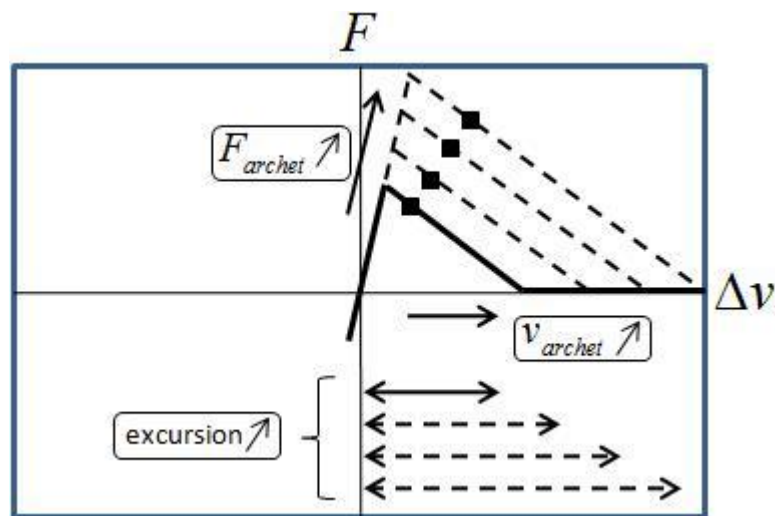


Figure 57 : Evolution de la caractéristique non-linéaire simulant une variation de la force d’appui de l’archet sur la corde. Lorsque cette force augmente, il est possible d’augmenter la vitesse de l’archet tout en gardant une excursion du point de fonctionnement dans la zone de forte pente négative.

Des modèles permettant de faire évoluer la caractéristique non-linéaire en fonction de la pression exercée sur l’archet ont été développés avec le formalisme CORDIS-ANIMA, notamment pour la simulation multisensorielle interactive d’un archet de violon utilisant l’interface haptique TGR (Transducteur Gestuel Rétroactif), développée à l’ACROE [Florens 2002]. Cependant, GENESIS étant un environnement 1D et la modification arbitraire de paramètres n’ayant pas été implémentée pour des raisons de conservation énergétique, il est impossible de faire évoluer la caractéristique d’une liaison non-linéaire donnée⁴⁰. Il semble donc au premier abord impossible de simuler une évolution

⁴⁰ La possibilité de modifier arbitrairement des paramètres d’interactions ou de masses reste un sujet de réflexion concernant les futures versions de GENESIS. Cependant il est indubitable que la possibilité de modifier à outrance tous les paramètres des modèles au cours de la simulation ferait perdre à GENESIS la cohérence, et par là même, la physicalité des sons obtenus.

progressive de la pression de l'archet sur la corde au cours du même coup d'archet. Nous avons pu cependant développer au cours de ce travail une méthode un peu plus lourde qui permet de réaliser ceci. Elle part du principe que s'il n'est pas possible de modifier la caractéristique non-linéaire d'une interaction, il est en revanche envisageable de la décomposer en plusieurs interactions, chacune contrôlée par une masse différente. Ensuite, en jouant sur la vitesse des différentes masses, on recompose une caractéristique non-linéaire qui fluctue en fonction de leurs comportements. Sur la figure ci-dessous, on peut voir la décomposition d'une caractéristique non-linéaire type frottement d'archet en trois interaction plus simples.

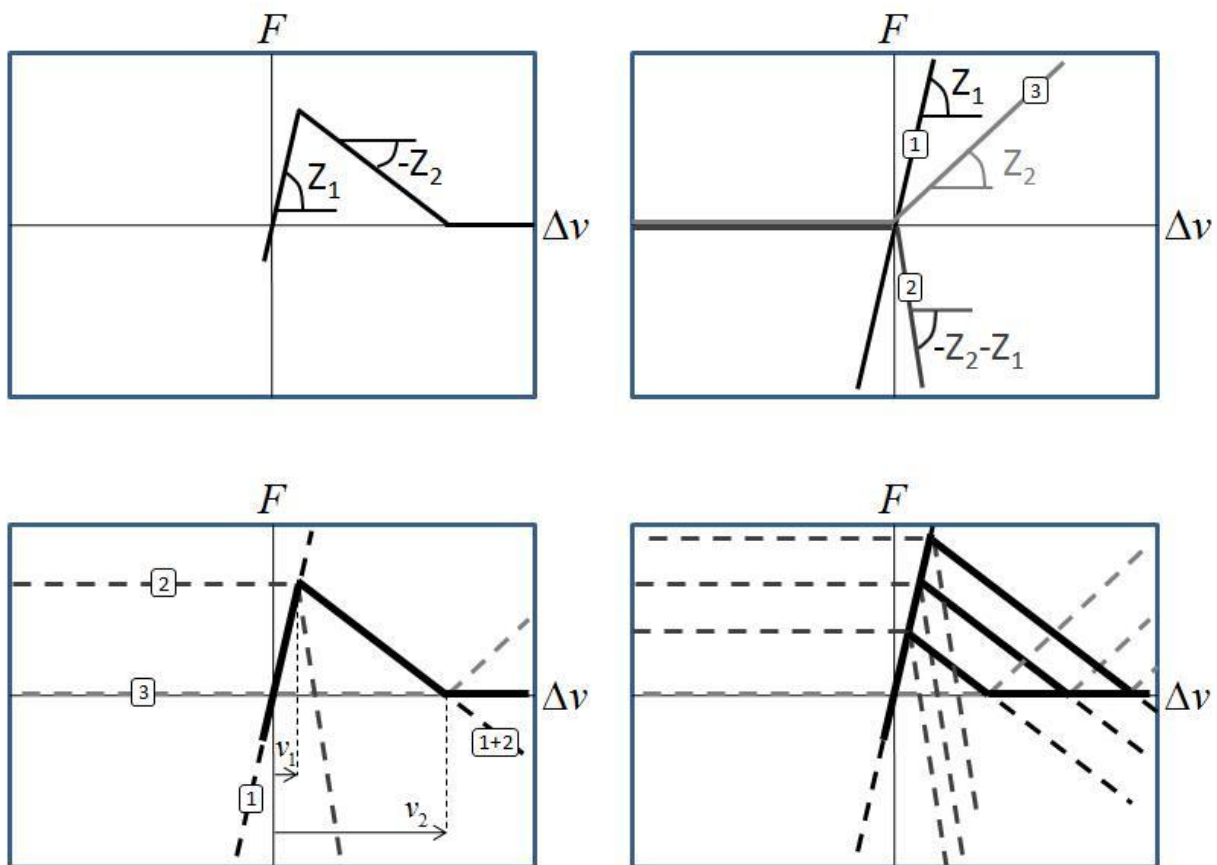


Figure 58 : Méthode de sommation de trois caractéristiques LNL-Z pour l'obtention d'une caractéristique type frottement d'archet. En haut à gauche, la caractéristique à obtenir, caractérisée par une pente positive Z_1 et une pente négative $-Z_2$. En haut à droite les trois caractéristiques utilisées. En bas à gauche sommation des trois caractéristiques. On décale les interactions numérotées 2 et 3 respectivement des distances v_1 et v_2 . On vérifie que l'on obtient bien les pentes désirées. En bas à droite, évolution de la caractéristique somme en fonction des valeurs de v_1 et v_2 .

Comme on peut le voir sur la figure 58 en bas à droite, si l'on applique des vitesses différentes aux trois masses contrôlant les trois interactions de la décomposition, il est possible de faire évoluer la caractéristique non-linéaire somme de la même manière que sur la figure 57.

Cependant, afin d'obtenir une caractéristique non-linéaire et une vitesse d'archet évoluant de manière homothétique, les vitesses des trois masses doivent avoir des rapports bien précis. Dans nos simulations nous avons par exemple fixé les vitesses des masses contrôlant les interactions 1 et 2 à respectivement $-1/3$ et $-1/6$ de celle de l'interaction 3. En outre, l'objectif est de pouvoir utiliser cette méthode en utilisant des modèles générateurs de comportements gestuels. Ainsi, il est impératif de pouvoir contrôler, via le signal de vitesse d'une seule des trois masses, la vitesse des deux autres – qui devront toujours être en rapport $-1/3$ et $-1/6$. Pour ce faire, il reste à inventer un mécanisme qui, à partir du comportement donné d'une masse, transmet à une deuxième un mouvement homothétique d'un rapport donné. Pour ce faire, nous avons repris l'algorithme de l'oscillateur harmonique amorti tel qu'il se présente dans GENESIS et qui, pour des valeurs bien particulières de M , K et Z se simplifie (voir la figure 59). En reliant, via une élasticité négative, cet oscillateur harmonique à une autre masse effectuant un mouvement donné, on obtient alors un mouvement homothétique dont le rapport est fixé par la valeur de l'élasticité négative. Nous avons donc baptisé ce modèle dispositif de « transmission de mouvement homothétique ».

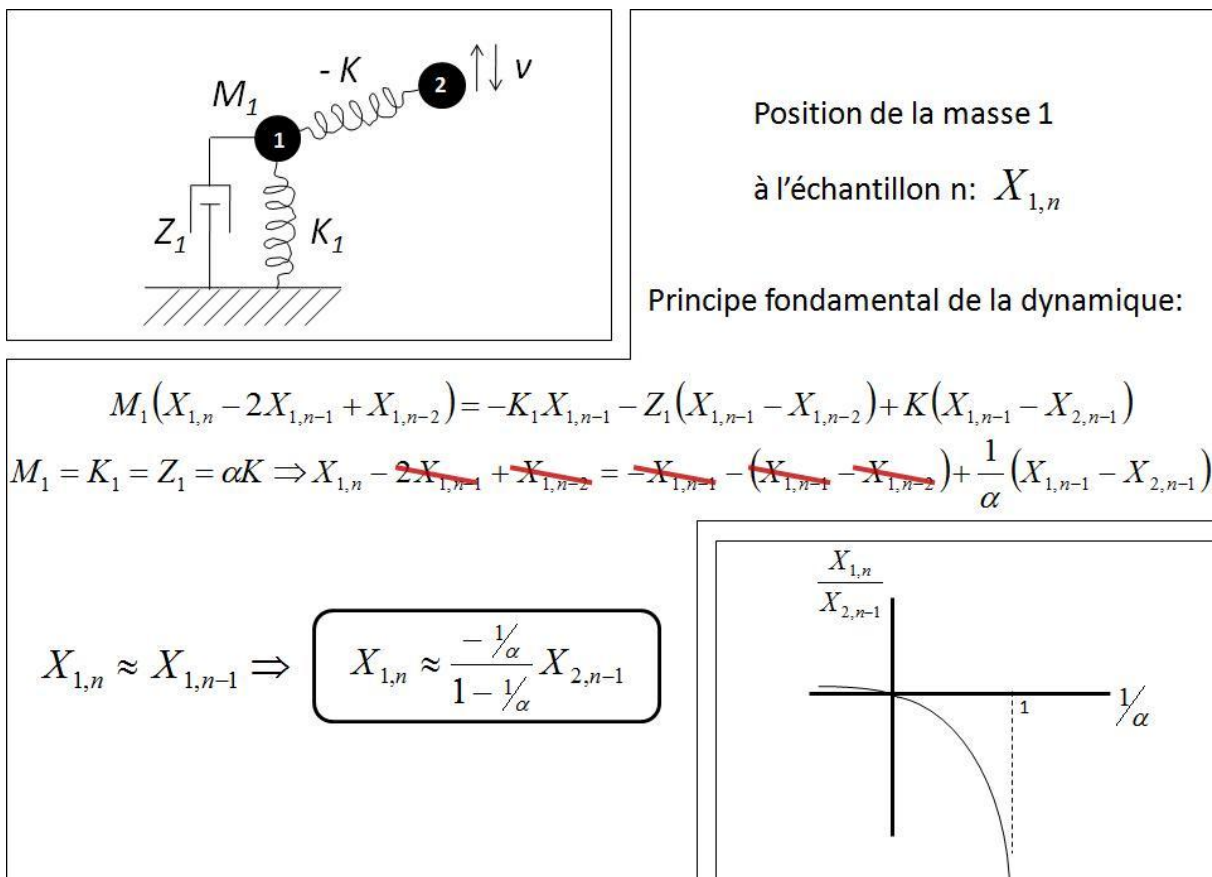


Figure 59 : Modèle permettant de transmettre le mouvement d'une masse vers une autre avec un rapport négatif fixé. En appliquant le principe fondamental de la dynamique selon l'algorithme utilisé par CORDIS-ANIMA à la masse 1, on peut voir que pour des valeurs de paramètres M , K et Z égaux, l'équation se simplifie et l'on obtient un mouvement de la masse 1 homothétique de celui de la masse 2.

Le graphique de la figure 59 nous permet de voir qu'il sera possible de fixer un rapport quelconque entre les mouvements des masses 1 et 2, à condition qu'il soit négatif et que les valeurs de position entre deux échantillons consécutifs ne soient pas trop éloignées, ce qui est toujours très bien vérifié lorsque l'on a affaire à des comportements à fréquences gestuelles. En outre, d'après la formule encadrée, on obtient un décalage d'un échantillon entre les mouvements des deux masses. Pour les mêmes raisons, la différence est négligeable dans ce cas.

En utilisant nos trois masses reliées selon le procédé de « transmission de mouvement homothétique » expliqué à la figure 59, nous avons donc pu simuler l'évolution de la caractéristique d'interaction archet/corde lorsque l'instrumentiste appuie plus fort sur l'archet. Cette évolution est indexée sur les variations de la vitesse de la masse 3, et permet de garder une excursion du point de fonctionnement du système au maximum dans la zone de pente négative de la caractéristique somme. A la figure 60 un exemple illustre ce principe. La masse 3 est incluse dans un générateur de comportements à fréquences gestuelles – une corde oscillant à très basse fréquence ; voir le chapitre 7 pour de plus amples explications.

Nous pouvons voir au (b) de la figure 60 que la corde frottée adopte une forme typique d'un mouvement de Helmholtz. De plus, on vérifie que les positions des masses 1, 2 et 3 – repérées par rapport à l'horizontale passant par les modules SOL et le SOF – sont en rapport $-1/3$ et $-1/6$. On a donc les mêmes rapports pour les vitesses. La simulation de ce modèle produit des sons possédant de grandes variations de dynamique, comme on peut le voir sur l'enveloppe du signal au (c) de la figure 60. A l'écoute, on perçoit des coups d'archets dont la force est modulée au cours du temps, produisant des *crescendos* et *decrescendos*.

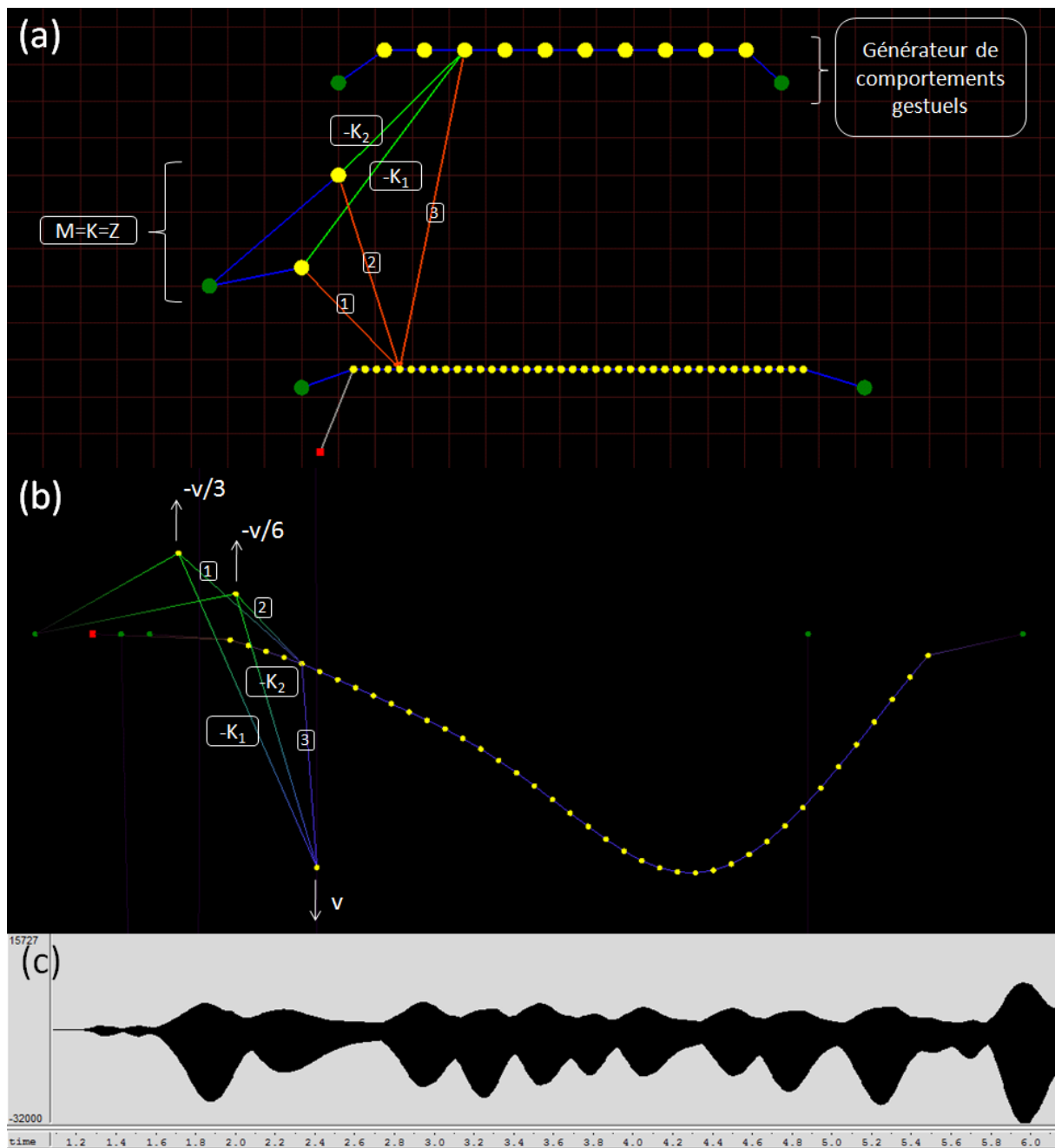


Figure 60 : Modèle permettant de simuler le jeu d'un archet sur une corde avec évolution de la force d'appui en fonction de sa vitesse. (a) Etabli GENESIS présentant le modèle. Les numéros des interactions font référence à la figure 58. La masse 3 contrôle la vitesse des masses 1 et 2 via le dispositif détaillé à la figure 59. (b) Visualisation de la simulation du modèle. (c) Enveloppe du signal sonore obtenu.

Nous avons donc vu une méthode permettant de faire évoluer la partie stationnaire de sons entretenus. Nous verrons au chapitre 7 des modèles de gestes permettant de contrôler cette évolution. Les résultats sonores obtenus possèdent une certaine expressivité, permettant de valider la méthode. En outre, il faut souligner que le procédé utilisé, découvert vers la fin de ce travail, a une

portée générale car il permet de faire évoluer de nombreux types de caractéristiques non-linéaires, que ce soient des LNL-Z ou des LNL-K. Nous n'avons donc pas pu exploiter toutes les possibilités qu'il renferme, mais il serait intéressant de l'appliquer à d'autres types de liaisons non-linéaires.

Enfin rappelons qu'outre la dynamique, il est aussi possible de faire évoluer les propriétés spectrales du son au cours de la phase stationnaire. Nous verrons au chapitre 6 des moyens de réaliser ceci. De même, l'exemple classique que représente le vibrato, où la hauteur du son évolue périodiquement au cours de la phase d'entretien⁴¹ sera traité dans cette même partie car les méthodes employées sont très proches.

b Aspects spectraux :

i Structure harmonique/inharmonique :

Comme nous l'avons vu à la section 2-e du chapitre 4, le spectre du son obtenu pour une structure à oscillations auto-entretenues dans des conditions normales d'excitation, sera déterminé par ses propriétés modales, notamment par l'admittance de transfert entre le point d'excitation et le point d'écoute. Une caractéristique importante est le fait que le comportement obtenu de la structure vibrante sera harmonique, que les modes soient réellement en distribution harmonique ou non. Cependant, on sait aussi que plus la structure sera inharmonique et plus l'accrochage en fréquence aura des difficultés à s'établir, d'où la possibilité d'obtenir des comportements partiellement chaotiques, ou un accrochage de peu de modes seulement, donc un spectre peu dense. C'est pour cette raison que les instruments de musique faisant intervenir des oscillations auto-entretenues sont pour la très grande majorité constitués d'une structure possédant des modes harmoniques : la facilité d'émission et la stabilité du timbre sont alors bien meilleures. Cependant dans un contexte de simulation il est possible de fixer très précisément les paramètres du modèle et donc de bénéficier des timbres offerts par les structures inharmoniques frottées. Il est alors nécessaire de travailler par essais-erreurs. En effet, alors qu'il est possible de justifier après coup par une étude attentive de l'admittance mécanique de la structure la prédominance de tel ou tel pic dans le spectre ou la distribution fréquentielle prise par les modes, il est beaucoup plus difficile de déterminer à l'avance quelle configuration vont adopter les modes d'une structure inharmonique lorsqu'elle est le siège d'auto-oscillations. Nous verrons au chapitre 6 des exemples de structures inharmoniques frottées et l'aspect spectral des timbres qu'il est possible d'obtenir. De manière générale, on reconnaît assez

⁴¹ Bien que l'on joue alors sur la hauteur du son, le vibrato est une caractéristique qui se rattache au timbre. En effet, on entendra le vibrato plus comme des variations d'un son de hauteur fixée plutôt que comme des évolutions continues de la hauteur du son.

facilement à l'oreille une structure inharmonique frottée : soit le comportement est partiellement chaotique – donc un spectre riche avec fort flux spectral –, soit le spectre du son est très peu dense. De plus, pendant la phase d'extinction, les modes ne sont plus forcés par l'excitation et reviennent très vite à leur fréquence propre, donc le spectre redevient inharmonique.

ii Répartition modale :

Comme on l'a vu ci-dessus, la répartition des modes en fréquence et en amplitude, lorsque l'on calcule l'admittance mécanique de la structure, va jouer sur le spectre du son obtenu. Les études sur les différents principes de modélisation de caractéristiques géométriques ou matérielles menées à la partie B vont ainsi pouvoir nous servir car nous avons pris soin à chaque fois de souligner l'influence de la technique de modélisation sur les modes de la structure. Ainsi par exemple, une structure courbée aura des modes plus resserrés que la même structure droite, un modèle de barre en appui à ses deux extrémités aura des modes harmoniques mais avec seulement les fréquences 1, 4, 9, ... donc une densité modale faible. De manière générale, le fait d'« épaisir une structure » va étaler ses modes en fréquence. De même, concernant les cors de Bessel, un modèle de tube cylindrique fermé à une extrémité n'a que des modes impairs alors que s'il est conique, sont présents tous les modes de la série harmonique. Si l'on augmente encore l'évasement du cor, on voit un resserrement progressif des modes. Il est aussi possible d'utiliser des topologies particulières menant à des répartitions modales bien particulières : par exemple une structure 2D homogène aura des modes doubles – deux modes différents ayant la même fréquence propre. Enfin, concernant la prédominance d'un mode par rapport à un autre, cela dépend de l'endroit où l'on excite la structure et d'où on l'écoute. Les modes élevés seront plus avantagés si l'on excite/écoute à proximité de points fixes par exemple. De même l'amortissement de la structure va influencer : plus il est important et plus les modes de faible fréquence seront prédominants. Il est aussi possible de diminuer l'importance d'un mode indésirable en fixant un amortissement extérieur au niveau d'un de ses ventres.

iii Réseaux linéaires/non-linéaires :

Comme il a été vu à la fin de la partie 2, les réseaux non-linéaires vont produire des sons dont le spectre est différent selon que l'excitation est d'amplitude faible ou forte. Ainsi il est possible de partir d'une structure linéaire de son choix et de la modifier afin de modéliser son comportement à forte amplitude, lorsque la linéarité n'est plus vérifiée. Plus l'excitation sera importante et plus le centre de gravité spectral du son calculé sera modifié.

iv Structures filtres :

L'emploi de réseaux CORDIS-ANIMA pour filtrer le son provenant d'un autre réseau est tout à fait légitime. D'une part, cela se retrouve dans les instruments réels, où la caisse de résonance est autant présente pour amplifier le son que pour lui donner une caractéristique propre, reconnaissable. D'autre part, on est alors capable de modifier facilement le son calculé, si tant est qu'on dispose d'un outil pour régler assez précisément la fonction de transfert du filtre. C'est un des objectifs du travail de thèse de Jérôme Villeneuve (voir la section 3 du chapitre 4). Enfin, de manière générale, l'utilisation d'une structure filtre va permettre d'homogénéiser les sons passant à travers car l'oreille leur reconnaît des caractéristiques communes : la présence de formants identiques. C'est d'ailleurs ce qui est en partie à l'origine de la notion de timbre instrumental. Quelle que soit la note jouée, on reconnaîtra un violon, une guitare, un piano... De même on parlera d'un chanteur au timbre bien particulier, ce phénomène étant en grande partie dû aux caractéristiques géométriques de son conduit vocal.

Alexandros Kontogeorgakopoulos a étudié, lors de son travail de thèse, les moyens de produire des effets audionumériques à l'aide des réseaux CORDIS-ANIMA. Il s'est notamment penché sur la question du filtrage [Kontogeorgakopoulos 2008].

c Aspects spectro-temporels :

Comme on l'a vu au chapitre 1, le flux spectral est une caractéristique spectro-temporelle à laquelle l'oreille va être sensible dans sa perception du timbre d'un son. Il est calculé en faisant la moyenne au cours du temps de la distance euclidienne entre deux spectres du son normalisés et pris à deux instants séparés d'un intervalle δt . Le flux spectral va ainsi rendre compte des variations locales du spectre du son et perceptivement, il sera relié à sa granulosité : un faible flux spectral donnera un son plutôt lisse alors qu'un flux spectral élevé impliquera un son plus rugueux. Pour jouer sur ce paramètre avec des modèles de structures à oscillations auto-entretenues, on peut par exemple utiliser la compétition entre différents arrangements de modes possibles lorsque la structure modale est inharmonique. La figure ci-dessous compare les spectres obtenus pour des sons à fort et faible flux spectral.

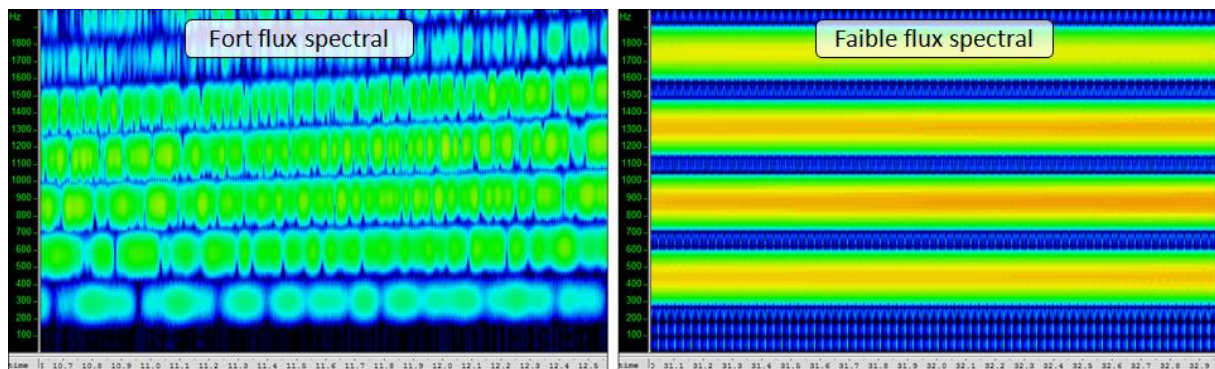


Figure 61 : Comparaison entre le spectre d'un modèle de barre frottée – à gauche – et celui d'une corde frottée – à droite. On a dégradé la précision fréquentielle de l'analyse de Fourier afin d'augmenter la précision temporelle. La taille de la fenêtre d'analyse est de 512 points soit une précision temporelle de l'ordre de 10 ms et une précision fréquentielle d'une centaine de hertz.

On observe de très fortes variations en amplitude des composantes du son de barre frottée, ce qui est caractéristique d'un fort flux spectral. Le spectre de la corde frottée est quant à lui caractérisé par un flux beaucoup plus faible. L'écoute des sons corrobore ces résultats : le son calculé pour le modèle de barre frottée est beaucoup plus rugueux que celui de la corde.

Au niveau musical, il est intéressant de pouvoir obtenir une palette de sons plus ou moins rugueux car il est possible d'organiser un discours basé sur des relations portant sur ce caractère particulier du son. En effet, dans l'optique de développer un discours musical basé non plus sur les hauteurs mais sur le timbre, il est impératif de repérer les dimensions perceptivement pertinentes selon lesquelles il sera possible de construire un système de relations entre sons du même ordre que celui faisant intervenir les hauteurs. Notamment, un rapport fondamental de la musique est celui opposant la tension et la détente. L'utilisation de structures inharmoniques dérivées de structures harmoniques permet d'introduire tensions – structures inharmoniques, fort flux spectral – et détente – structures harmoniques, faible flux spectral – au sein d'un discours basé sur la rugosité des sons. Nous verrons au chapitre 6 une illustration de ce propos lorsque nous aborderons le passage progressif d'un modèle de barre à un modèle de corde au cours de la simulation. Dans le même ordre d'idée, l'évolution du centre de gravité spectral au cours du temps peut être obtenu en utilisant des structures non-linéaires frottées. Cette méthode pourra alors être mise à profit dans un discours musical basé sur la brillance des sons.

Un autre exemple d'effet spectro-temporel est la décomposition d'un son lorsqu'il se propage dans un milieu dispersif. Ceci implique un décalage temporel des composantes spectrales du son du fait de leurs vitesses de propagation différentes dans ce milieu. Nous avons modélisé ce

phénomène avec GENESIS en utilisant un modèle de corde comportant un grand nombre de masses – par exemple 1000 – et qui jouera le rôle du milieu de propagation. En effet, d’après la théorie concernant la propagation des ondes le long d’une chaîne infinie d’oscillateurs, la relation de dispersion (voir la figure 62-a) implique que la vitesse de phase des ondes dépend du vecteur d’onde, donc de la longueur d’onde.

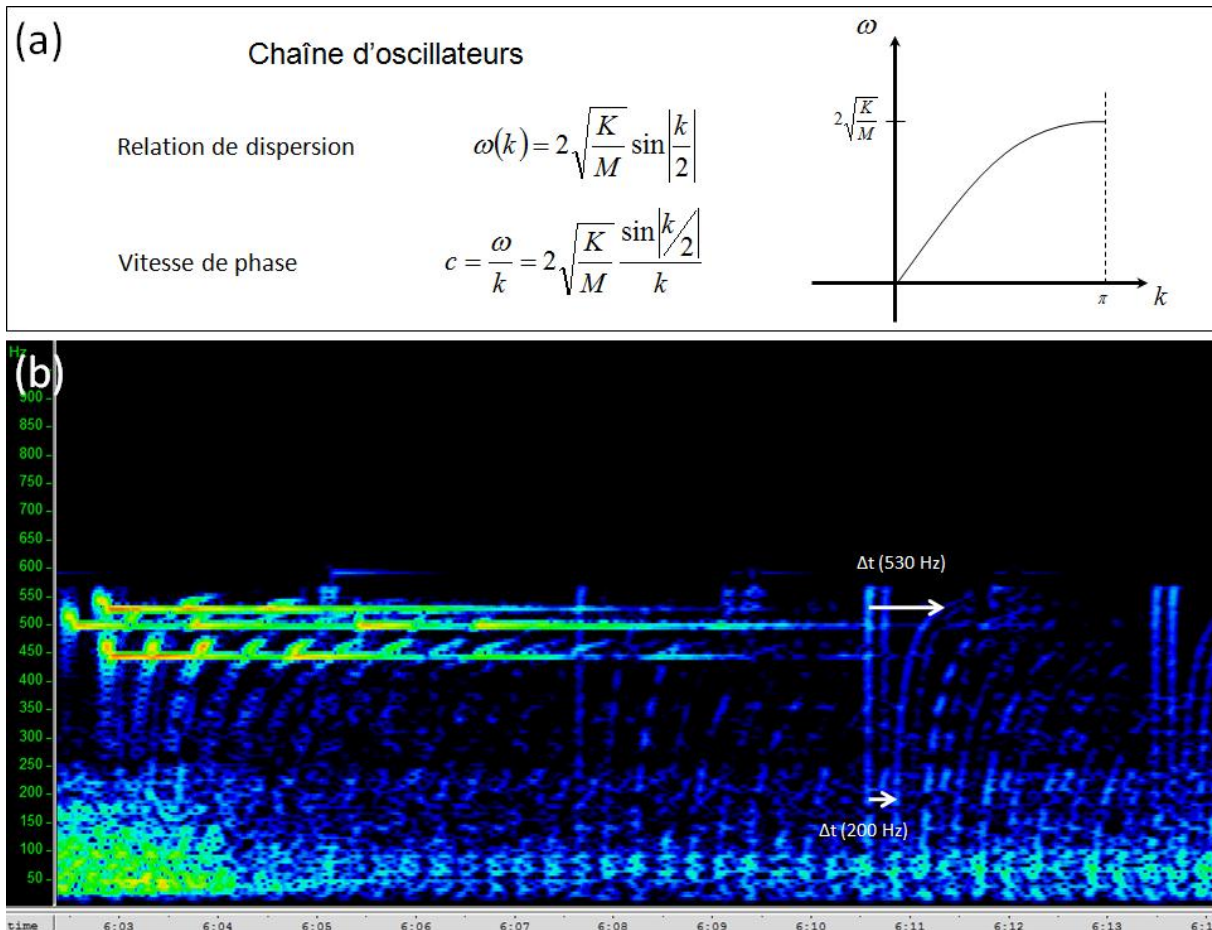


Figure 62 : (a) Relation de dispersion, et sa représentation graphique, pour une chaîne infinie d’oscillateurs. D’après [Ashcroft&Mermin 2002]. (b) Analyse spectrale d’un son obtenu en couplant un ensemble de cordes pincées à un modèle de milieu de propagation – corde de 1000 masses. Tiré de [Poyer 2007].

Nous pouvons voir sur la figure 62-a que la vitesse de phase des ondes diminue lorsque le vecteur d’onde k croît, donc lorsque la longueur d’onde λ décroît. Ainsi les composantes de faible longueur d’onde – aigües – vont être retardées par rapport aux composantes graves, comme on peut le voir sur la figure 62-b : entre 6min10s et 6min11s, deux impulsions sont produites – excitations de toutes les fréquences – qui vont ensuite revenir en écho après s’être réfléchi au bout de la corde de 1000 masses. On observe que l’écho de cette double impulsion est déformé, les fréquences les plus hautes ne revenant que plus tard au point d’écoute – $\Delta t(530\text{Hz}) > \Delta t(200\text{Hz})$. De plus, on mesure un

retard d'environ 280ms à 200Hz, ce qui correspond bien à la formule à faible vecteur d'onde. En effet, avec $K=1,6 \cdot 10^{-13}$ et $M=10^{-10}$, on a alors $c = \sqrt{K/M} = 1764 \text{ masses/s}$. Donc, comme l'on a des écoutes toutes les 500 masses, $\Delta t = 500/1764 = 283 \text{ms}$. En outre, d'après le graphe de la figure 62-a, la fréquence maximale possible est : $f_{\max} = \frac{F_{\text{éch}}}{2\pi} 2\sqrt{\frac{K}{M}} = 561 \text{Hz}$, avec $F_{\text{éch}} = 44100 \text{Hz}$ la fréquence d'échantillonnage, ce qui est bien vérifié sur l'analyse spectrale du signal sonore. Au-delà de cette fréquence, un effet filtre passe-bas coupe toute composante plus élevée.

Nous voyons donc que ce modèle implique une déformation du signal ainsi qu'un filtrage. En jouant sur ses divers paramètres – inerties, élasticités, nombre de masses –, il est alors possible de régler la fréquence de coupure ainsi que le retard des composantes les unes par rapport aux autres. Ce modèle peut alors être rapproché des modèles de réverbération utilisés en traitement du signal, qui ont pour but de placer les sons dans un environnement particulier en imitant sa réverbération. Ici, cependant, les paramètres sont liés – dispersion, temps de retard, fréquence de coupure – et assurent la plausibilité de l'effet. En outre, il est possible d'utiliser ce modèle, non pas pour réaliser une réverbération – son direct + écho –, mais en n'écouter que le son après sa propagation. En jouant sur les paramètres cités ci-dessus, il est alors possible de travailler sur la déformation du signal via la plus ou moins importante dispersion du modèle.

Enfin, nous avons évoqué plus haut la possibilité de faire évoluer le centre de gravité spectral – donc la brillance – d'un son au cours du temps en utilisant des structures non-linéaires frottées. On peut aussi, avec le même genre de résultat, utiliser des techniques de modélisation permettant de réaliser la modification progressive de la structure modale d'un réseau, ce que nous verrons au chapitre 6. Cependant, il reste à voir à partir de quel seuil temporel l'on pourra considérer que le résultat est à ranger dans les aspects spectro-temporels et non dans une simple évolution de l'aspect spectral du son. En effet, si cette évolution est lente, on la percevra comme une modification au cours du temps du spectre du son alors que si elle est très rapide, notre oreille l'intégrera directement comme un timbre possédant une dynamique spectrale particulière. Nous verrons donc ci-dessous une classification due à Pierre Schaeffer, mettant l'accent sur les seuils temporels de l'oreille, et qui permettra de mieux comprendre la perception par l'oreille des variations du signal sonore.

d Conclusion :

Dans cette section, nous avons fait le bilan des différentes dimensions du signal acoustique sur lesquelles il était possible d'influer afin de modifier perceptivement le timbre d'un son. Nous avons aussi synthétisé les différents paramètres que nous avons envisagés, qui permettent de voyager selon ces dimensions pour des sons entretenus. Cependant, il faut toujours garder en mémoire que la perception, si elle est sensible à des variations continues, classe souvent les sons en catégories discrètes⁴². Par exemple, le continuum temporel peut être discrétisé en zones privilégiées – rythme, attaques, décroissances – et de même pour le continuum fréquentiel – formants, partiels, harmoniques, hauteurs. Ainsi pour la conception d'une structure musicale pertinente, il est important de tenir compte des spécificités de la perception pour des variations continues et discrètes des paramètres pertinents. Par exemple, la variation continue de la hauteur d'un son lors d'un *glissando* ne sera pas interprété de la même manière selon que cette variation est périodique ou non, qu'elle s'effectue entre deux hauteurs pouvant se rattacher à une gamme particulière ou non. De même, l'évolution progressive du spectre d'un son entretenu aura une signification particulière si l'on part et/ou l'on arrive à un spectre caractéristique d'une catégorie bien déterminée, par exemple dans le cas d'un passage d'un spectre complètement harmonique – cas d'une corde frottée, d'un hautbois ou une flûte – à un autre ne comportant que les harmoniques impaires – cas d'une clarinette. Il est en tout cas intéressant d'utiliser des structures musicales faisant appel aux deux modes de perception : discrète et catégorielle pour la première, continue pour la seconde.

2 Evolutions selon les dimensions du timbre : quelles variations pour quels résultats perceptifs ? Importance des caractéristiques temporelles de l'oreille humaine⁴³.

A ce stade de la discussion, il convient d'explicitier la manière dont l'oreille peut percevoir les variations des différents paramètres pertinents du son que nous avons dégagés au-dessus. Pour ce

⁴² Ces catégories peuvent être dues par exemple au fait que les structures vibrantes classiques répondent aux lois de la physique, ce qui implique des sons caractéristiques, que l'oreille a pris l'habitude de reconnaître (catégories d'excitations, de structures résonantes...) ou à des causes culturelles, comme par exemple les systèmes discrets de hauteurs.

⁴³ Ce paragraphe est largement inspiré de l'ouvrage de Pierre Schaeffer, le *Traité des Objets Musicaux* [Schaeffer 1966], dans lequel on trouvera un exposé détaillé visant à établir un solfège de l'« objet musical », considéré dans sa plus grande généralité. Il peut en outre être surprenant de nous voir nous référer à un ouvrage écrit il y a plus de 40 années étant donné les avancées effectuées depuis. Cependant, outre le fait que cet ouvrage fasse autorité encore aujourd'hui, la démarche scientifique de Pierre Schaeffer, très fortement empreinte de préoccupations musicales, n'a pas trouvé d'équivalent depuis.

faire, nous allons étudier les résultats obtenus par Pierre Schaeffer lors de ses expérimentations sur les sons enregistrés, et en tirerons des enseignements pour notre étude. Tout d'abord, si l'on considère le temps de réponse mécanique de l'oreille, on peut l'évaluer à environ 5 ms, ce qui justifie qu'en dessous de ce temps critique l'oreille ne sache pas reconnaître les caractéristiques du signal sonore – ni hauteur, ni timbre, ni durée : on entend un « clic ». En outre, l'oreille a une constante de temps d'intégration énergétique de l'ordre de 50 ms qui implique que l'on ne percevra de manière bien déterminée un événement unique que s'il dure au moins 50 à 100 ms. En effet, pour des temps inférieurs, on aura par exemple fusion de deux sons différents accolés temporellement. Cependant, cette fusion ne veut pas dire que la différence entre ces deux sons est complètement estompée. Par exemple, lorsque l'on prononce la syllabe « ta », le « t » ne dure que quelques millisecondes et pourtant on l'entend bien. Cependant on ne l'entend que comme une attaque venant colorer la voyelle « a » – qui dure quand à elle plus de 50ms. La syllabe « ta » apparaît donc comme un objet unique, avec sa propre dynamique. De même, lorsque plusieurs instrumentistes du même pupitre jouent la même mélodie, des différences temporelles de jeu inférieures à 50 ms seront acceptables par l'oreille et la fusion des instruments s'opérera. Au-delà on décèlera que les jeux des instrumentistes sont décalés. Donc à partir d'une durée de 50ms, un son sera bien déterminé comme un événement à part entière parmi d'autres. C'est aussi l'ordre de grandeur du temps minimum pour reconnaître le timbre d'un instrument. Enfin, les expériences menées par Schaeffer sur l'attaque des sons ont montré que pour une attaque durant 5 ms ou moins, la raideur est toujours ressentie de la même manière, alors qu'entre 5 et 50ms, l'oreille peut discriminer des attaques plus ou moins raides. Au-delà de 50ms, l'oreille est en outre sensible aux microvariations du profil dynamique du son au cours de l'attaque, ce qui n'était pas le cas pour des temps inférieurs.

Ces résultats de tests perceptifs nous permettent d'établir des classes de variations des paramètres perceptifs selon les temps caractéristiques mis en jeu. L'oreille percevra alors la variation différemment selon que l'on se trouve dans l'une ou l'autre de ces classes :

- Tout d'abord les variations du signal sonore dont le temps caractéristique est inférieur à 5ms ($f > 200\text{Hz}$). Ces variations tombent dans la zone temporelle caractéristique des hauteurs et seront donc considérées comme telles si elles ont une périodicité. Si la variation est du type échelon alors on entendra une attaque du même type que celle que l'on peut rencontrer dans les sons percussifs.

- Les variations dont le temps caractéristique se situe dans une zone comprise entre 5 et 100ms ($10 < f < 200\text{Hz}$) vont participer à la matière du son⁴⁴. Ainsi les microvariations du son seront intégrées par l'oreille sous forme de grain. Selon l'amplitude et la fréquence de ces variations, on pourra caractériser le son comme étant plus ou moins rugueux.
- Les variations dont le temps caractéristique est compris entre 50ms et 1s ($1 < f < 20\text{Hz}$) vont caractériser ce que Pierre Schaeffer appelle l'allure du son, c'est-à-dire les détails du profil dynamique du son (voir tiret suivant). Cette classe de variations correspond à ce que nous avons appelé l'expressivité du son, qui se développe sur des temps caractéristiques inférieurs à la seconde mais supérieurs au temps d'intégration de l'oreille – qui peut donc suivre au cours du temps ce type de variations. Nous utilisons ici le terme d'expressivité car les gestes classiquement utilisés pour développer l'expressivité d'un son entrent dans cet ordre de grandeur. Par exemple un vibrato se réalise habituellement à la vitesse de 5 oscillations par seconde, soit un temps caractéristique de 200ms.
- Enfin les variations dont le temps caractéristique est supérieur à 500ms ($f < 2\text{Hz}$) vont constituer ce que Schaeffer appelle le profil dynamique du son, c'est-à-dire la forme globale de celui-ci. Elles correspondent à ce que nous avons appelé l'évolution du son et s'établissent sur des temps assez importants pour que l'oreille puisse y associer une variation progressive passant par des états successifs. L'ordre de grandeur temporel est par exemple celui caractérisant le tempo d'une musique rythmique.

La distinction de ces 4 échelles peut parfois être discutable. C'est d'ailleurs pour cela qu'elles se chevauchent en partie. De plus, le rangement de telle variation du signal sonore dans l'une de ces classes peut varier selon le contexte – particulièrement pour les deux dernières catégories : par exemple si la musique fait intervenir un temps lisse ou un temps strié – pour reprendre les termes inventés par Pierre Boulez –, si le rythme est plus ou moins rapide...

En outre, les deux dernières classes, concernant les allures et les profils, correspondent à des fréquences accessibles au geste humain alors que les deux autres sont caractéristiques de l'objet selon Pierre Schaeffer. Ainsi, notamment concernant les allures, il remarque :

⁴⁴ On est aussi toujours dans la zone de perception des hauteurs donc pour des variations périodiques, la sensation de granulosité cohabitera avec celle de hauteur. Pierre Schaeffer fait remarquer d'ailleurs que c'est ce qui se passe lorsque l'on écoute un basson jouer. L'oreille entend en même temps les hauteurs jouées ainsi qu'une rugosité due au battement des deux anches.

Tout comme le grain « signe » la matière, l'allure, au sens où nous l'entendons, « révèle » la façon d'être de l'agent énergétique et, d'une façon très générale, si cet agent est vivant ou non : la vie se manifeste en effet par une fluctuation typique.

Ainsi, c'est dans l'allure du son, c'est-à-dire pour une échelle temporelle bien déterminée, que l'oreille va pouvoir reconnaître le type d' « agent énergétique » couplé à l'objet vibrant. On peut alors séparer ces agents énergétiques en différentes catégories⁴⁵. A une extrémité sont les agents mécaniques exécutant des mouvements selon un schéma immuable, ordonné, et prévu à l'avance. A l'autre extrémité sont situées les variations désordonnées, stochastiques. Entre ces deux cas extrêmes, il est possible de placer deux autres catégories : la première comprend les phénomènes naturels, généralement désordonnés et passifs, que l'on placera plutôt du côté de l'extrémité stochastique. La seconde comprend les agents vivants qui vont produire des allures traduisant une volonté propre, mais trahissant l'agent par des fluctuations, un désordre typique de sa nature vivante. On peut résumer ce propos par le tableau suivant :

Type d'agent	Mécanique	Vivant, humain	Phénomène naturel	Stochastique
Type de comportement. Caractéristiques relevant de l'ordre ou du désordre.	Schéma de comportement simple et immuable (ordre).	Volonté propre (ordre). Fluctuations involontaires (désordre). Adaptation partielle selon ces fluctuations (ordre).	Allure cohérente due aux lois régissant le phénomène (ordre). Pas de volonté propre, fluctuations désordonnées, pas d'adaptation (désordre).	Comportement complètement désordonné. Pas de loi ou de schéma régissant le comportement (désordre).

Tableau 5 : Classification des types d'agents énergétiques selon leur degré d'ordre ou de désordre.

⁴⁵ Pierre Schaeffer en distingue trois. Nous en rajoutons une quatrième, considérant que l'on peut distinguer un agent désordonné naturel d'un agent complètement stochastique étant donné l'intervention de lois physiques dans le comportement d'un phénomène naturel, impliquant ainsi une certaine cohérence de celui-ci.

Ainsi avec l'allure et le profil du son, il est possible pour l'oreille de détecter le dynamisme et la nature de l'agent énergétique : homme, machine, phénomène naturel... Au contraire, le grain va caractériser uniquement l'objet puisque l'on est dans des échelles temporelles trop faibles pour permettre un geste humain par exemple, ou pour permettre à l'oreille de suivre des variations du son. On parle alors, via des métaphores empruntées à d'autres champs perceptifs, de sons rugueux, lisses, moelleux... Pour influencer sur le grain d'un son dans un contexte de simulation par réseaux masse-interaction, il est possible de jouer sur les caractéristiques de la structure à oscillations entretenues. Par exemple nous avons vu qu'une structure inharmonique pourra émettre des sons possédant un fort flux spectral. De même, les structures possédant des modes très graves auront plus tendance à produire des sons granuleux. En outre, même si l'on a dit que le grain n'était pas caractéristique de l'agent, il est néanmoins possible dans un contexte de simulation, d'utiliser un modèle destiné initialement à la production de comportements gestuels – donc à fréquences typiques de celles des allures ou des profils – et d'augmenter sa fréquence de fonctionnement afin de faire passer son comportement dans la zone temporelle typique du grain du son. Il est ainsi possible d'obtenir divers grains selon le type d'excitation et la fréquence à laquelle elle fonctionne.

Nous avons donc vu les différentes classes de variation délimitée par des zones temporelles caractéristiques des différentes manières de percevoir de notre oreille. Il est aussi important d'envisager quels types de variations peuvent être rencontrés au sein de chaque classe. Pierre Schaeffer distingue trois types principaux de variation :

- La fluctuation d'un paramètre autour d'une valeur stable – ou variant selon une échelle temporelle d'un ordre plus élevé : on a une variation oscillante, caractérisée par sa régularité, sa période, son amplitude. L'effet perceptif généralement obtenu est la coloration, par cette fluctuation, d'une caractéristique stable du son.
- La variation progressive, continue, d'un paramètre : on s'adresse plutôt dans ce cas à la perception continue, non catégorielle, des variations du son.
- La modulation, c'est-à-dire la variation d'un paramètre par paliers. Si en outre ces paliers correspondent à des catégories de ce paramètre bien définies – par exemple, pour les hauteurs, des notes bien précises d'une gamme –, l'effet de la modulation sera renforcé. On s'adresse alors à la perception discrète, catégorielle, du son.

Selon le contexte, et si le ou les paramètres perceptifs qui varient comprennent des catégories bien définies ou non, ces différents types de variations feront intervenir plus ou moins la perception discrète ou continue du son.

Maintenant que nous avons décrit les différents types de variations d'un paramètre que l'on peut envisager, il reste à aborder le moyen de réaliser ces variations.

3 Les différentes formes que revêt le geste instrumental.

Afin de réaliser le type de variations dont nous avons parlé plus haut, il faut tout d'abord imaginer des modèles dont on peut faire évoluer les propriétés vibratoires, notamment via la modification de leur structure modale, des paramètres d'excitation, de leur linéarité... C'est le sujet du chapitre suivant qui présente le résultat des investigations menées à ce sujet pour ce travail de thèse. Enfin, dans un second temps, il convient de s'interroger sur le moyen de produire des comportements gestuels pertinents, dans l'optique de réaliser des actions de modification ou d'excitation de structures vibrantes, et qui pourraient se rattacher à l'une ou l'autre des catégories d'agents énergétiques abordées ci-dessus. Ceci fait l'objet du chapitre 7. Nous allons ici rappeler de manière générale les différents types de geste que l'on peut envisager. En effet, selon les objectifs des gestes envisagés, les modèles pourront être différents. Une typologie qui s'est maintenant imposée dans l'approche fonctionnelle du geste est celle que Claude Cadoz a proposée au milieu des années 80 [Cadoz 1988]. Elle distingue trois types de gestes différents : le geste d'excitation va fournir l'énergie au système nécessaire à sa mise en vibration. Il peut être décliné en différentes catégories, directement reliées à la classification que nous avons établie au 2-a du chapitre 1 et différenciées par le fait que l'apport d'énergie est plus ou moins régulier ou continu. Le geste de modification permet de faire évoluer les caractéristiques vibratoires de l'instrument, que ce soit en modifiant des paramètres quantitatifs de celui-ci – variation paramétrique, par exemple modification de la longueur de vibration d'une corde – ou en modifiant l'agencement des parties le constituant – variation structurelle, par exemple ajout d'une sourdine au cours du jeu. Enfin le geste de sélection correspond au choix de l'instrumentiste parmi différentes structures équivalentes de son instrument. Par exemple, la rotation du bras du violoniste qui lui permet de passer d'une corde à une autre est un geste de sélection. Nous verrons à la fin du chapitre 6 le moyen de simuler ce genre de gestes. Ceux-ci sont traités avec les méthodes de modification car ils peuvent être envisagés comme des gestes de modification structurelle du modèle global « instrumentiste/instrument ». Enfin nous avons envisagé d'ajouter un autre type de geste, appelé geste de locomotion, et qui sera traité en même temps que celui de sélection vue la similitude des méthodes de modélisation employées. Ce type de geste

correspondrait, pour une situation instrumentale réelle, au déplacement des instrumentistes dans la totalité de l'espace du concert⁴⁶.

Nous allons donc maintenant voir sur des exemples, des techniques de modélisation que nous avons mises au point durant ce travail et qui permettent de réaliser des fonctions bien précises telles que la modification continue des propriétés modales d'un réseau ou le passage continu de l'excitation d'une structure à une autre, indépendante de la première. Il restera ensuite – chapitre 7 – à proposer des modèles ayant des comportements basse fréquence permettant notamment d'animer les dispositifs développés au chapitre 6 et de réaliser ainsi des gestes⁴⁷ d'excitation, de modification, de sélection ou de locomotion dont les caractéristiques pourront se rattacher à l'un des types d'agent excitateur ou l'une ou l'autre des classes de variation vues précédemment – à la section 2 de ce chapitre.

⁴⁶ De telles expériences ont été tentées dans des situations réelles où les instrumentistes se déplacent au sein du public. Dans un contexte de simulation, il est par contre possible de s'affranchir des capacités limitées de déplacement humain et de proposer des sons virevoltants autour du spectateur, comme cela a été fait dès le début des années 70 [Chowning 1973].

⁴⁷ Dans notre contexte de simulation, nous employons à partir de maintenant le terme « geste » – ou comportement gestuel – dans une définition élargie et que certains jugeront peut-être abusive. Un « geste » sera donc le résultat de la simulation du comportement d'un modèle physique basse-fréquence lorsqu'il est mis en situation, c'est-à-dire lorsqu'il influe sur un dispositif d'excitation, de modification, de sélection, ou de locomotion. Le « geste » sera donc conforme aux lois de la mécanique de Newton mais pourra parfaitement paraître artificiel, mécanique ou inexpressif comparé aux gestes produits par un être humain.

Chapitre 6 : Dispositifs permettant l'évolution des propriétés de modèles physiques :

Parmi les différents procédés envisageables pour le développement du timbre d'un son entretenu au cours du temps, nous avons vu en détails les moyens de jouer sur l'excitation, notamment via l'analyse des paramètres importants pour l'obtention du mouvement de Helmholtz – 2 du chapitre 3 – et la mise au point du dispositif permettant de faire évoluer la caractéristique non-linéaire utilisée en fonction de la vitesse de la masse excitatrice – 1-a du chapitre 5. Dans ce chapitre, nous allons maintenant porter notre attention sur la structure vibrante et les dispositifs envisageables pour faire varier ses caractéristiques vibratoires, que ce soit en utilisant des méthodes de variation paramétrique ou structurelle. Ce chapitre fait donc écho au geste de modification de la typologie rappelée ci-dessus. Nous y abordons seulement des techniques de modélisation permettant de réaliser la fonction de modification en elle-même. Les modèles de comportements gestuels, qu'ils aient trait à l'excitation, la modification, la sélection ou la locomotion, seront quant à eux vus au chapitre 7. Enfin, dans ce chapitre, nous envisageons la modification dans son aspect le plus général, englobant par là même les dispositifs simulant la sélection ou la locomotion, qui correspondent à une modification des interactions de la structure vibrante avec un dispositif d'excitation ou de captation du signal sonore.

1 Variations paramétriques :

La variation paramétrique se traduit par une évolution continue des paramètres – principalement ici les élasticités – d'un nombre souvent important de liaisons d'une structure CORDIS-ANIMA. Ces liaisons sont soit toutes identiques, soit ont un certain rapport entre elles et évoluent selon une dynamique commune. L'objectif est la simulation de la variation d'un paramètre global d'une structure – sa tension, ses dimensions, sa matière, etc... Ainsi via des variations paramétriques, il est possible de faire évoluer de manière continue et bien déterminée la structure modale d'un réseau masse-interaction.

a Variation uniforme des élasticités d'une structure homogène attachée en ses extrémités :

Bien que semblant très restrictive, cette catégorie de modèles est importante car elle permet de simuler un certain nombre de gestes de modifications que l'on retrouve classiquement dans les instruments réels : déplacement continu du doigt d'un instrumentiste le long d'une corde, vibrato, modification de la tension d'une corde ou d'une membrane... C'est en outre la manière de réaliser

des variations paramétriques utilisant les procédés de modélisation les plus simples, donc la plus économique. Cependant, elle ne s'applique qu'à un nombre très limité de structures et n'aura d'influence que sur la hauteur des sons produits, du moins dans des conditions bien délimitées d'application⁴⁸.

i Evolution des paramètres d'un modèle de corde homogène :

Au sein des variations paramétriques, c'est principalement ce modèle qui avait fait l'objet d'études précédemment à notre travail. Dans [Castagné 2002] est abordée la modélisation de la non-linéarité de la matière vibrante via des élasticités internes en $\alpha\Delta X + \beta\Delta X^3$, en utilisant des modules non-linéaires LNL-K à la place des modules REF, alors que dans [Tache 2004] est envisagée la possibilité de faire bouger l'une des extrémités de la structure afin de déplacer le point de fonctionnement du système au niveau des caractéristiques des élasticités non-linéaires (voir la figure 63 ci-dessous). L'élasticité équivalente s'en trouve alors modifiée et l'on peut ainsi simuler une corde dont on ferait varier la tension – comme lorsque l'on accorde une guitare ou un violon. On obtient alors une variation de la hauteur des sons produits.

⁴⁸ Les non-linéarités employées peuvent bien sûr entraîner l'apparition de fréquences supplémentaires, voire d'un comportement partiellement chaotique, à forte amplitude d'oscillation.

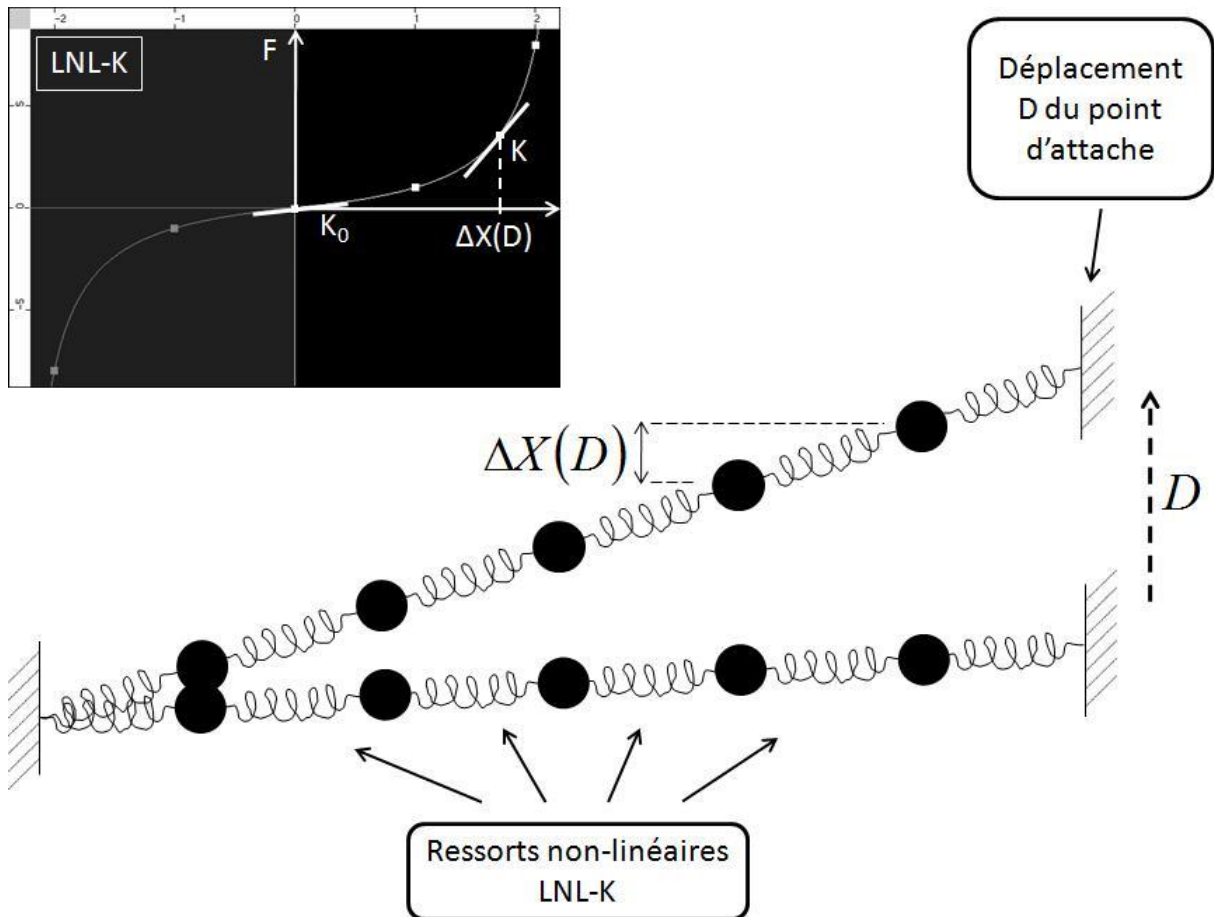


Figure 63 : Principe de modélisation utilisé pour simuler la variation en tension d’une corde attachée à ses deux bouts. D’après [Tache 2004].

L’une des deux extrémités du modèle est fixée à un module SOL alors que l’autre extrémité est constituée d’une masse d’inertie très grande par rapport à celles de la corde. On s’assure ainsi que le mouvement d’oscillation de la corde ne va pas influencer sur le comportement de l’extrémité mobile. L’oscillation de la corde se réalise donc comme si elle était attachée à deux points fixes. Le déplacement de l’extrémité mobile implique par contre un changement du point de fonctionnement sur les caractéristiques des ressorts non-linéaires – en haut à gauche de la figure 63. La pente de la caractéristique et donc l’élasticité équivalente changent en fonction du mouvement de l’extrémité mobile.

ii Modèle de vibrato :

En 2007, lors du stage de Julien Bouasria [Bouasria 2007], que nous avons eu l’occasion d’encadrer, une analyse quantitative d’un modèle de corde non-linéaire utilisant des caractéristiques en $\alpha\Delta X + \beta\Delta X^3$ a été réalisée afin d’obtenir un effet de vibrato précis sur un modèle de corde frottée. Ce modèle de vibrato est caractérisé par l’excursion en fréquence du fondamental du son

produit ainsi que de l'amplitude et la fréquence de l'oscillation de la masse de forte inertie située à l'extrémité de la corde. Il est en effet nécessaire de réaliser une excursion importante de l'extrémité afin que le mouvement de Helmholtz ait une amplitude négligeable par rapport à cette dernière et par conséquent utiliser des liaisons dont la composante non-linéaire est très faible vue la variation de fréquence visée – quelques hertz. Ce genre de modèles nécessite de construire minutieusement la caractéristique non-linéaire des liaisons en $\alpha\Delta X + \beta\Delta X^3$, les coefficients α et β étant obtenu via la valeur d'élasticité désirée – ie la fréquence désirée – pour chaque extrémité de l'excursion du point de fonctionnement. Ci-dessous est présenté le spectrogramme d'un son obtenu avec l'un des modèles de Julien Bouasria.

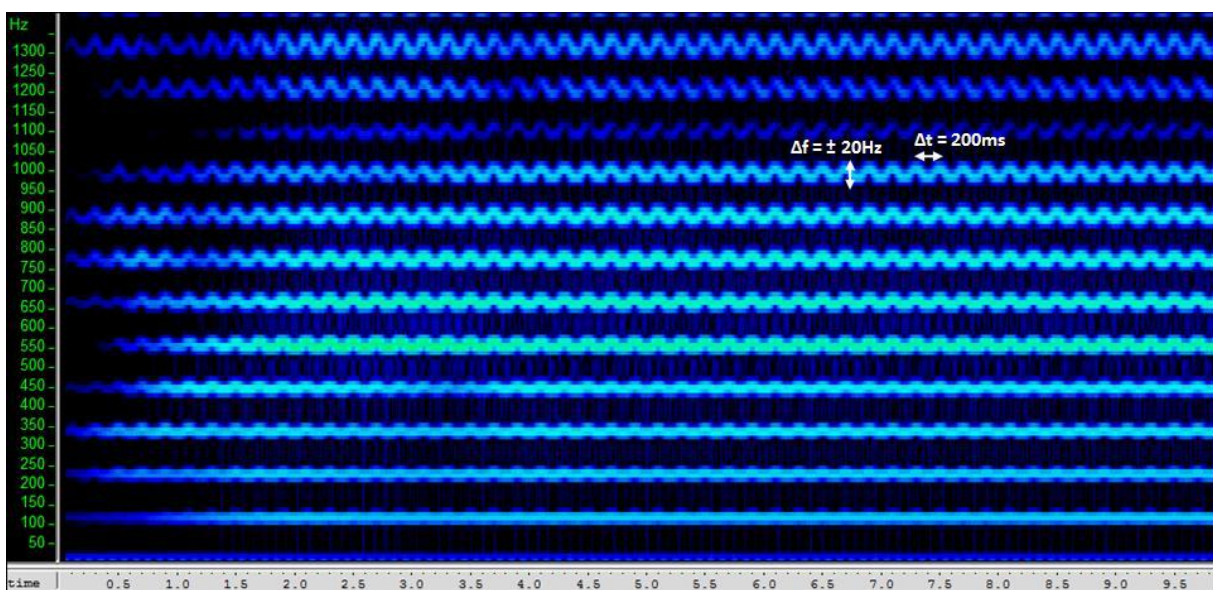


Figure 64 : Spectrogramme d'un son produit par la simulation d'une corde frottée dont la hauteur est modulée via un dispositif de vibrato. La modulation se fait à une fréquence de 5Hz et la variation de fréquence du fondamental est de ± 2 Hz. Spectrogramme obtenu à partir d'un modèle tiré de l'étude de Julien Bouasria [Bouasria 2007].

Enfin remarquons que la caractéristique en $\alpha\Delta X + \beta\Delta X^3$ n'a pas été choisie par hasard. Elle correspond à la non-linéarité géométrique que l'on obtient lorsque l'on tire une corde perpendiculairement à son axe. Le vibrato obtenu correspond donc plutôt à la technique employée par un guitariste. Le vibrato consistant à faire glisser le doigt le long de la corde est quant à lui aussi modélisable de cette manière mais en utilisant une caractéristique en $\alpha\Delta X + \beta\Delta X^2$ comme nous le démontrons en Annexe B.

iii Autres structures homogènes :

Nous avons envisagé d'extrapoler ces résultats à d'autres structures homogènes car il est intéressant musicalement d'avoir des réseaux dont on peut faire varier la fréquence fondamentale tout en gardant les mêmes rapports entre les modes. Mais il faut alors prendre certaines précautions. En effet, ici l'on considère les structures dont toutes les élasticités sont identiques et le restent au cours de la modification du système. Ainsi, lorsque l'on travaille avec des modèles 2D comme par exemple un modèle de membrane rectangulaire, le moyen de modifier ses paramètres d'élasticité tous de manière identique n'est pas trivial. En effet, se pose la question de quelle(s) extrémité(s) tirer, et de quelle manière. A la figure 65 nous présentons un modèle simulant une modification homogène de la tension uniforme d'une membrane : il faut en réalité utiliser non plus une seule masse de forte inertie, mais un dispositif constitué de deux cordes dont les extrémités sont reliées et sur lesquelles l'on tire. Ces deux cordes sont constituées de masses d'inertie importante et qui jouent le rôle d'extrémités mobiles auxquelles chaque rang de la membrane – numérotés de 1 à 6 sur la figure – est attaché. En outre les rangs de la membrane sont constitués de masses reliées par des élasticités non-linéaires, mais ces dernières ne sont pas les mêmes suivant le rang. Plus précisément les caractéristiques sont homothétiques de rapport égal au numéro du rang auquel elles appartiennent – les liaisons du rang 6 ont une caractéristique non-linéaire de dimensions 6 fois plus importantes que celles du rang 1. Enfin, étant donné que via le dispositif de traction de la membrane, les liaisons du rang 1 sont 6 fois moins étirées que celles du rang 6, les élasticités équivalentes sont donc bien toutes identiques à tout moment de la simulation.

Nous voyons donc sur cet exemple qu'il est difficile d'extrapoler le principe de modification de la tension uniforme d'une structure à n'importe quel réseau CORDIS-ANIMA. En effet, le passage à deux dimensions, en gardant une topologie simple, nécessite déjà un dispositif beaucoup plus recherché, mais qui se sert des symétries de la structure. Qu'en est-il alors pour une structure non symétrique, ou par exemple à symétrie circulaire ? Nous allons voir dans ce qui suit qu'il existe un moyen de faire évoluer de manière précise chaque liaison d'un réseau CORDIS-ANIMA indépendamment mais ce dispositif devient rapidement très lourd dès que l'on a affaire à un modèle comprenant de nombreux modules.

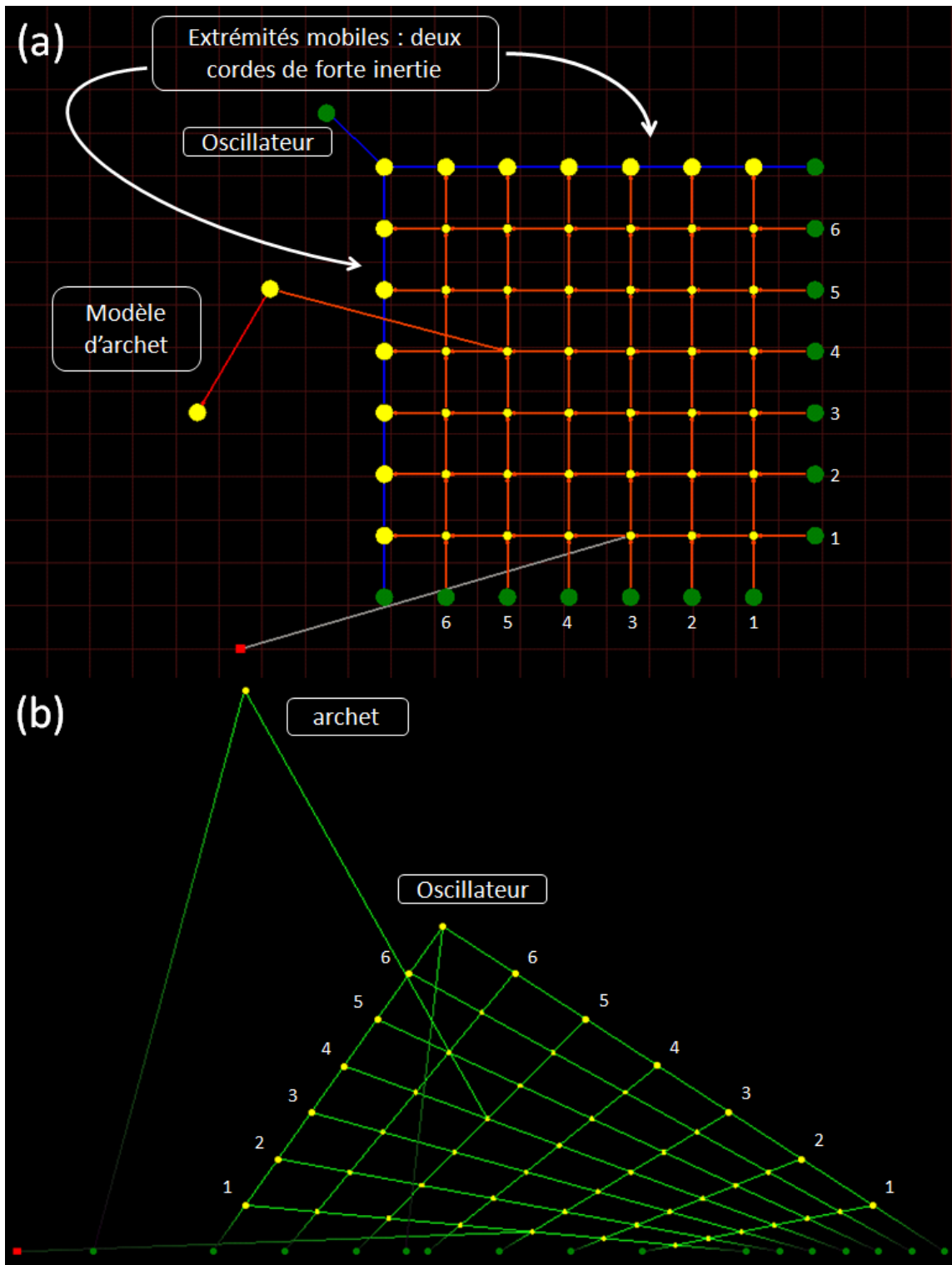


Figure 65 : Modèle permettant de simuler une variation de la tension uniforme d'une membrane frottée. (a) Etabli GENESIS présentant le modèle. Un oscillateur contrôle l'élongation de cordes de forte inertie. Les masses de ces cordes constituent les extrémités mobiles auxquelles la membrane est attachée. Les élasticités non-linéaires sont en rapport homothétique, selon le rang auquel elles appartiennent – numérotés de 1 à 6. (b) Visualisation de la simulation du modèle. L'élongation des liaisons du rang 6 est la même et est 6 fois supérieure à celle des liaisons du rang 1, assurant une élasticité équivalente identique.

Nous avons donc vu dans ce paragraphe des dispositifs permettant de modifier de manière identique toutes les élasticités d'un modèle CORDIS-ANIMA homogène. Le résultat est la variation de hauteur du son produit sans que les rapports entre les modes de la structure ne soient altérés. Dès lors que durant la modification, certaines élasticités sont privilégiées, la structure modale du réseau change et l'on obtient alors, en plus d'une variation de hauteur, une modification du timbre du son. C'est ce que nous allons envisager dans les deux paragraphes suivants.

b Retour sur les modèles hybrides entre poutre et corde, évolution de la structure modale : d'une distribution inharmonique à une distribution harmonique.

Nous envisageons maintenant des structures dont certaines élasticités sont non-linéaires et pourront évoluer au cours de la simulation alors que d'autres restent constantes, ce qui va impliquer une évolution du timbre du son obtenu. Ce paragraphe est dans la droite lignée du 2-a du chapitre 4⁴⁹ où nous avons étudié le moyen de réaliser des modèles hybrides entre structures linéiques tendues – cordes – et élastiques – poutres. Nous allons considérer ici des modèles permettant de passer continûment, via ces structures hybrides, de la configuration « poutre » à la configuration « corde » au cours de la simulation. Nous analysons l'évolution de la structure modale et relient ses caractéristiques aux particularités des sons obtenus lorsque la structure est le siège d'oscillations auto-entretenues. Nous décrivons en détails cette étude car elle illustre bien comme l'évolution de la structure modale peut produire une richesse de comportements que l'on peut mettre à profit dans un contexte musical.

i Evolution des modes d'une structure linéique tendue/élastique :

Considérons tout d'abord un modèle CORDIS-ANIMA de structure tendue/élastique – du type de celle représentée à la figure 42 - dont les ressorts négatifs ont une élasticité dont on peut faire évoluer la valeur – entre 0 et le quart des élasticités positives – à l'aide d'un dispositif analogue à ceux vus précédemment. Une telle structure est représentée à la figure 66 ainsi que l'évolution des fréquences de ses modes de vibration.

⁴⁹ Et de même que pour le 2-a du chapitre 4, ce paragraphe est fortement inspiré de [Poyer&Cadoz 2009].

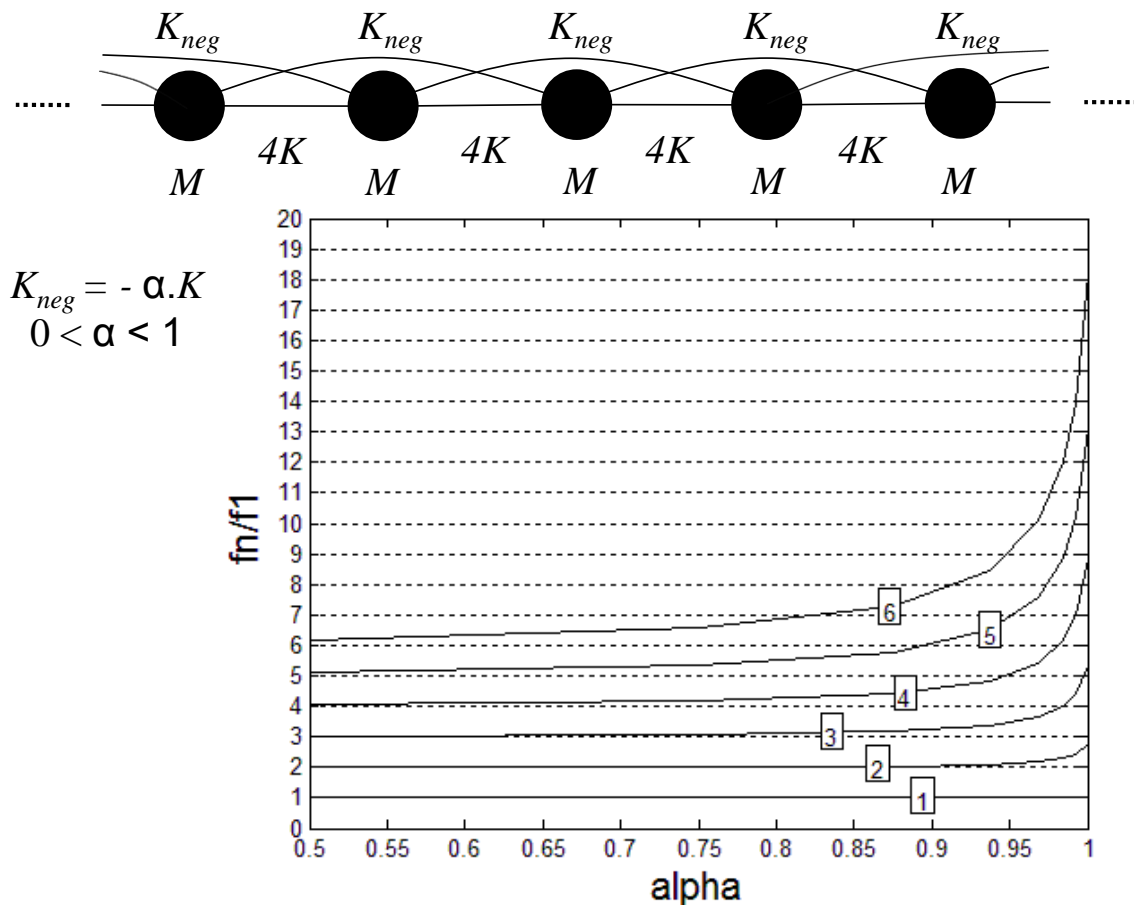


Figure 66 : Modèle de structure tendue/élastique. Evolution des fréquences des modes de vibration de la structure en fonction du paramètre α . Pour $\alpha=1$ la structure se comporte comme une barre encastree à ses deux extrémités.

Nous pouvons voir que lorsque le paramètre α décroît, on tend assez rapidement vers une structure harmonique. Pratiquement, on peut considérer que pour α inférieur à 0,5 les premiers modes sont en distribution harmonique. Il est à remarquer que pour une évolution progressive du paramètre α de la valeur 1 à 0, la structure peut être vue comme un objet qui perd progressivement ses propriétés élastiques au profit d'efforts de tension, un peu comme si l'on avait une barre encastree qui sous l'effet d'une traction subissait une diminution forte de sa section tendant ainsi vers une corde. Dans un premier temps, nous avons simulé cette structure progressivement tendue et régulièrement pincée par un plectre afin de vérifier sur le spectre du son l'évolution de la structure modale théorique, ainsi que la sensation auditive obtenue. La figure 67 présente le spectrogramme du son calculé.

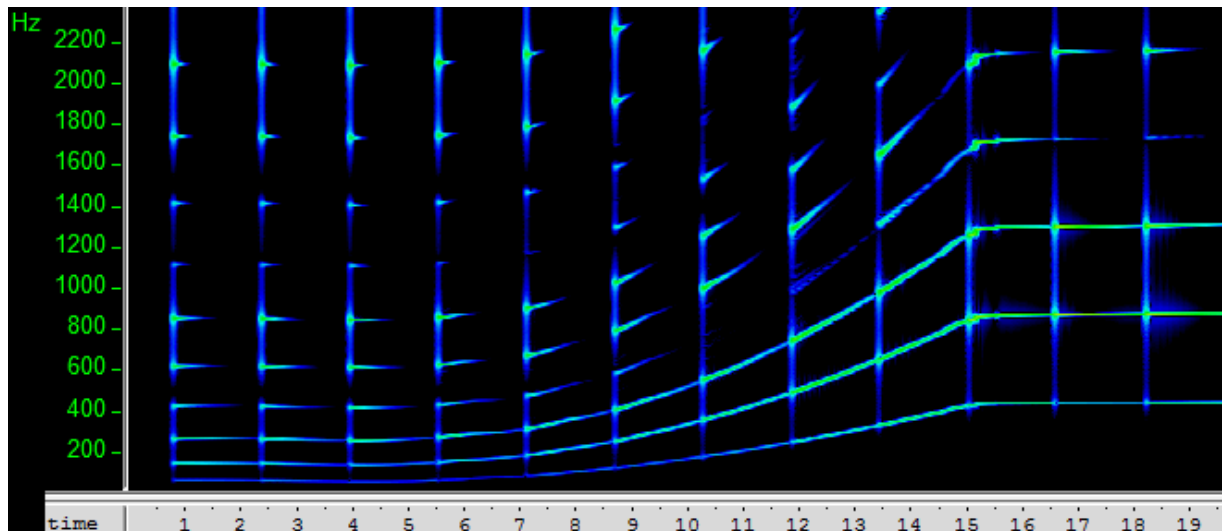


Figure 67 : Spectrogramme du son calculé d'un modèle de structure tendue/élastique, pincée à intervalles réguliers, et passant progressivement de l'état « barre » à l'état « corde ».

Les barres verticales du spectrogramme correspondent à l'impulsion donnée à chaque passage du plectre. On observe que le spectre des premiers sons est clairement inharmonique, puis progressivement le fondamental croît en fréquence car en moyenne, la valeur des élasticités des ressorts du modèle croît – puisque les élasticités négatives décroissent en valeur absolue. On remarque enfin que les derniers sons ont un spectre harmonique. A l'oreille, on entend des sons de type corde pincée. Il est à noter que l'évolution du modèle au cours de cet exemple représente un processus physique qu'il serait difficile de réaliser dans la réalité puisque cela correspondrait à une barre qui voit son rayon diminuer jusqu'à former une corde. Néanmoins, à l'écoute, l'évolution du son reste caractéristique du processus opéré : on a l'impression d'une structure relativement massive au début pour terminer sur une structure extrêmement « frêle ».

Un autre modèle, subissant des variations continues de paramètres, cette fois-ci analogues à un processus physiquement réalisable, est celui de la corde élastique tendue progressivement. Le modèle est celui de la structure hybride de la figure 42 et dont le paramètre K_1 va évoluer dans une gamme allant de 0 à une valeur très supérieure à K_2 . La figure 68 présente le modèle et le spectrogramme obtenu, toujours dans le cas où la structure est pincée.

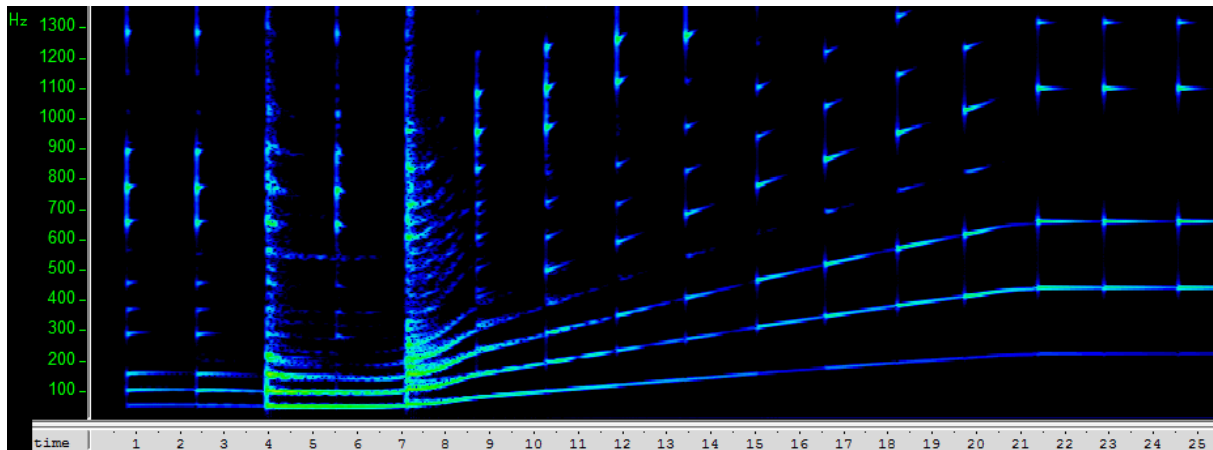
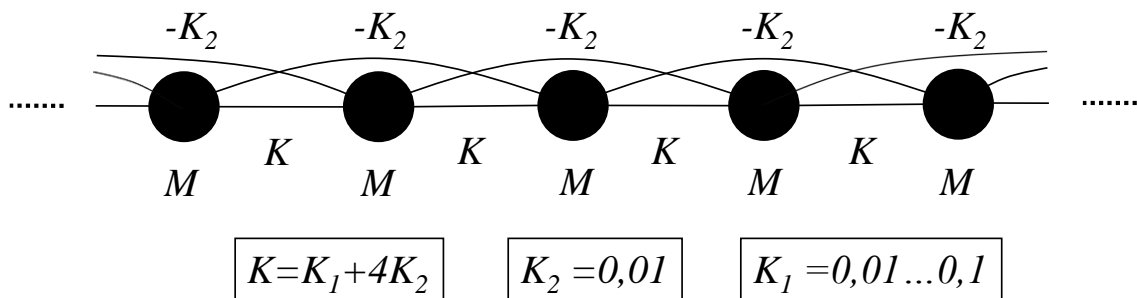


Figure 68 : Spectrogramme du son calculé d'un modèle de corde élastique, pincée à intervalles réguliers, et tendue progressivement.

De même que précédemment, on passe de sons inharmoniques à des sons harmoniques. Néanmoins cette fois-ci, le paramètre qui varie est celui correspondant à la tension de la corde. A l'écoute, on a l'impression d'une corde pincée qui est progressivement tendue jusqu'à obtenir environ un La3. Les élasticités négatives jouent un rôle relativement important particulièrement dans les sons graves permettant de simuler de manière plausible des structures qui sont peu tendues. En effet, on notera sur la figure 67 que pour le troisième et le cinquième pincement, le son comporte une composante bruitée due à l'amplitude d'excitation qui dépasse le seuil de stochasticité du réseau non-linéaire – voir la section 4 du chapitre 4 sur les réseaux non-linéaires – donnant une couleur au son qui peut rappeler celle d'un instrument à cordes graves, peu tendues, comme une contrebasse ou une guitare basse, lorsqu'il est pincé avec une amplitude importante.

Finalement, l'écoute des sons obtenus à l'aide de ces modèles permet de reconnaître d'une part les caractéristiques, et d'autre part l'évolution des caractéristiques des structures utilisées. Nous allons donc maintenant analyser comment la structure modale influe sur l'établissement de régimes auto-oscillants pour les modèles vus précédemment.

ii Applications pour des régimes auto-oscillants :

Nous nous intéressons dans ce paragraphe à l'étude des structures précédentes en régime d'oscillations auto-entretenues. Le passage progressif d'une structure modale inharmonique à une structure harmonique va inévitablement avoir de fortes conséquences au niveau des caractéristiques du son calculé comme on l'a rappelé au 1-b du chapitre 5. Ainsi, selon les caractéristiques modales de la structure vibrante, il va être plus ou moins facile d'obtenir un son stable et riche lorsqu'elle est le siège d'oscillations auto-entretenues. En effet, comme on la déjà évoqué, une des caractéristiques du régime auto-oscillant est que les composantes spectrales du son produit sont en distribution harmonique. Ceci vient de la condition appliquée au niveau de l'archet, c'est-à-dire une vitesse constante ou tout du moins des variations de vitesse très faibles par rapport à celles de la structure vibrante. De ce fait les modes propres de la structure doivent « s'organiser » afin de répondre à cette condition au niveau du point de contact avec l'archet, c'est-à-dire que même pour une structure modale inharmonique, certains modes modifieront plus ou moins leur fréquence d'oscillation afin d'obtenir un mouvement de vibration comportant uniquement des composantes harmoniques. Bien évidemment, plus la structure sera inharmonique et plus il sera difficile de trouver une série de modes à peu près compatibles et les sons obtenus peuvent alors ne posséder qu'une ou deux composantes fréquentielles, ou le régime peut être plus ou moins chaotique, le système n'arrivant pas à se stabiliser sur un régime particulier d'oscillations. C'est ce qu'ont d'ailleurs montré certaines études expérimentales et simulations numériques sur les barres frottées : par exemple celles de Essl et Cook [Essl&Cook 2000] ou celles de Inacio, Henrique et Antunes [Inacio&coll 2002]. L'objectif est donc ici d'observer les différents régimes d'oscillations produits sur nos structures lorsqu'on les « frotte » et que l'on fait varier leurs caractéristiques modales, afin d'envisager leur intérêt musical. On pourra alors proposer des modèles permettant de travailler selon un rapport musical de tension/détente le long d'un axe timbral allant de sons fortement chaotiques à des sons beaucoup plus stables.

A la figure 69, nous pouvons voir le spectrogramme du son obtenu lors de la simulation d'un modèle de structure tendue/élastique (voir la figure 66) frottée dont on fait varier le paramètre α . Au début du son, ses caractéristiques modales correspondent à celles d'une barre encastrée à ses deux extrémités et progressivement elles tendent vers celles d'une corde attachée aux deux bouts.

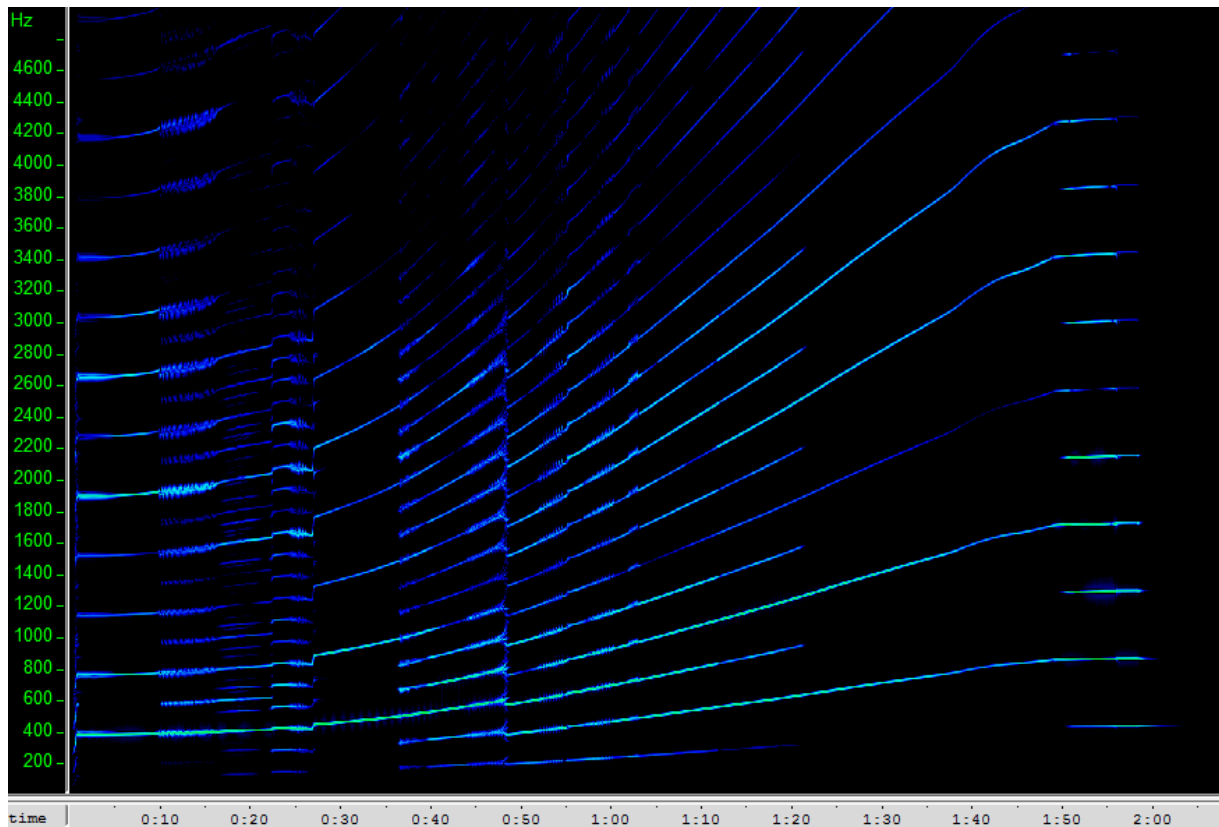


Figure 69 : Spectrogramme du son calculé d'un modèle de structure tendue/élastique frottée régulièrement et dont on fait varier le paramètre α .

Plus précisément, les fréquences des modes de cette structure sont données dans le tableau 6 pour trois valeurs différentes de α .

mode	Fréquences (Hz)		
	$\alpha = 1$	$\alpha = 15/16$	$\alpha = 0$
1	45	122	435
2	125	255	870
3	245	409	1304
4	403	588	1736
5	599	796	2165
6	830	1033	2591

Tableau 6 : Fréquences des six premiers modes du modèle de structure tendue/élastique pour trois valeurs de α .

Si l'on suit l'évolution du son au cours du temps sur le spectrogramme de la figure 69, nous pouvons voir qu'au début du son, c'est-à-dire pour $\alpha = 1$, le système se stabilise sur un régime harmonique d'oscillations ayant un fondamental à environ 400Hz, ce qui correspond à l'excitation des modes 4 et 6 de la structure. Ceci est dû en grande partie au fait que la structure est fortement inharmonique et qu'il est plus difficile de construire une série à peu près harmonique avec les modes inférieurs. Puis, dans la zone temporelle située entre 10 et 30 secondes, le signal est très bruité et l'on peut remarquer que le système oscille entre un régime où la composante autour de 400Hz correspond à une harmonique deux et un autre où elle serait l'harmonique trois. En effet, dans cette zone, la structure a un mode 2 entre 150 et 200 Hz et un mode 3 vers 300Hz. On peut donc envisager soit la série [150, 300, 450,...] soit [200, 400,...] d'où l'instabilité. Lorsque $\alpha = 15/16$, c'est-à-dire dans cet exemple vers 30 secondes, on peut déjà envisager d'obtenir une distribution harmonique à partir des modes 1, 2 et 3 de la structure. C'est ce que l'on observe à partir de la seconde 35, où une oscillation de Helmholtz se met en place mais est perturbée par l'évolution des modes de la structure. A l'écoute, on entend une sorte de vibrato puis réarrangement des fréquences des modes pour donner lieu à un nouveau régime de Helmholtz – entre les secondes 45 et 50. Il est de plus à noter que de manière générale, le mode sur lequel va se fixer l'oscillation est peu prévisible. Ainsi, entre la seconde 30 et la fin du son, on obtiendra différents régimes d'oscillations ayant pour fondamental le mode trois, deux ou un. Ce fait dépend bien évidemment des caractéristiques d'excitation de la structure – fonction non-linéaire employée, point d'excitation sur la structure, vitesse de l'excitateur – mais ne dépend pas par contre de la vitesse du processus par lequel α évolue.

Le modèle de la corde élastique progressivement tendue, présenté à la figure 68 peut aussi être utilisé en régime auto-oscillant. Le spectrogramme du son obtenu est reproduit à la figure 70.

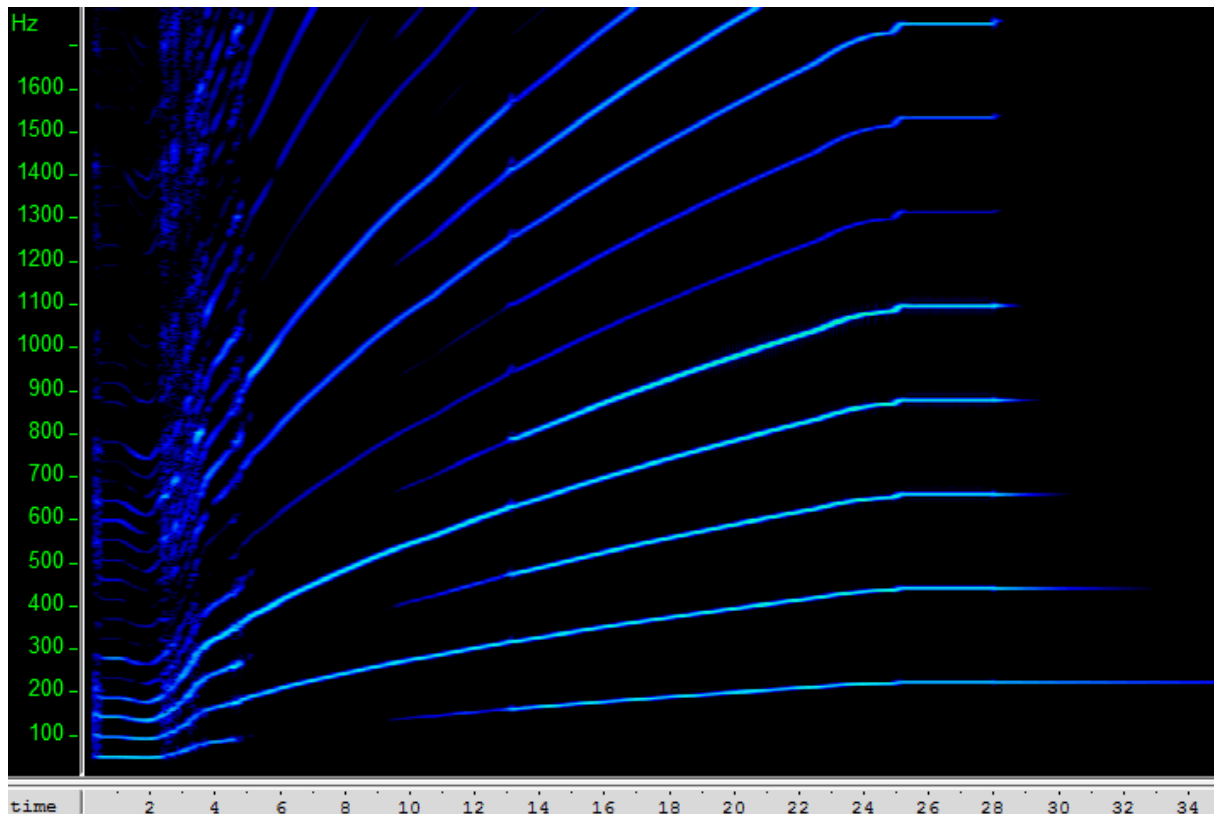


Figure 70 : Spectrogramme du son calculé d'un modèle de corde élastique, frottée régulièrement, et tendue progressivement.

Nous pouvons voir que, comme l'on s'y attend, le fait d'imprimer une tension de plus en plus forte sur la corde implique une élévation de la note. De plus, à l'écoute, on entend le mouvement de Helmholtz démarrer à partir de la seconde 12, d'abord assez rugueux, puis de plus en plus clair. On obtient ainsi une palette de sons de corde frottée, plus ou moins rugueux selon le degré d'harmonicité des modes de la structure. Il est à remarquer que la plausibilité du son n'est pas forcément la meilleure lorsque l'on est à la valeur de tension maximale – donc lorsque la structure est la plus harmonique. Nous avons donc par ce moyen construit un modèle permettant de travailler sur la rugosité du son de corde frottée, qui, rappelons-le, est reliée à des paramètres spectro-temporels du signal sonore et constitue un paramètre perceptif pertinent pour l'appréciation du timbre. Il sera donc par exemple possible de contrôler l'évolution de ce modèle via un modèle masse-interaction de geste afin de faire varier au cours de la simulation la matière du son de corde frottée obtenu.

L'étude réalisée sur ces deux modèles dans le cas d'oscillations auto-entretenues a révélé une variété importante de régimes d'oscillations dont les caractéristiques peuvent être mises à profit dans un contexte musical. Bien sûr, surtout lorsque l'inharmonicité est importante, certains régimes

instables peuvent ne pas être plaisants à l'oreille et la quasi-imprévisibilité de ceux-ci peut paraître rédhitoire. C'est d'ailleurs pour cela que dans la quasi-totalité des instruments de musique réels à oscillations auto-entretenues, le résonateur à des modes de vibration harmoniques, pour des raisons de facilité de jeu et de stabilité du timbre. Néanmoins, dans un contexte de synthèse numérique en différé, si l'on perd l'expressivité et l'intention de l'instrumentiste, on a en revanche la précision de la machine qui permet d'exploiter, à des échelles plus petites, des modèles qui peuvent paraître instables sur une échelle plus grande de paramètres.

Enfin, il est à remarquer que les modèles présentés ici correspondent à une version épurée d'un instrument de musique et peuvent par conséquent paraître « arides », notamment du fait de la forte chaoticté de certains comportements des modèles. Il est alors possible, toujours en s'inspirant des instruments réels, de rajouter des éléments jouant sur les qualités musicales des sons obtenus, et apportant parfois une cohérence aux évolutions sonores provoquées, comme par exemple une structure jouant le même rôle que la caisse de résonance d'un violon. Le spectrogramme présenté à la figure 71 est par exemple celui d'un son produit par un modèle de structure frottée du type de celles analysées dans ce paragraphe et qui présente des changements de comportement marqués au cours de l'évolution de ses caractéristiques modales. Elle est en outre couplée avec un modèle de plaque résonante à forte densité modale tel que ceux envisagés au 2-b du chapitre 4.

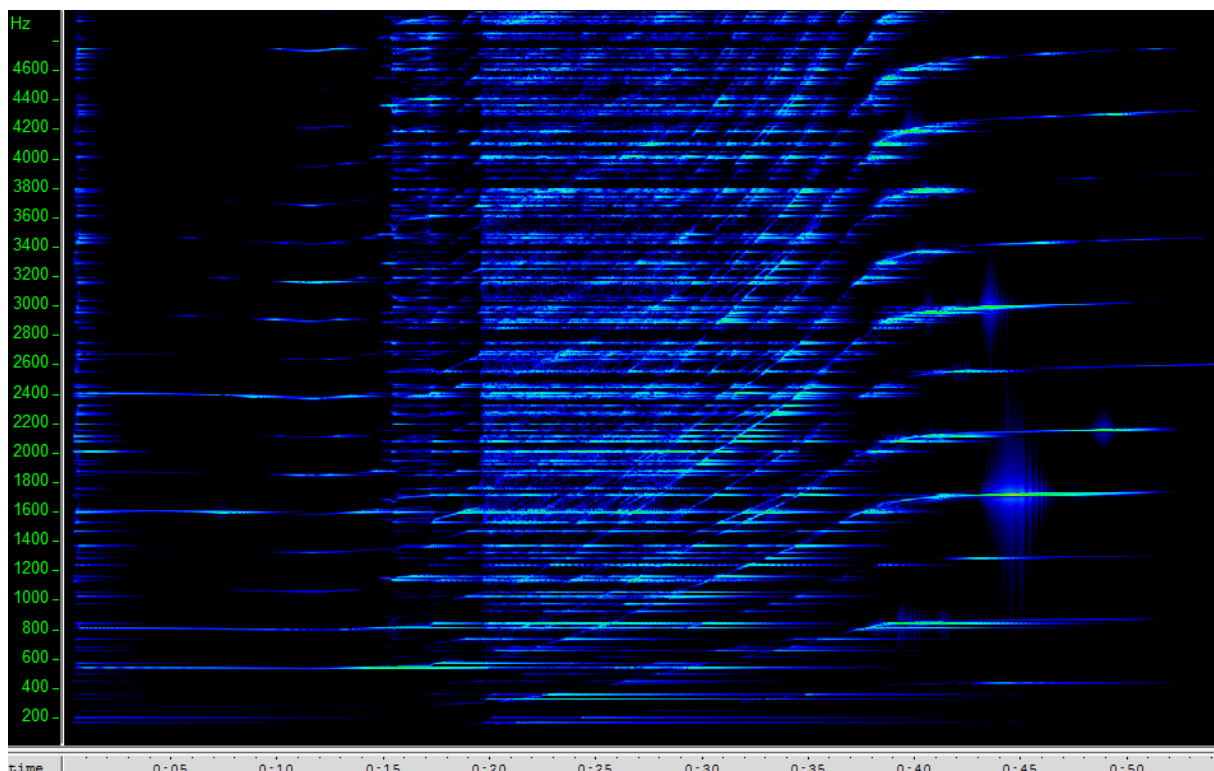


Figure 71 : Spectrogramme du son calculé d'un modèle de structure tendue/élastique frottée, couplée à une plaque résonante.

Dans cet exemple, l'évolution de l'harmonicité de la structure implique des changements de régimes auto-oscillants, comme ceux que l'on a vus plus haut, ce qui amène une certaine dynamique au son. La plaque résonnante, quant à elle, a un rôle d'« homogénéisation » du timbre. On peut remarquer sur le spectrogramme l'évolution des modes de la structure – lignes obliques – ainsi que ceux de la plaque résonnante – lignes horizontales. L'évolution du comportement de la structure révèle ainsi les caractéristiques modales de la plaque, ce qui est à l'origine de la stabilité du timbre du son. Il est à noter enfin que l'effet produit à l'écoute de cette séquence sonore n'est pas sans rappeler le célèbre son paradoxal synthétisé par Jean-Claude Risset, qui semble monter sans cesse dans les aigus et rester pourtant toujours dans le même registre [Risset 1995]. Nous avons en effet ici un cas analogue puisque l'on a une structure produisant une dynamique spectrale ascendante, révélant les propriétés modales stables d'une autre structure. L'enveloppe spectrale du son, provenant de la plaque, reste donc toujours la même.

iii Conclusion

Nous avons consacré une place non négligeable aux modèles analysés dans cette partie car ils sont un bon exemple des résultats sonores qu'il est possible d'obtenir lorsque l'on fait varier l'harmonicité d'une structure vibrante frottée. La richesse des comportements obtenus peut être mise à profit dans un contexte musical, notamment dans la préoccupation de faire discourir le timbre. Par exemple, faire varier la tension des modèles développés ci-dessus permet comme nous l'avons démontré de faire évoluer le son sur un axe perceptif relatif à la rugosité.

Enfin, jusqu'à présent nous avons employé des dispositifs de modification qui nécessitaient que la structure soit fixée à ses extrémités. Nous allons maintenant envisager des méthodes permettant de modifier des propriétés modales de structures vibrantes dont une extrémité – ou plus – est libre.

c Variations paramétriques des modèles linéiques dont une extrémité n'est pas fixée :

Afin d'élargir le champ des structures CORDIS-ANIMA que l'on peut faire évoluer, nous abordons maintenant le problème qui consiste à réaliser la modification des paramètres d'une structure linéique libre à l'une de ses extrémités. Pour ce faire, nous reprenons les modèles de poutre vus au paragraphe précédent en considérant d'autres conditions aux limites : la poutre est maintenant encastrée à l'une de ses extrémités et libre à l'autre. En outre nous considérons que les élasticités négatives du modèle sont non-linéaires et de la même forme que celles du modèle décrit à la figure 66 et dont on a tiré le spectrogramme de la figure 67. Ainsi, si l'on arrive à tendre cette structure, les élasticités négatives vont progressivement diminuer en valeur absolue et l'on va

aboutir à un modèle de corde « tendue » attachée à seulement une de ses extrémités, ou, d'après les analogies dressées au 3-a du chapitre 3, un modèle de tuyau cylindrique fermé en un bout, comme celui d'une clarinette.

i Le dispositif du « doigt de fée » :

Il reste néanmoins à trouver le moyen de déplacer le point de fonctionnement le long des caractéristiques non-linéaires sans influencer sur les conditions aux limites du modèle. Pour ce faire nous avons développé une méthode que nous avons baptisée modèle du « doigt de fée »⁵⁰, en référence au modèle de « doigt » dont nous avons déjà parlé, mais différent de celui-ci par le fait qu'il ne va pas perturber les oscillations du réseau comme le ferait ce dernier.

Le dispositif du « doigt de fée » part du principe que l'extrémité libre, qui doit le rester au cours de la modification, ne peut en aucun cas subir de force élastique supplémentaire car cela modifierait profondément la structure modale du système. Cependant, l'extrémité libre se comportera exactement de la même manière si on lui applique une force constante. La position médiane d'oscillation évoluera mais les propriétés vibratoires du modèle ne seront pas changées. Cependant, le but du dispositif est aussi de pouvoir tendre plus ou moins la structure, donc une force rigoureusement constante ne sera pas appropriée dans ce but. Néanmoins, si l'on considère une interaction ne variant que très faiblement selon le paramètre de position, et notamment à l'échelle caractéristique des oscillations de notre structure, il est possible de considérer qu'à tout moment la structure ne subit que l'action d'une force constante. Ainsi en utilisant une interaction élastique dont le coefficient d'élasticité est de plusieurs ordres de grandeur plus petit que ceux de la structure vibrante, on n'influera pas sur le comportement vibratoire du modèle.

ii Analyse du modèle :

La figure ci-dessous présente le modèle de poutre encastrée-libre progressivement tendue, faisant intervenir le dispositif du « doigt de fée » dans sa configuration la plus simple possible. Il s'agit d'une masse d'inertie très importante par rapport à celles de la structure vibrante et reliée à l'extrémité libre via une liaison BUT – butée élastique – dont le paramètre d'élasticité est de l'ordre de 10^{-9} fois ceux de la structure. Etant donné de plus le nombre de masses constituant le réseau, il faut, pour obtenir un déplacement ΔX du point de fonctionnement du système le long des

⁵⁰ Lorsque l'on développe des modèles avec GENESIS, il est fréquent d'avoir à baptiser des dispositifs ayant une fonction bien définie, par souci d'économie dans le discours. Ainsi tout dispositif qui nécessite de faire une longue périphrase expliquant son action lorsque l'on veut y faire référence aura un nom qui est souvent une métaphore de son action au cours de la simulation.

caractéristiques des élasticités non-linéaires, un déplacement du « doigt de fée » d'une valeur égale à $3.10^7 \Delta X$. Il est donc possible, via ce dispositif de régler précisément l'amplitude de la modification.

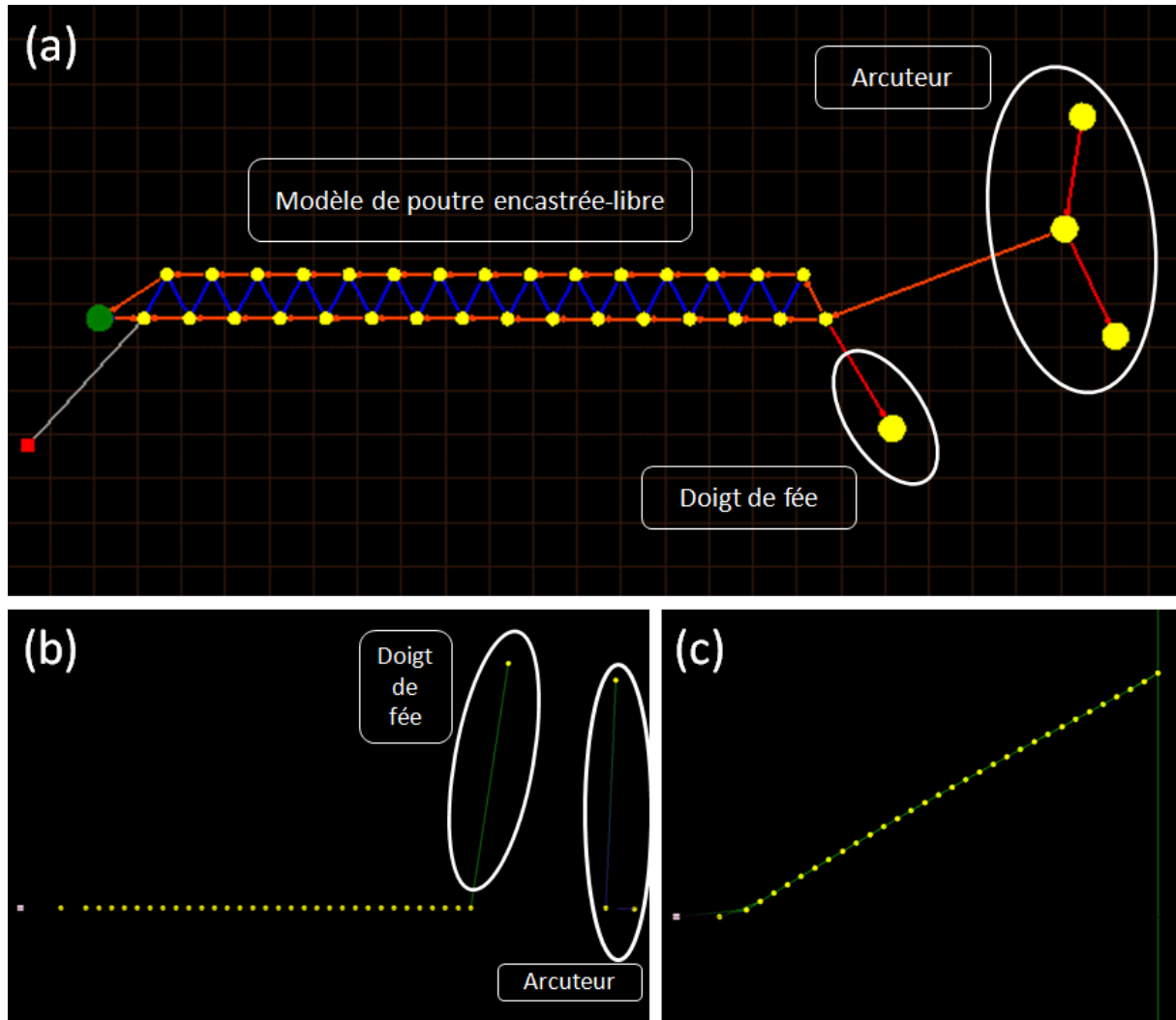


Figure 72 : (a) Modèle de poutre encastrée, progressivement étirée via un dispositif de « doigt de fée », et tendant ainsi vers un modèle de tuyau sonore cylindrique du type clarinette. Le modèle est frotté via un « Arcuteur » – modèle d’archet dont on contrôle la vitesse et les dates de départ et d’arrêt [Poyer 2006]. (b) Visualisation de la simulation du modèle à un instant t. Le dispositif de « doigt de fée » part loin au-dessus de la structure vibrante. A cette échelle, cette dernière paraît rester sur son axe d’équilibre. (c) Simulation du modèle au même instant t mais à une échelle de visualisation beaucoup plus fine. La structure est en réalité tendue du fait de la force d’interaction quasi-constante établie avec le « doigt de fée ».

Le spectrogramme du son obtenu lorsque le « doigt de fée » se déplace à vitesse constante et que la structure est frottée via un modèle d’« arcuteur » – dont nous avons déjà parlé au 2-c du chapitre 3 – est présenté à la figure 73.

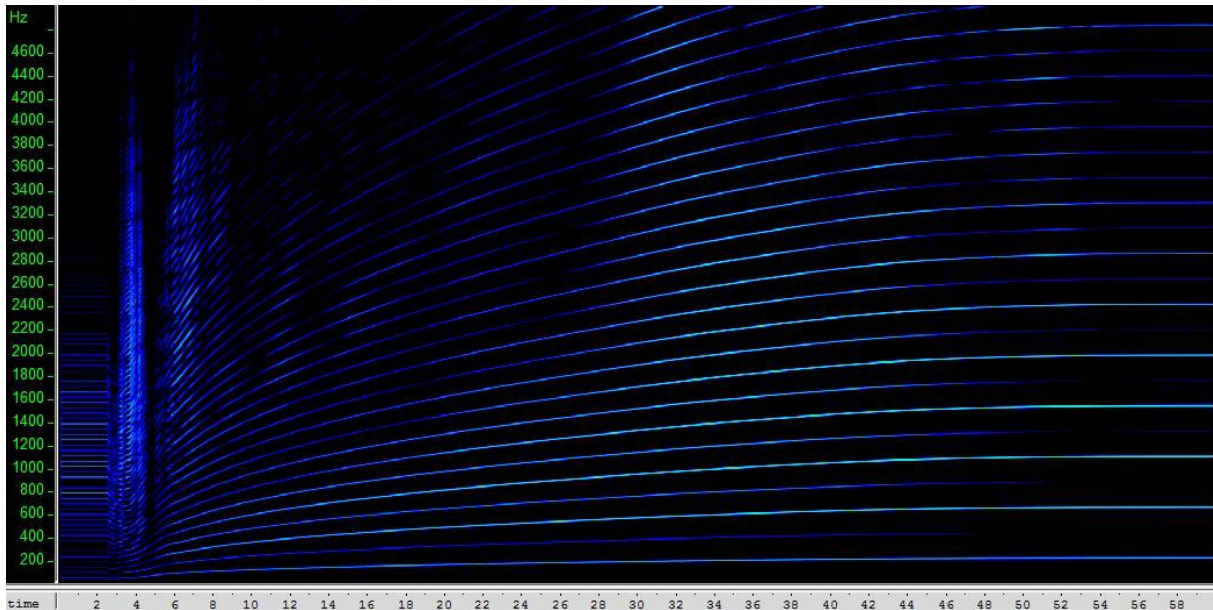


Figure 73 : Spectrogramme du son obtenu via la simulation du modèle présenté à la figure 72.

Nous voyons sur le spectrogramme de la figure 73 que l'on passe d'un son grave contenant des rugosités à un son harmonique et lisse perdant progressivement ses harmoniques pairs. On reconnaîtra en effet dans la partie finale du son le spectre caractéristique d'un tuyau cylindrique fermé en un bout dont les harmoniques impairs sont prépondérants. Nous avons donc pu via ce modèle voir un procédé de modification jouant en même temps sur le grain et sur la régularité spectrale du son, deux caractéristiques importantes pour le timbre – voir le 3-b du chapitre 1.

d Méthode générale pour la modification de la structure modale d'un réseau linéique, exemple de la modification de l'évasement d'un tuyau acoustique :

Jusqu'à présent nous avons envisagé la modification des propriétés modales d'une structure vibrante à l'aide d'élasticités non-linéaires mais n'avons pas expliqué comment nous avons construit la caractéristique de ces élasticités. Concernant les modèles précédents, l'objectif était de passer continûment d'une structure à une autre en faisant varier progressivement certaines élasticités du réseau, toutes identiques, depuis une valeur initiale K_0 à une valeur finale K_{lim} . La manière que nous avons trouvée d'avoir une variation régulière de l'élasticité a été d'utiliser la caractéristique non-linéaire suivante :

$$F(\Delta X) = K_0 \Delta X + \left(\frac{K_{lim} - K_0}{2\Delta X_{lim}} \right) (\Delta X)^2$$

La dérivée première donne $\frac{dF}{d\Delta X} = K_0 + \left(\frac{K_{\text{lim}} - K_0}{\Delta X_{\text{lim}}} \right) \Delta X$ ce qui redonne bien $K(\Delta X = 0) = K_0$ et

$K(\Delta X = \Delta X_{\text{lim}}) = K_{\text{lim}}$. La dérivée seconde donne $\frac{d^2 F}{d\Delta X^2} = \frac{K_{\text{lim}} - K_0}{\Delta X_{\text{lim}}} = \text{cste}$ ce qui assure une

évolution régulière de l'élasticité du modèle en fonction de son étirement ΔX . Cependant ce raisonnement ne vaut que pour des réseaux homogènes, comprenant des élasticités non-linéaires toutes identiques. En effet, lorsque l'on tire sur l'extrémité d'une structure comme celles vues au-dessus, on applique avant tout une force, qui va plus ou moins la déformer. Pour une amplitude de déformation donnée et dans une configuration où les masses sont à l'équilibre, la force appliquée à l'extrémité est la même que celles présentes au niveau de chaque masse. Et de plus, si l'on a un réseau homogène, cela se traduit par un étirement identique ΔX de chaque interaction. Ainsi, régler l'élasticité d'une interaction non-linéaire en fonction de son étirement comme nous l'avons fait jusqu'à présent est tout à fait légitime pour des réseaux homogènes. Néanmoins, dès que nous considérons des réseaux non homogènes, il faut revenir à un lien entre élasticité et force et non plus entre élasticité et étirement, tout simplement car l'étirement de chaque liaison ne sera plus le même lorsque l'on applique une force donnée à l'extrémité du réseau. Donc pour contrôler l'élasticité de chacune des interactions non-linéaires en tendant plus ou moins la structure, il faut avoir construit ces interactions avec la valeur de l'élasticité indexée sur la valeur de la force, qui est la seule grandeur qui va se conserver le long du réseau à l'équilibre.

Pour illustrer ce point, nous abordons un modèle que nous avons développé qui fait intervenir des liaisons non-linéaires non identiques. Celui-ci permet de simuler la modification au cours du temps de l'évasement de la perce d'un instrument à anche, considérée comme ayant une géométrie type cor de Bessel. Pour ce faire, nous reprenons les modèles développés au 2-d du chapitre 4 relatifs aux tuyaux acoustiques. Nous avons envisagé alors deux types de discrétisations, une en distances égales et l'autre en volumes égaux. Or selon les analogies mécano-acoustiques, une masse de notre réseau est analogue au volume de l'élément de discrétisation du tuyau acoustique. En outre il n'est possible que de modifier l'élasticité équivalente des liaisons du modèle au cours de la simulation. Donc, si l'on veut passer, d'un modèle de cor de Bessel à un autre, les volumes de discrétisation resteront obligatoirement les mêmes du fait de l'impossibilité de modifier les masses des réseaux CORDIS-ANIMA. Il faut donc obligatoirement travailler avec une discrétisation à volume constant.

La figure ci-dessous rappelle l'allure du cor de Bessel pour différents paramètres d'évasement α , ainsi que les relations que nous avons trouvées plus haut entre les paramètres d'élasticité d'un modèle de cor de Bessel donné. Enfin, une deuxième relation peut être établie entre les paramètres d'élasticités de deux cors de Bessel d'évasements différents, en considérant de plus qu'ils ont la même longueur.

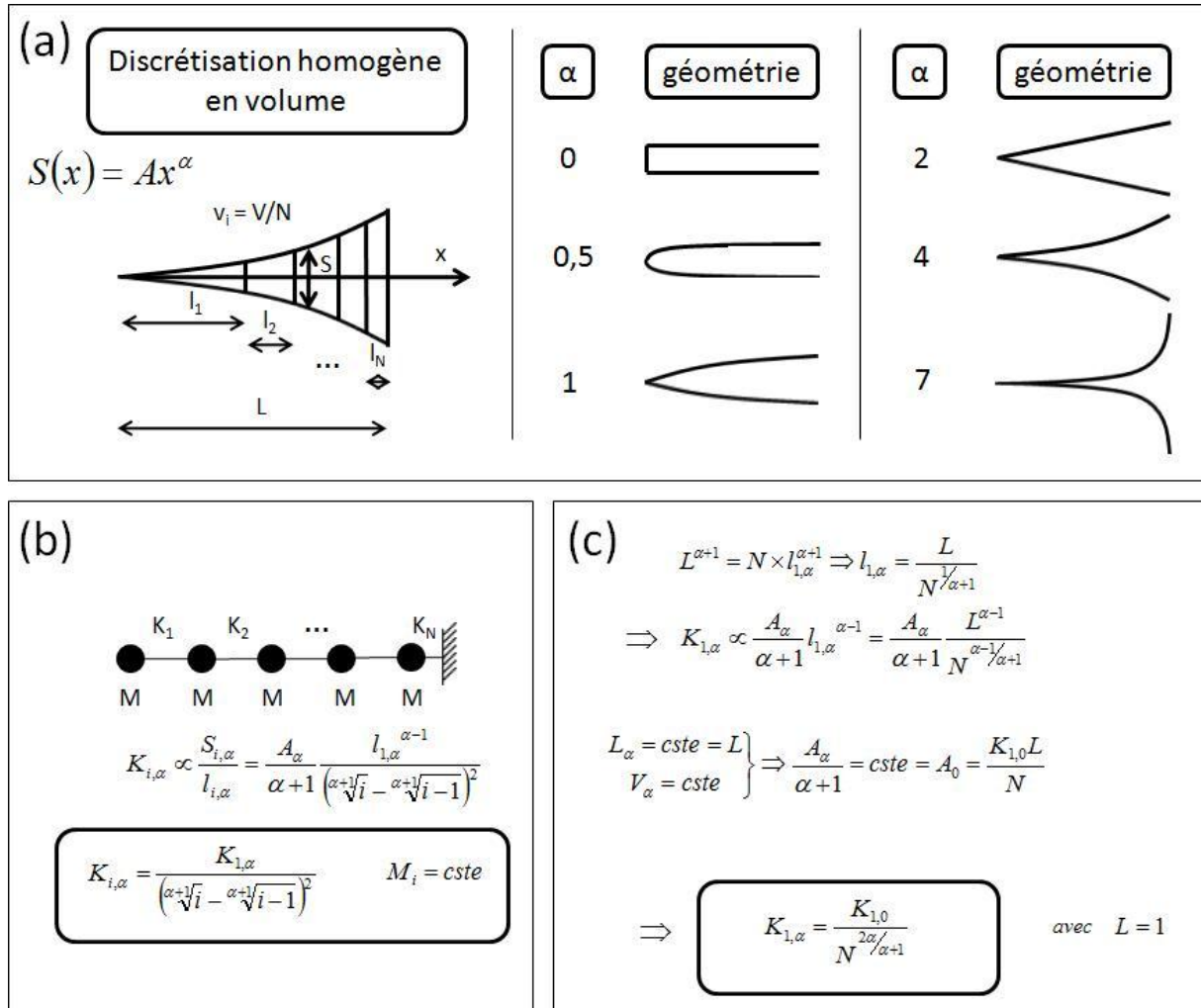


Figure 74 : (a) Notations relatives au cor de Bessel et évolution de sa géométrie en fonction du paramètre d'évasement α . (b) Modèle CORDIS-ANIMA du cor de Bessel et calcul des valeurs des élasticités en fonction de la première pour une discrétisation à volume constant. (c) Calcul de l'élasticité de la première liaison du modèle pour un évasement α quelconque en fonction de celle obtenue pour la géométrie cylindrique. On considère que la longueur du tuyau ne change pas d'une géométrie à une autre.

En utilisant les deux relations encadrées de la figure 74, il est possible d'obtenir chacune des valeurs d'élasticités de réseaux CORDIS-ANIMA modélisant des tuyaux acoustiques ne différant que par leur paramètre d'évasement – même volume, même longueur. Le tableau ci-dessous, donne la

valeur des fréquences des modes de sept modèles CORDIS-ANIMA de cor de Bessel comportant chacun dix masses.

mode	Fréquences (Hz)						
	$\alpha = 0$	$\alpha = 0,25$	$\alpha = 0,5$	$\alpha = 1$	$\alpha = 2$	$\alpha = 4$	$\alpha = 7$
1	105	118	130	145	140	117	98
2	312	312	299	260	271	380	560
3	513	491	464	468	560	785	1141
4	702	666	658	707	870	1241	1822
5	876	840	856	948	1195	1742	2597
6	1030	1008	1050	1192	1542	2302	3486
7	1161	1162	1238	1444	1921	2936	4518
8	1267	1307	1426	1713	2344	3668	5745
9	1344	1446	1623	2012	2833	4542	7276
10	1390	1592	1844	2366	3441	5683	9411

Tableau 7 : Fréquences des modes de modèles CORDIS-ANIMA de cors de Bessel d'évasements α différents.

Nous cherchons maintenant à construire un réseau CORDIS-ANIMA non-linéaire qui, lorsqu'il est étiré via le dispositif du « doigt de fée », passe progressivement par les sept configurations du tableau 7. Il s'agit donc de construire chacune des liaisons non-linéaires du réseau de manière à ce que, pour un étirement donné, leurs élasticités équivalentes viennent toutes coïncider avec les élasticités calculées pour chaque évasement α . De plus, comme nous l'avons vu précédemment, il faut construire les caractéristiques des liaisons non-linéaires de manière à ce que les élasticités visées correspondent toutes à une même valeur de force d'interaction F_α . Donc dans le but de construire les caractéristiques d'interaction $F=f(\Delta X)$, nous considérons tout d'abord, pour chaque liaison LNL-K la fonction associant la dérivée $d\Delta X/dF = 1/K$ à la force F , définie via les données d'entrée du problème : K et F . Afin d'obtenir les valeurs de ΔX correspondantes et pouvoir tracer la fonction $F=f(\Delta X)$, il reste

à réaliser un ajustement polynomial sur les données de $1/K$ en fonction de F , puis d'intégrer le polynôme trouvé. On obtient alors une relation liant ΔX en fonction de F . Il ne reste plus qu'à inverser cette relation pour trouver la caractéristique non-linéaire du modèle. En annexe C est présenté le programme écrit sous Matlab permettant de calculer les valeurs des ΔX à entrer dans la caractéristique non-linéaire en fonction de celles de F . La figure ci-dessous montre les caractéristiques non-linéaires obtenues ainsi que le modèle en cours de simulation.

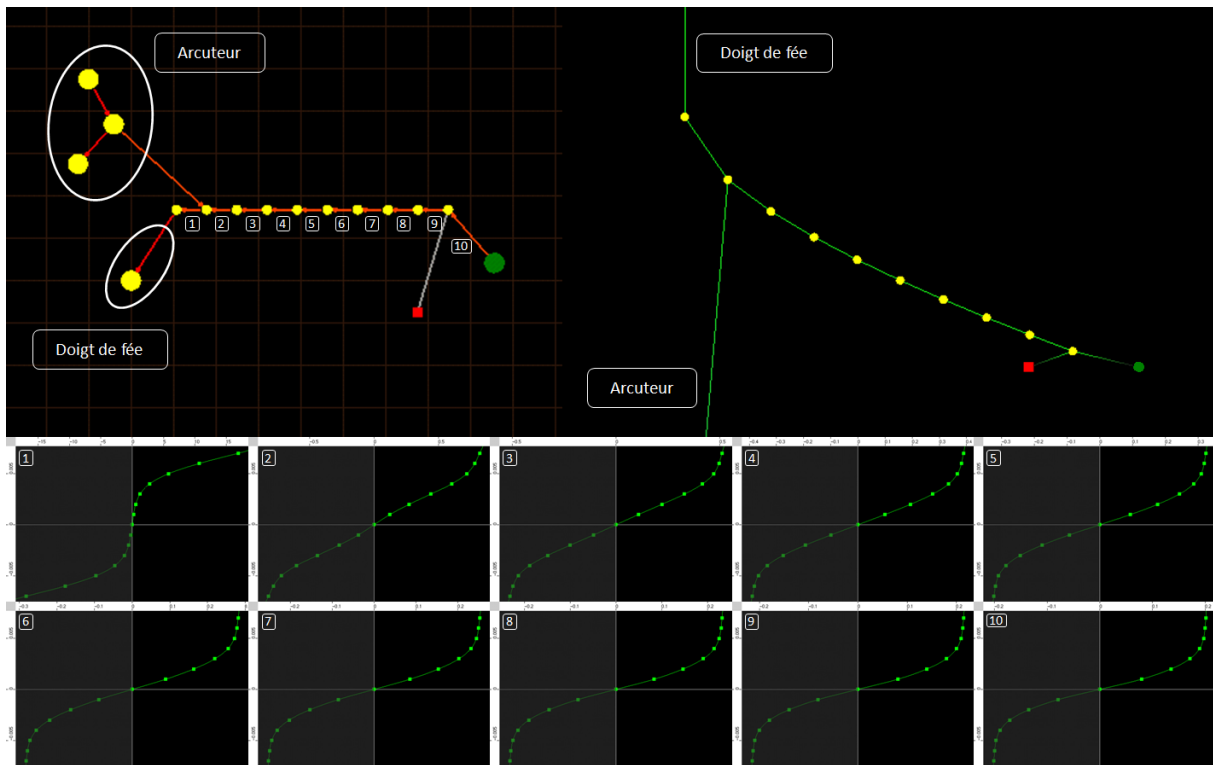


Figure 75 : Modèle de cor de Bessel dont on peut contrôler l'évasement. En haut à gauche présentation du modèle tel qu'il apparaît sur l'établi de GENESIS. En haut à droite, visualisation de la simulation. En bas, caractéristiques $F=f(\Delta X)$ des liaisons LNL-K numérotées sur le modèle. L'échelle verticale – force – est la même pour toutes les caractéristiques alors que l'échelle horizontale est de plus en plus fine lorsque le numéro de l'interaction augmente.

Nous voyons sur la figure 75 que la liaison LNL-K numérotée 1 a son élasticité – pente de la courbe – qui diminue alors que les autres voient la leur augmenter, ce qui est normal vu que l'on a discrétisé à volume constant. Donc lorsque α augmente, la section du premier élément de discrétisation a tendance à diminuer et sa longueur à augmenter alors que pour les derniers on obtiendra le phénomène contraire. En outre, il est à noter qu'une discrétisation à volume constant avec seulement 10 masses donne un modèle de cor de Bessel assez approximatif, notamment pour les évasements élevés pour lesquels la première masse correspond à une longueur de l'élément de

discrétisation de près des $2/3$ du tuyau ! C'est par exemple pour cela que dans le tableau 7 l'on obtient un mode fondamental qui s'effondre quand α croît et qu'il manque certains modes comparé à la théorie des structures continues – pour $\alpha=2$ on doit avoir une série harmonique complète et pour $\alpha=7$ une série comprenant aussi les demi-harmoniques d'après [Benade 1959]. Il serait possible de le raffiner en modifiant la discrétisation du début du tuyau mais notre objectif n'est pas là : il consiste à voir s'il est possible via une méthode d'interpolation de construire un modèle non-linéaire qui lorsqu'il est étiré, puisse passer continûment par différentes structures caractérisées par leurs propriétés modales – tableau 7. Ci-dessous est présenté le spectrogramme du modèle de la figure 75 pour une excitation régulière via un modèle de plectre.

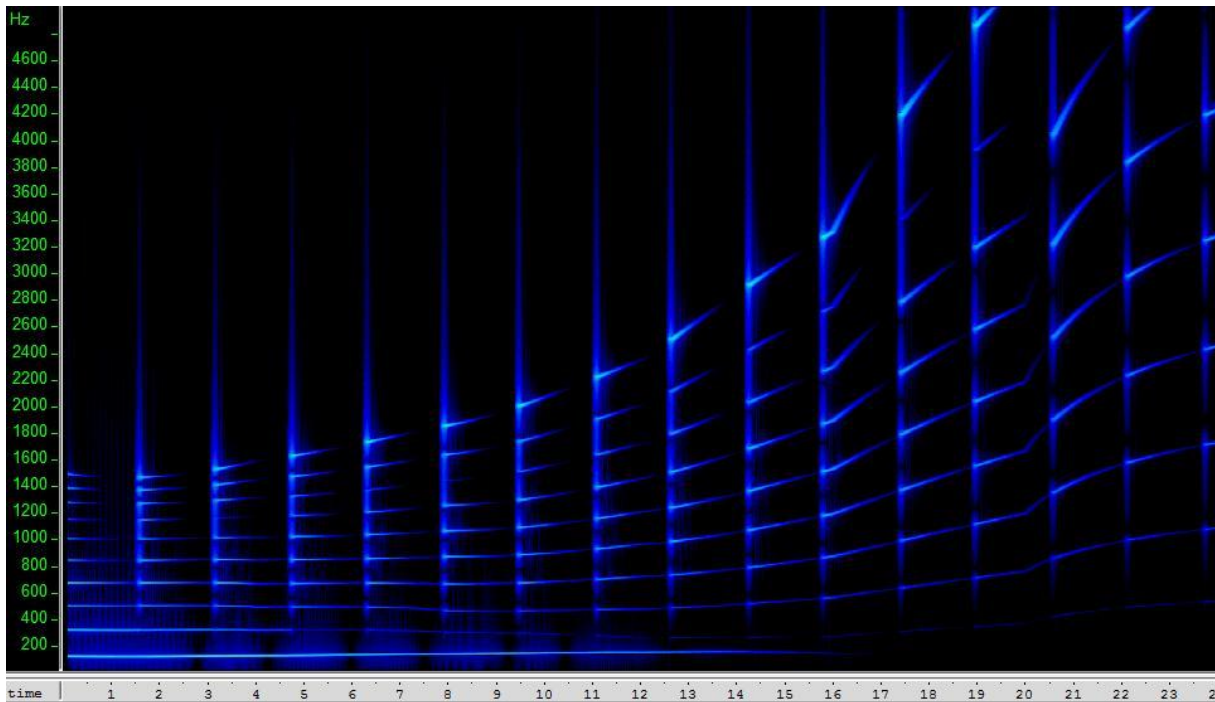


Figure 76 : Spectrogramme du son obtenu via la simulation du modèle présenté à la figure 75 mais pour une excitation de type plectre appliquée sur l'avant dernière masse.

L'intérêt du modèle excité par pincement est qu'il nous donne l'évolution au cours du temps des fréquences des modes de la structure. Dans le tableau ci-dessous sont comparées les fréquences obtenues via la simulation du modèle non-linéaire pincé et les fréquences théoriques du tableau 7.

mode	Fréquences (Hz)						
	$\alpha = 0$	$\alpha = 0,25$	$\alpha = 0,5$	$\alpha = 1$	$\alpha = 2$	$\alpha = 4$	$\alpha = 7$
1	111(105)	118(118)	133(130)	146(145)	139(140)	? (117)	? (98)
2	313(312)	313(312)	293(299)	256(260)	265(271)	372(380)	545(560)
3	497(513)	488(491)	458(464)	470(468)	562(560)	779(785)	1107(1141)
4	668(702)	661(666)	660(658)	710(707)	873(870)	1222(1241)	1763(1822)
5	840(876)	840(840)	862(856)	953(948)	1200(1195)	1710(1742)	2507(2597)
6	1002(1030)	1009(1008)	1055(1050)	1196(1192)	1541(1542)	2245(2302)	3358(3486)
7	1148(1161)	1164(1162)	1253(1238)	1449(1444)	1913(1921)	2844(2936)	4379(4518)
8	1268(1267)	1308(1307)	1440(1426)	1714(1713)	2324(2344)	3540(3668)	5544(5745)
9	1376(1344)	1446(1446)	1632(1623)	2005(2012)	2794(2833)	4362(4512)	6962(7276)
10	1480(1390)	1587(1592)	1853(1844)	2350(2366)	3375(3441)	5453(5683)	8860(9411)

Tableau 8 : Fréquences des modes de la structure présentée à la figure 75, mesurées sur le spectrogramme de la figure 76. Entre parenthèses est indiquée la valeur théorique du tableau 7.

L'analyse du tableau 8 nous montre que les fréquences obtenues sont relativement proches des fréquences théoriques. L'écart ne dépasse jamais 5% – exceptés de très rares cas situés aux points limites de l'interpolation – et est souvent bien inférieur. En effet, l'on vérifie la propriété qui veut que l'incertitude de la méthode d'ajustement polynomial croît au niveau des points extrêmes – ici pour $\alpha=0$ et $\alpha=7$. Enfin concernant l'incertitude de la méthode de mesure sur le spectre, on peut l'évaluer à environ plus ou moins 5 Hz, voire plus ou moins 10 Hz pour les fréquences élevées. Ainsi un bon nombre d'écarts sont inclus dans l'intervalle d'incertitude lié à cette mesure.

Enfin, concernant l'évolution des élasticités, il semblerait qu'elle ne se fait pas partout de manière régulière. Ainsi, à la seconde 16 ou à la seconde 20, on observe un point anguleux au niveau du spectrogramme. Ceci est dû au procédé d'interpolation des caractéristiques non-linéaires. En effet, le programme Matlab nous donne en sortie des points $(F_i, \Delta X_i)$ que l'on reporte sur la caractéristique des LNL-K. Puis l'on effectue une interpolation avec des fonctions cubiques par

morceaux – spline – pour obtenir la caractéristique non-linéaire continue. Donc le fait d'utiliser des fonctions cubiques par morceau ayant l'obligation de passer par les points indiqués semble être à l'origine des points anguleux du spectrogramme. Si l'on cherche à réduire ce phénomène, il peut être envisagé de multiplier les points de la caractéristique, voire de permettre à l'utilisateur d'entrer une fonction polynomiale d'ordre plus important – voire d'autres fonctions – dans la fenêtre de la liaison LNL, ce qui n'est pour l'instant pas implémenté.

Si l'on considère maintenant la même structure mais excitée afin d'obtenir des auto-oscillations, nous voyons à la figure 77 que comme prévu, le spectre du son devient rigoureusement harmonique à tout moment de la simulation et qu'en outre, la faiblesse du fondamental implique le passage du système sur un régime d'oscillation basé sur l'harmonique 2 à partir de la 12^{ème} seconde. Enfin, on voit que l'on passe d'un son avec des harmoniques pairs faibles au début de la simulation – tuyau cylindrique – à un régime dont l'harmonique deux est prépondérant – à partir de $\alpha=2$ et au-delà.

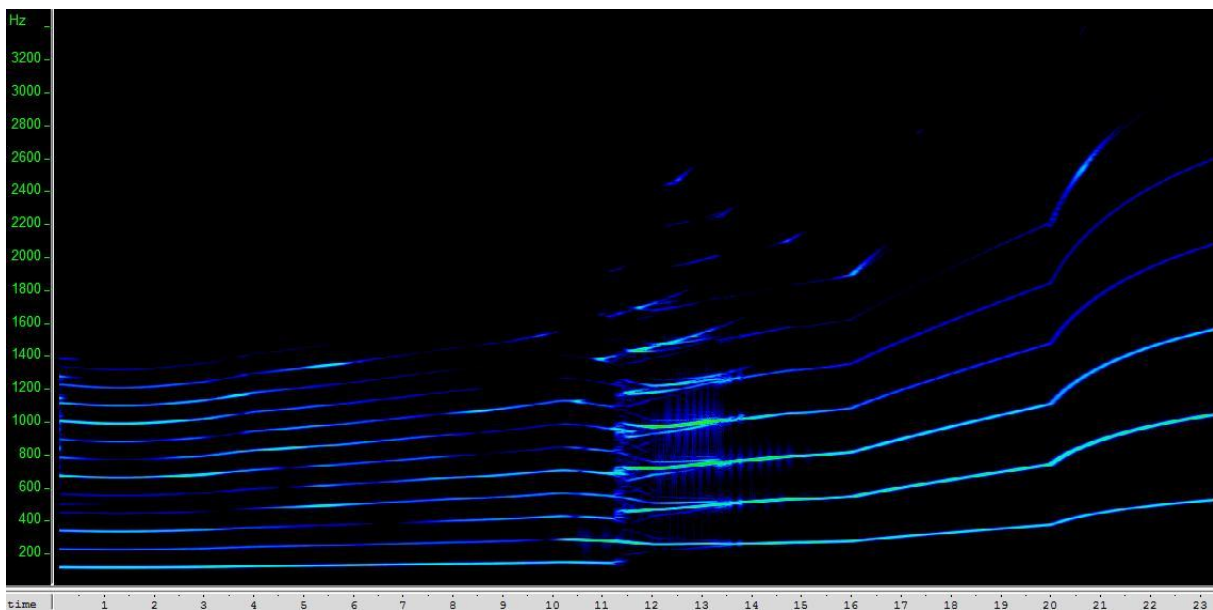


Figure 77 : Spectrogramme du son obtenu via la simulation du modèle présenté à la figure 75.

Nous avons donc vu dans ce paragraphe une méthode générale permettant d'interpoler des structures de même topologie mais de propriétés modales différentes. Ainsi, en couplant cette méthode avec l'outil qui a été développé lors du stage de Jérôme Villeneuve – consistant à calculer les paramètres d'un modèle de structure linéique étant donnée une structure modale cible – il est possible de définir un ensemble de modes de fréquences déterminées et des évolutions définies de ces fréquences, puis de les traduire en un réseau CORDIS-ANIMA. Ceci est évidemment intéressant

dans un contexte musical où via le contrôle de l'évolution de la structure modale l'on pourra exercer un certain contrôle sur le timbre des sons produits.

Nous avons donc vu dans cette partie la manière de réaliser des évolutions paramétriques de structures vibrantes, principalement linéiques. Nous avons présenté un dispositif permettant d'appliquer une force de traction sur un réseau CORDIS-ANIMA sans que sa présence ne modifie ses propriétés modales : c'est uniquement via le déplacement des masses du réseau sous l'action de la force de traction que les paramètres d'élasticité internes à la structure vont évoluer, et de ce fait faire évoluer les propriétés modales. Enfin, nous avons abordé une méthode générale permettant de faire évoluer les fréquences de chaque mode d'une structure de topologie fixée selon un chemin bien défini, résultat de l'interpolation entre des structures intermédiaires fixées. Nous allons maintenant aborder une autre catégorie de modifications qui ne fait plus intervenir la variation des paramètres d'une structure mais le changement de sa topologie.

2 Variations structurelles :

Nous abordons maintenant le moyen de modifier au cours de la simulation la topologie d'une structure masse-interaction, en ayant toujours le souci de réaliser une variation progressive de ses propriétés vibratoires. Nous rappelons tout d'abord les travaux qui ont déjà porté sur ce thème avant d'analyser les modèles que nous avons développés lors de ce travail.

a Travaux antérieurs et nouveauté de notre approche :

La principale étude portant sur les variations structurelles d'un réseau CORDIS-ANIMA qui a précédé ce travail a été réalisée lors du stage d'Olivier Tache et a débouché sur plusieurs publications, notamment [Tache&Cadoz 2006]. L'approche qui y a été employée repose principalement sur une liaison non-linéaire, appelée liaison piège dont la caractéristique est présentée figure 78.

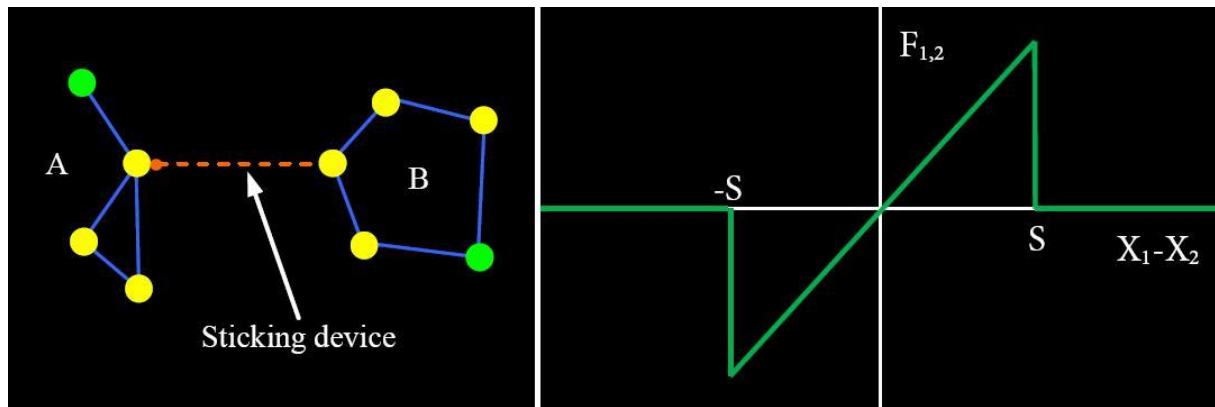


Figure 78 : Principe de la variation structurelle telle qu'elle a été abordée dans le travail d'Olivier Tache. A droite la caractéristique non-linéaire de la liaison employée. D'après [Tache&Cadoz 2006].

Nous voyons sur la figure 78 que la liaison piège permet de placer le système dans deux états différents selon que la différence de position des deux masses reliées est dans l'intervalle $[-S,S]$ ou non. Ainsi on obtiendra soit un état où les deux structures sont libres, soit un état où elles sont collées. Enfin des raffinements du modèle permettent de renforcer la liaison par utilisation de viscosités conditionnelles, voire d'établir d'autres liaisons qu'une élasticité en passant par des masses relais. Cependant le principe reste le même : il s'agit d'établir instantanément un contact élastique donné par la pente de la zone élastique de la liaison piège.

Cette technique a donné lieu à un certain nombre de modèles aux propriétés musicales très intéressantes, notamment des modèles de structures qui explosent pour se recomposer petit à petit ou un ensemble de structures mettant de temps en temps certaines de leurs parties en commun. Cependant, ce type de modélisation souffre d'un problème rédhibitoire lorsque l'on veut faire évoluer de manière relativement continue le timbre de sons entretenus : son mécanisme « tout ou rien » ne permet pas de modifier de manière progressive la topologie d'un réseau CORDIS-ANIMA. Ainsi la forte discontinuité présente au niveau des seuils $-S$ et S va produire des excitations impulsives lorsque l'on passe d'une zone à l'autre : on remarquera notamment l'analogie de forme avec la caractéristique non-linéaire utilisée pour réaliser un plectre.

Nous avons donc quant à nous cherché à construire un dispositif permettant de faire disparaître progressivement une liaison donnée d'un modèle plutôt que de la couper brusquement. En s'inspirant des dispositifs déjà abordés dans la partie sur les variations paramétriques, il est possible d'imaginer un moyen de réaliser une variation structurelle progressive basé sur la même philosophie de modélisation.

b De la corde au tuyau acoustique :

Pour illustrer le procédé employé, considérons le modèle présenté à la figure 79 dont l'objectif est de simuler le passage d'une corde attachée à ses deux extrémités à un tuyau acoustique – ou une corde attachée à une seule de ses extrémités d'après les analogies mécano-acoustiques – via la diminution progressive de l'élasticité de l'une des liaisons du réseau.

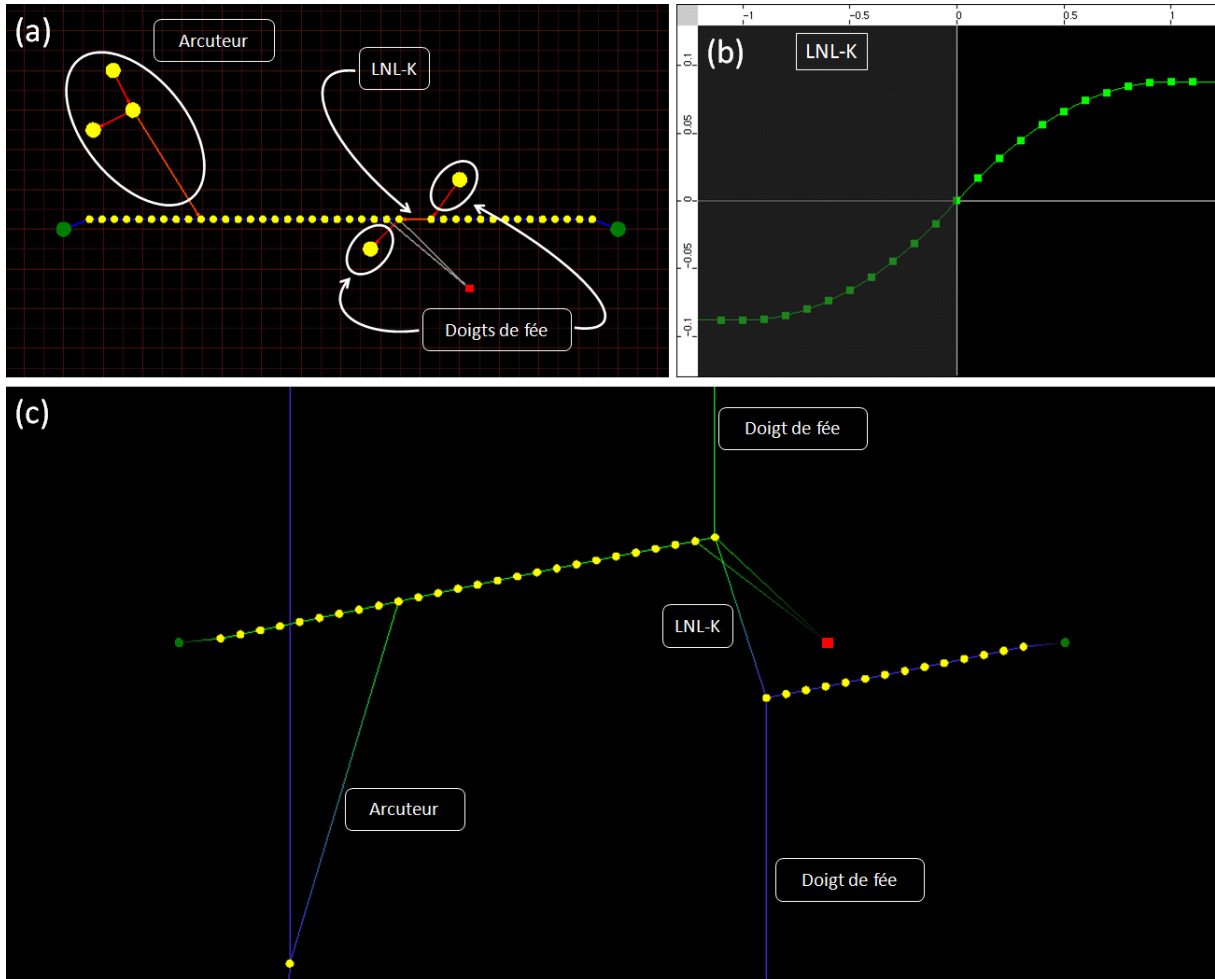


Figure 79 : Modèle permettant de passer d'une topologie linéique attachée à ses deux extrémités à une topologie linéique fixée à une seule. (a) Présentation du modèle. (b) Interaction non-linéaire utilisée pour simuler une liaison élastique s'effaçant progressivement. (c) Instantané de la visualisation de la simulation du modèle.

Comme l'on peut le voir sur la figure 79, nous avons utilisé une liaison LNL-K qui lorsqu'elle est étirée voit son élasticité équivalente progressivement diminuer pour enfin s'annuler au-delà d'un certain seuil. Enfin pour réaliser l'étirement nous avons utilisé deux « doigts de fée » placés de part et d'autre de la liaison, de manière à produire un étirement symétrique (voir 79 (c)) par rapport au plan d'équilibre de la structure. En outre, rappelons que ce dispositif permet de régler très

précisément la force appliquée sur les masses situées de part et d'autre de la liaison LNL-K car leur déplacement est négligeable par rapport à celui du « doigt de fée »⁵¹. Enfin, lorsque l'élasticité équivalente tend vers zéro, les deux extrémités de la liaison LNL-K se comportent alors comme des extrémités libres : même si elles subissent une force constante provenant des « doigts de fée », les propriétés modales des deux portions de corde sont alors les mêmes que si aucune force ne s'appliquait. Le système se comporte donc comme si la liaison élastique avait disparu. Ainsi l'on passe d'un son typique de corde frottée à celui d'un instrument à anche cylindrique. Le spectrogramme de la figure suivante montre en effet un signal sonore au spectre harmonique complet qui se transforme en spectre aux harmoniques impairs prépondérants lorsque la liaison est rompue.

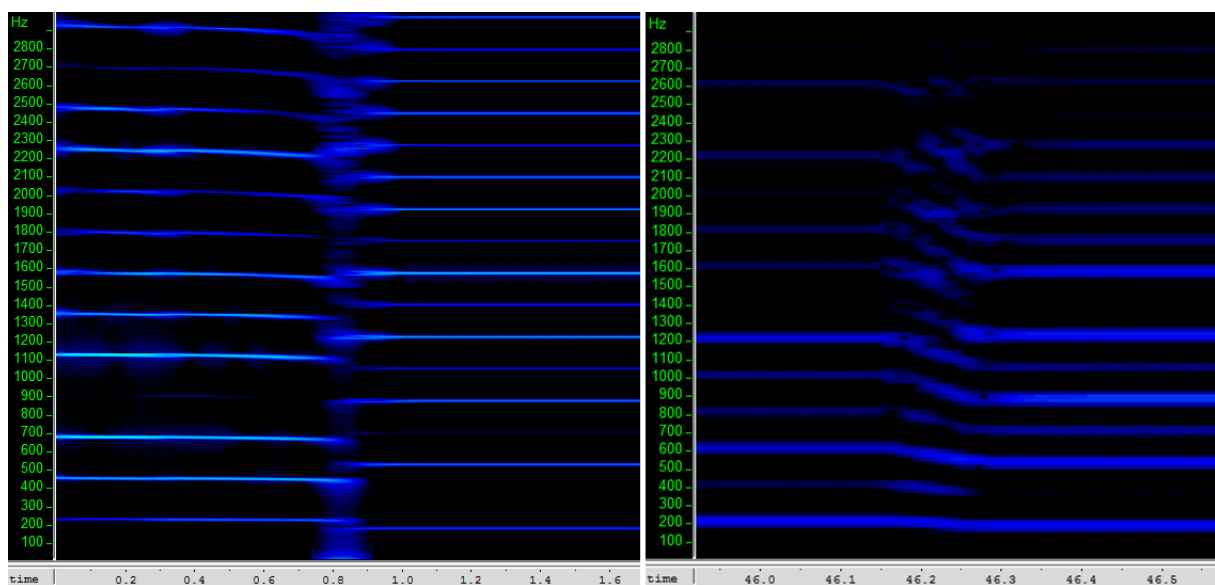


Figure 80 : A gauche, spectrogramme du son obtenu pour un modèle de corde frottée qui se coupe progressivement en deux dès le début de la simulation. A droite, zoom sur le moment où s'effectue la réorganisation des modes en une série contenant principalement les harmoniques impairs.

Comme on peut le voir sur le spectrogramme de gauche, le fait que la liaison élastique non-linéaire s'affaiblisse ne change que très peu les modes au début du son. En effet, ce n'est que quand sa valeur n'est plus du même ordre de grandeur que les autres, que l'on entend le fondamental s'abaisser. Puis, sur un temps de l'ordre de la centaine de millisecondes, la réorganisation des modes de vibration s'opère pour donner le son final aux harmoniques impairs prépondérants. Le

⁵¹ Donc la position du « doigt de fée » est environ égale à sa différence de position avec la masse sur lequel il tire : c'est cette dernière grandeur qui fixe la force d'interaction appliquée sur la masse de la structure vibrante.

spectrogramme de droite correspond quant lui à une simulation où l'affaiblissement de la liaison se déroule beaucoup plus lentement. Cette expérience avait pour but de déterminer s'il était possible de passer de manière progressive et régulière du premier type de spectre au second. En réalité, cela n'est pas possible lorsque la structure est le siège d'auto-oscillation – alors que pour une structure résonante cela sera le cas – du fait que les modes sont forcés d'adopter une répartition harmonique. Etant donné que cette répartition n'est pas la même au début et à la fin, il y a forcément un moment où les modes doivent se réorganiser. On note en outre que le temps caractéristique de réorganisation est de l'ordre de 100 millisecondes, ce qui entre dans la catégorie temporelle des transitoires instrumentaux typiques, comme l'attaque d'une note de violon ou la transition entre deux notes d'un instrument à vent lorsque l'instrumentiste (dé)bouche un trou tout en continuant à souffler de manière régulière. On note en outre un passage continu de la première distribution modale à la seconde pendant l'intervalle de 100 millisecondes sur le spectre de droite – on a dégradé la précision fréquentielle au profit de la précision temporelle. Le comportement du modèle n'est donc pas du tout le même que celui qu'il aurait été si l'on avait utilisé une liaison non-linéaire du type de celle présentée à la figure 78. En effet, la moindre discontinuité de pente, et à fortiori la moindre discontinuité des valeurs de la caractéristique implique des variations temporelles du signal à un ordre de grandeur beaucoup plus faible – catégorie des temps inférieurs à 5 millisecondes, voir le 2 du chapitre 5 –, ce qui se traduit perceptivement par un effet percussif.

Afin d'analyser certaines possibilités expressives de ce genre de réseaux nous raffinons maintenant la manière d'exciter et de modifier la structure vibrante en utilisant des modèles simples de gestes instrumentaux, qui rappelons-le sont des structures vibrant à faible fréquence – de l'ordre du Hz ou moins – que nous verrons plus en détails au chapitre 7. La figure ci-dessous montre le modèle construit. Nous pouvons remarquer que le dispositif d'excitation est le même que celui qui avait été employé pour réaliser une variation de la force d'interaction archet/structure basée sur la vitesse de l'archet – voir 1-a du chapitre 5 et figure 60. Ainsi, une masse placée au sein d'une corde oscillant à fréquence gestuelle est reliée à deux autres via un dispositif de « transmission de mouvement homothétique » vu au 1-a du chapitre 5. Enfin, les trois masses sont reliées à la structure acoustique via les liaisons LNL-Z décrites à la figure 58. Pour le dispositif de modification structurelle de la corde acoustique, nous employons le même type de système. Un des doigts de fée est inclus dans une corde oscillant à fréquence gestuelle alors que l'autre est relié au premier via un dispositif de « transmission de mouvement homothétique » de rapport -1, ce qui assure à tout moment un étirement bien symétrique de part et d'autre de la liaison élastique non-linéaire du modèle.

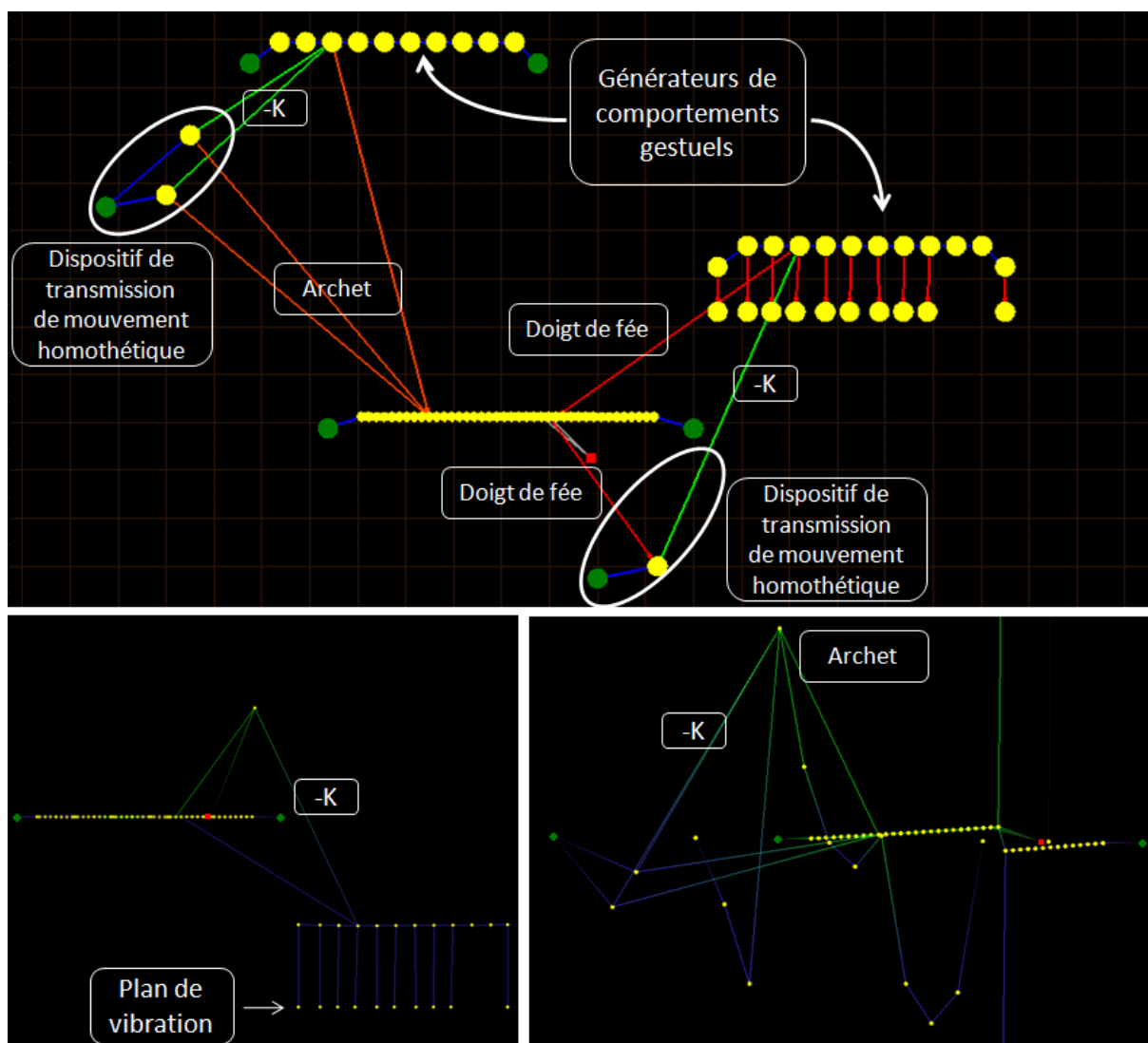


Figure 81 : Modèle faisant intervenir une liaison élastique pouvant se rompre. En haut, présentation du modèle tel qu'il apparaît sur l'établi GENESIS. En bas, le modèle en cours de simulation. A gauche observation du dispositif de modification et à droite celui d'excitation.

En bas à gauche de la figure 81 nous voyons un instantané de la simulation du modèle à l'échelle du mouvement du dispositif de modification. La corde oscillant à fréquence gestuelle – on parlera de « macrocorde » pour alléger le discours – est tout d'abord animée d'un mouvement de translation « en bloc » dirigé vers le bas. Au bout d'un certain temps, elle vient percuter un ensemble de masses qui la stoppent au niveau du plan indiqué sur la figure et qui correspond à un étirement de la liaison LNL-K de la corde acoustique proche du seuil pour lequel la transition entre comportements type corde frottée et tuyau acoustique s'effectue. Les oscillations de la macrocorde impliquent ensuite un passage régulier du point de fonctionnement du système de part et d'autre de ce seuil, produisant des variations de comportement du modèle que l'on peut apprécier sur la figure 82.

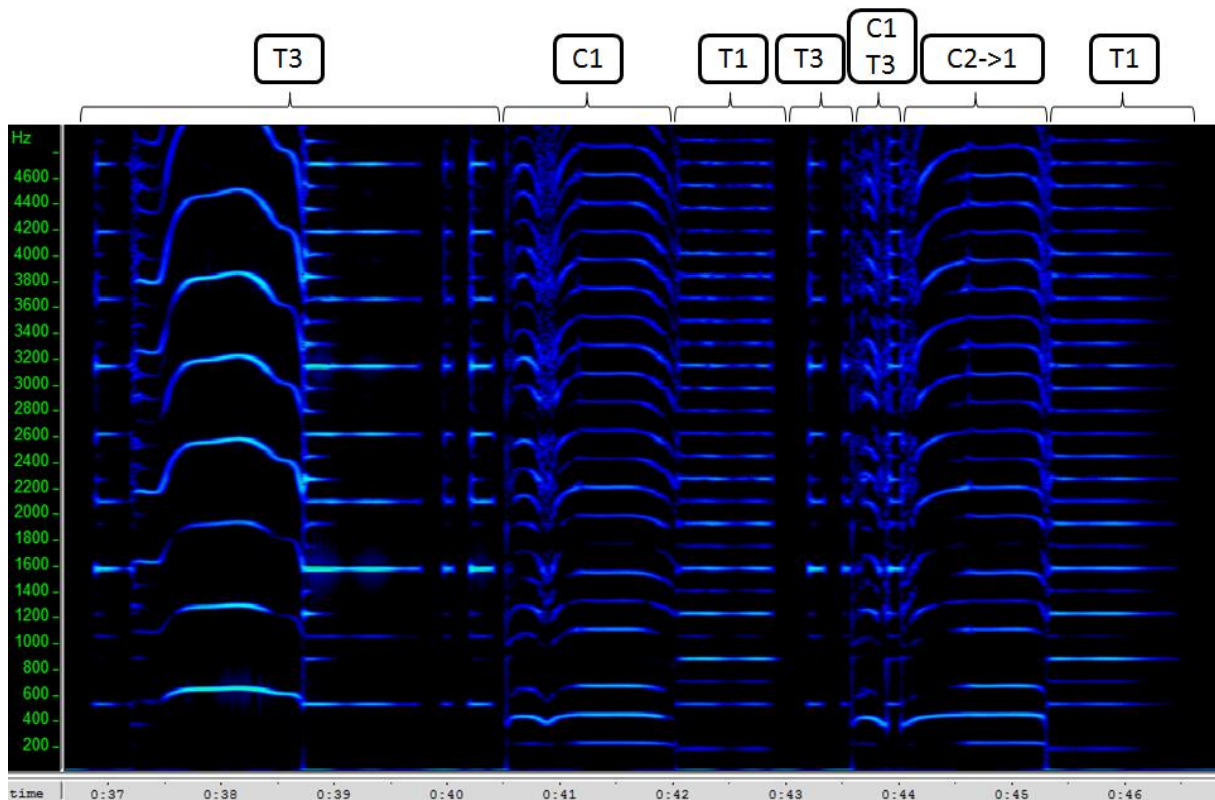


Figure 82 : Spectrogramme d'une partie du son produit par la simulation du modèle de la figure 81.

Sur le spectrogramme de la figure 82 nous pouvons voir que la manière dont s'effectue le passage du point de fonctionnement de part et d'autre du seuil influe sur la réorganisation des modes de la structure acoustique. En effet, nous avons noté pour chaque zone du spectrogramme le régime d'oscillation adopté selon le code suivant : T pour un régime du type de celui d'un tuyau acoustique cylindrique, C pour un régime type corde frottée attachée à ses deux extrémités. Les chiffres correspondent au numéro du mode constituant le fondamental du son. Nous voyons donc que le système passe alternativement d'un régime de « tuyau », basé sur le mode 1 ou 3, à celui d'une corde avec le mode 1 ou 2 comme fondamental. De plus, les variations plus ou moins importantes de hauteur du son proviennent de l'évolution de l'élasticité équivalente de la liaison LNL-K de la corde acoustique. Il est donc possible, en calibrant précisément le modèle de geste de modification de tirer parti des spécificités de ce modèle pour en tirer des sons expressifs. En outre, nous avons utilisé une liaison LNL-K dont la caractéristique a été construite de manière à ce que l'élasticité équivalente décroisse régulièrement en fonction de son étirement alors que l'on s'est aperçu que la modification des propriétés de la structure devenait pertinente pour des valeurs de l'élasticité d'ordres de grandeur plus faibles que l'élasticité à étirement nul. Il est donc possible d'obtenir une liaison qui permette de mieux mettre à profit les configurations où l'élasticité est très

faible en optant non plus pour une décroissance linéaire mais une décroissance logarithmique de l'élasticité en fonction de l'étirement.

Enfin ce modèle a montré l'intérêt d'utiliser des « doigts de fée » reliés par des dispositifs de transmission de mouvement homothétique. En effet, via cette méthode, il est possible d'intervenir sur n'importe quelle liaison élastique non-linéaire d'un réseau et de modifier son élongation comme l'on veut. Ces dispositifs peuvent donc être à la base d'une méthode générale de modification – paramétrique ou structurelle – précise des propriétés élastiques d'un réseau CORDIS-ANIMA. En outre, concernant le dispositif de transmission de mouvement homothétique, celui-ci trouve un nombre très important d'applications, principalement lorsque l'on veut coordonner précisément des masses ayant un mouvement complexe : une des masses se voit intégrée à un générateur de comportements gestuels tandis que les autres sont reliées à la première via ce dispositif.

Nous abordons maintenant un dernier modèle dont la modification peut être classée au choix dans les variations paramétriques ou structurelles. En effet nous allons voir que cette distinction est quelque peu arbitraire si l'on utilise les dispositifs élaborés lors de ce travail.

c De la membrane au réseau de cordes :

Nous considérons maintenant un modèle de membrane rectangulaire attachée à ses extrémités, dont les élasticités sont linéaires selon une direction et non-linéaires selon la direction orthogonale à la première. Les non-linéarités introduites sont en outre du même type que celle utilisée précédemment. Ainsi, en tirant sur une extrémité du modèle, il est possible de diminuer progressivement l'élasticité des liaisons non-linéaires et modifier profondément sa structure modale. La différence avec le modèle précédent est que nous avons ici non plus une seule mais un grand nombre de liaisons LNL-K, donc la modification de la structure modale sera sensible dès que l'on commence à tirer sur l'extrémité du modèle. De par ce fait, ce modèle s'apparente à ceux vus lorsque l'on a parlé des méthodes de variation paramétrique. Enfin, lorsque l'étirement des liaisons LNL-K dépasse un certain seuil, la valeur des élasticités non-linéaires tend vers zéro et le modèle de membrane devient alors équivalent à un réseau de cordes indépendantes. La topologie du réseau a donc été modifiée ; c'est pourquoi nous parlons de ce modèle dans la partie sur les variations structurelles.

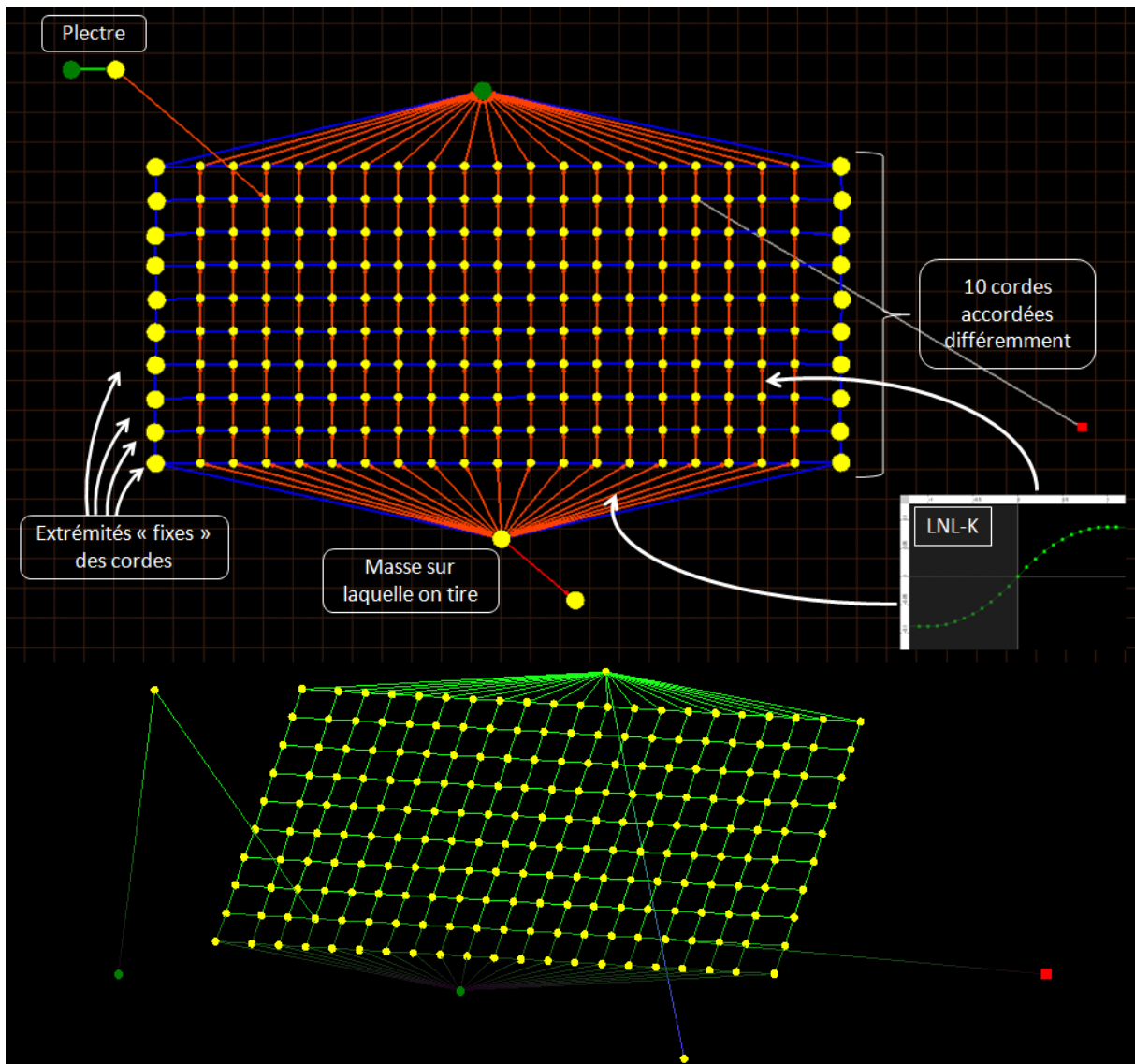


Figure 83 : Modèle de membrane évoluant vers un réseau de cordes distinctes. En haut, présentation du modèle. En bas, modèle en cours de simulation.

Nous pouvons voir sur la figure 83 que la membrane est constituée de 10 cordes différentes « fixées » à leurs extrémités par des masses d’inertie très importante. Ces masses sont quant à elle reliées entre elles pour former deux cordes fixées en un bout à un module SOL et à l’autre à un module MAS d’inertie encore supérieure. C’est cette dernière masse qui est déplacée au cours de la modification, de manière à obtenir une élongation identique entre les différentes cordes. Les deux spectrogrammes de la figure suivante ont été obtenus en simulant cette structure pincée périodiquement pendant qu’elle est étirée.

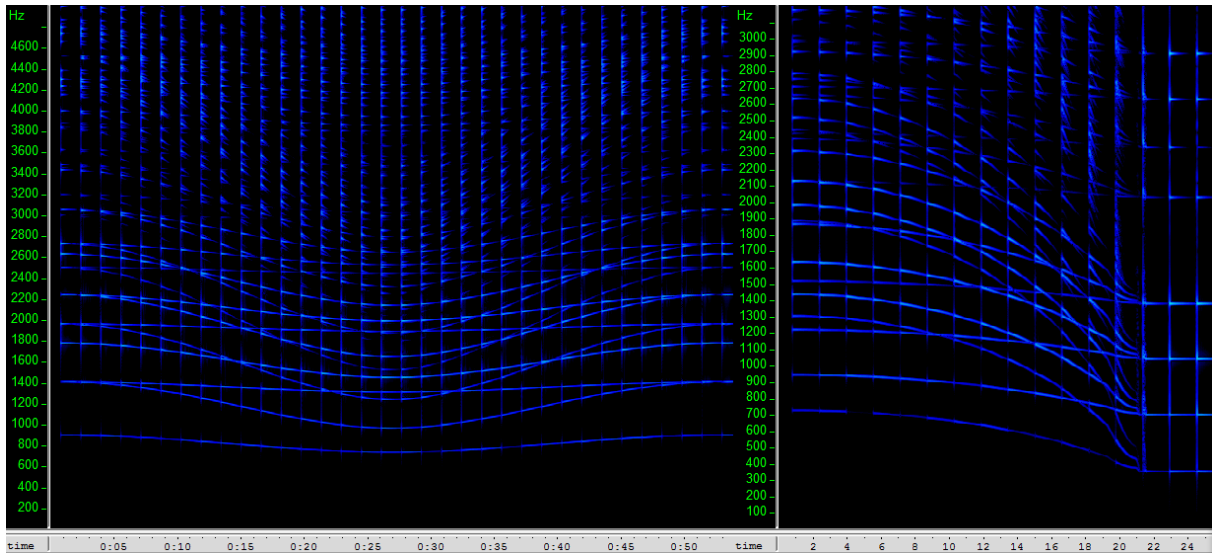


Figure 84 : Spectrogramme du son obtenu lorsque le modèle de membrane non-linéaire est pincé périodiquement. A gauche, la structure est faiblement étirée. A droite, on a tiré la structure jusqu'au seuil d'annulation des élasticités non-linéaires.

Nous pouvons voir sur le premier spectrogramme de la figure 84 que même à faible étirement, l'influence sur les modes est importante. On peut observer que les modes doubles – deux modes ayant la même fréquence propre, typique des structures symétriques 2D – se séparent. En effet, les modes caractérisés par une déformée qui varie selon la direction des liaisons non-linéaires vont voir leur fréquence s'abaisser alors qu'au contraire, ceux dont la déformée change uniquement selon l'axe des élasticités linéaires resteront stables en fréquence. Le spectrogramme de droite montre que lorsque l'étirement atteint le seuil d'annulation des élasticités non-linéaires, les premiers disparaissent alors que les seconds aboutissent aux modes de la corde seule.

La figure 85 montre l'influence de l'évolution des modes sur la série harmonique du son obtenu lorsque la structure est frottée.

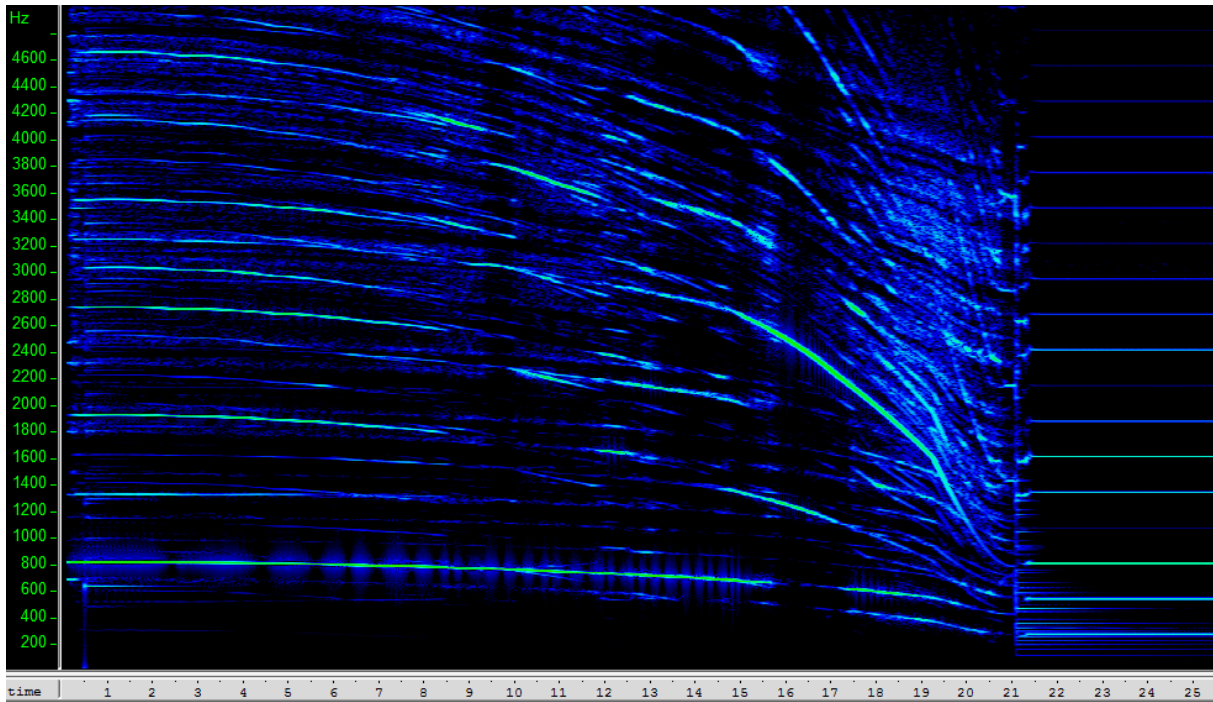


Figure 85 : Spectrogramme du son obtenu lorsque le modèle de membrane non-linéaire est frotté.

Nous pouvons voir sur le spectrogramme de la figure 85 que lorsque la membrane non-linéaire est frottée, l'évolution des modes implique que la structure harmonique du son obtenu change perpétuellement au cours de l'étirement de la membrane. En effet, certains modes voient leur fréquence évoluer de manière importante et passent donc par des zones où leur fréquence s'inscrit dans une répartition harmonique possible et des zones en dehors de la répartition adoptée par le système auto-oscillant. Ainsi, au cours de la simulation de ce modèle, on entend un glissement des harmoniques du son qui se calent plus ou moins facilement sur les modes de vibration de la structure. On obtient donc un son au flux spectral important, d'autant plus que de légères composantes bruitées viennent se rajouter du fait des non-linéarités. Au contraire, lorsque les élasticités non-linéaires s'annulent, on aboutit à un son de corde frottée très stable.

3 Conclusion sur les variations paramétriques et structurelles :

Nous avons abordé dans ces deux parties des moyens de réaliser des variations paramétriques et structurelles sur des réseaux CORDIS-ANIMA. Ainsi, une méthode générale a été développée, mettant à profit les dispositifs de « doigt de fée » et de « transmission de mouvement homothétique », et qui permet d'envisager la modification d'un nombre indifférent d'élasticités non-linéaires, de manière indépendante les unes des autres, et quel que soit leur emplacement dans un

réseau CORDIS-ANIMA quelconque. Il est notamment possible via cette méthode de facilement modéliser un conduit qui se déforme et d'obtenir des sons de type « vocal » – voix humaine, chants d'oiseaux, cris d'animaux... – que nous verrons au chapitre suivant. Cependant cette méthode peut devenir assez lourde lorsqu'il faut s'occuper d'un grand nombre de liaisons non-linéaires. Lorsque la structure possède des symétries ou est linéique, on peut alors utiliser d'autres moyens, notamment la méthode utilisée lors de la modélisation de l'évasement de la perce d'un instrument à vent et faisant intervenir l'interpolation entre différentes structures de même topologie. Enfin, si l'on considère les méthodes utilisées dans notre travail pour réaliser des variations structurelles, il est possible de les voir comme des cas particuliers de variations paramétriques pour lesquelles le paramètre d'élasticité tend vers zéro. Par exemple, pour le modèle de membrane non-linéaire, on a vu que l'étirement progressif de la structure implique des variations de ses paramètres modaux. On a donc bien affaire à une variation paramétrique. Cependant, lorsque l'on atteint enfin le seuil d'annulation des élasticités non-linéaires, le modèle est alors équivalent à un ensemble de cordes indépendante, et a donc bien changé de topologie. Ainsi variations paramétriques et structurelles apparaissent dans notre travail comme deux résultats d'un même principe de modélisation. Nous allons maintenant voir que le même genre de dispositifs que ceux utilisés précédemment peut aussi servir à modéliser des mécanismes simulant des gestes de sélection ou de locomotion.

4 La modification d'élasticités non-linéaires pour la simulation de gestes de locomotion et de sélection :

a Dispositif permettant de simuler la locomotion⁵² :

Nous nous intéressons maintenant au geste de locomotion qui correspond au déplacement de la source sonore par rapport à l'auditeur. Dans notre situation de synthèse de son numérique, l'illusion de ce déplacement va généralement venir des variations d'amplitude des signaux sonores provenant des haut-parleurs servant à la diffusion. Nous excluons en outre de cette étude d'autres phénomènes pouvant entrer en jeu comme l'effet Doppler par exemple. Ainsi nous nous sommes attachés à construire un dispositif de transmission reliant la structure acoustique aux modules d'écoute – modules SOF – et dont on peut faire varier le gain. En combinant plusieurs de ces dispositifs et en les contrôlant via des modèles de geste il est alors possible de simuler des

⁵² Les modèles décrits dans ce chapitre ont pour origine notre rencontre avec des étudiants de la classe de composition d'Arnaud Petit, au sein d'ateliers de composition avec les modèles physiques organisés à l'ACROE toutes les semaines pendant l'année 2007. Suite à une requête de l'un des membres de cet atelier, nous nous sommes penchés sur ce sujet.

mouvements plus ou moins complexes de la source sonore. Il est à remarquer que les possibilités offertes sont aussi dépendantes de la configuration du dispositif de diffusion – stéréophonie, quadriphonie, octophonie...

Le modèle élémentaire sur lequel sont basés tous les dispositifs de locomotion que nous avons développés est présenté sur la figure 86. Il consiste en un dispositif de transmission à gain variable entre la structure acoustique et le module de sortie. En outre ce gain est contrôlé via le mouvement d'une masse, qui peut donc être incluse dans un modèle de geste par exemple.

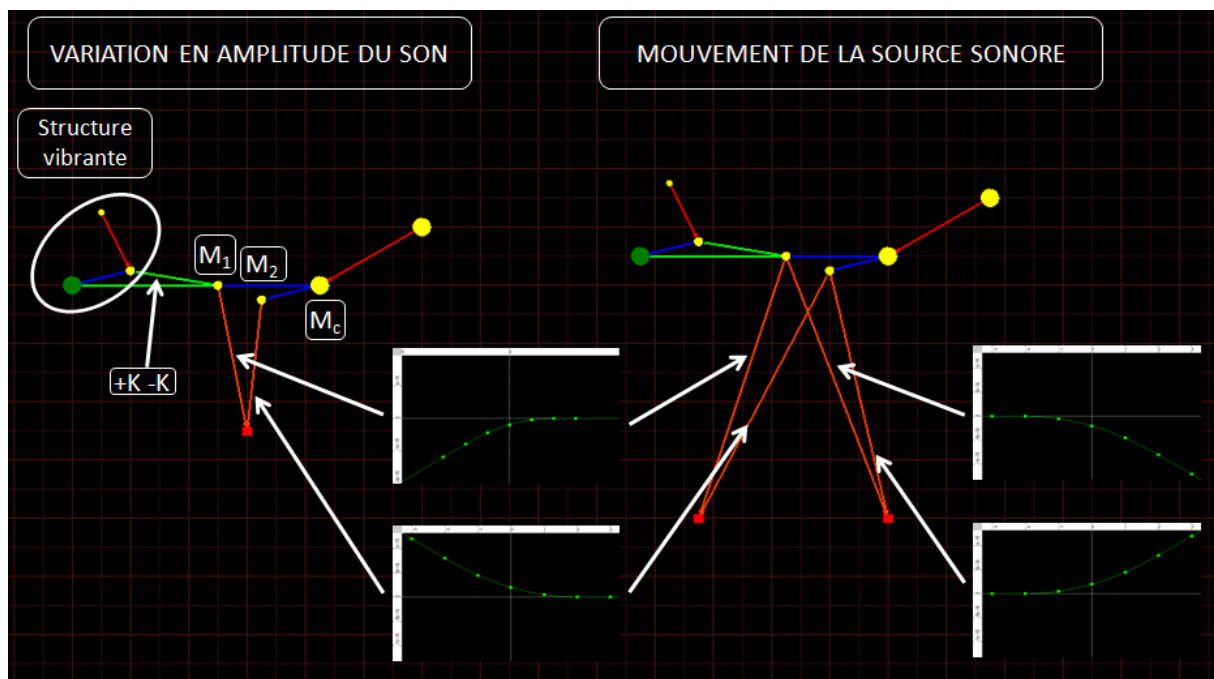


Figure 86 : Présentation du dispositif le plus élémentaire simulant le mouvement d'une source sonore. A gauche le modèle permettant de faire varier l'amplitude du signal sonore envoyé aux haut-parleurs. A droite, un modèle simulant le mouvement d'une source sonore entre deux haut-parleurs.

Nous voyons sur le modèle de gauche que la structure vibrante est reliée à la masse M_1 via deux liaisons de valeurs d'élasticité opposées. Ces deux liaisons assurent que quel que soit le mouvement de la masse M_1 par rapport à la position d'équilibre de la structure vibrante, celui-ci ne sera pas pris en compte pour le calcul des forces appliquées sur cette masse. Ainsi, uniquement le mouvement de la masse mobile de la structure entrainera l'application d'une force sur la masse M_1 . En outre, M_1 est reliée à la masse de contrôle M_c via une liaison viscoélastique dont les paramètres sont égaux à son inertie. Nous sommes donc dans le cas d'un oscillateur harmonique aux paramètres M , K et Z tous égaux, pour lequel nous avons déjà vu que l'algorithme se simplifiait (voir la figure 59). En effet, pour un tel système, le mouvement va être dicté par la force extérieure que la masse reçoit

au cours du temps. Or dans ce cas, cette force extérieure est celle transmise par le ressort +K sous l'effet du mouvement de la structure vibrante. Donc le mouvement de M_1 suit parfaitement celui de la structure vibrante⁵³, mais à une échelle beaucoup plus petite du fait de la valeur très faible du ressort +K. En effet, pour ne pas perturber la structure vibrante avec ce ressort, on prend typiquement une valeur d'élasticité de l'ordre de 10^{-10} fois celle de son inertie. Ceci n'a pas d'importance pour le son final vu que le signal global est réajusté ensuite avant d'être envoyé aux haut-parleurs. Enfin, la masse M_1 est reliée au module SOF via une liaison LNL-K dont la caractéristique est présentée sur la figure 86. Cette caractéristique permet, en fonction de la position de M_1 par rapport au module SOF, de faire varier l'élasticité équivalente, donc le signal de force reçu par ce module. De plus, du fait des caractéristiques particulières de l'oscillateur harmonique, M_1 suit, à un échantillon prêt, le mouvement de M_c . Donc via la position de la masse M_c , il est possible de contrôler l'amplitude du signal sonore provenant de la structure vibrante. Enfin, le dispositif « en miroir » comprenant la masse M_2 est ajouté afin que tout mouvement de la masse M_1 autre que celui transmis via le ressort +K – notamment le mouvement de translation de M_1 lorsqu'elle suit M_c – ne soit pas pris en compte par le module SOF.

Le modèle de droite met à profit ce dispositif pour réaliser un mouvement de la source sonore entre deux haut-parleurs. En utilisant un jeu de deux autres liaisons non-linéaires, il est possible, avec le même mouvement de la masse de contrôle, d'augmenter le gain au niveau d'un haut-parleur et de le diminuer sur l'autre. Perceptivement, on ressentira un déplacement de la source sonore d'un haut-parleur vers l'autre.

Enfin, il est possible d'envisager des modèles plus compliqués, correspondant à des dispositifs de diffusion plus élaborés. Par exemple le modèle présenté à la figure 87 permet de mettre à profit une diffusion en quadraphonie pour simuler divers mouvements de la source sonore.

⁵³ On a en réalité affaire à un dispositif de transmission de mouvement homothétique de rapport positif. D'après la figure 59, on voit qu'il implique des rapports toujours très petits. Pour obtenir des rapports positifs de forte valeur, il faudra employer deux dispositifs de transmission de mouvement homothétique de rapport négatif placés en série.

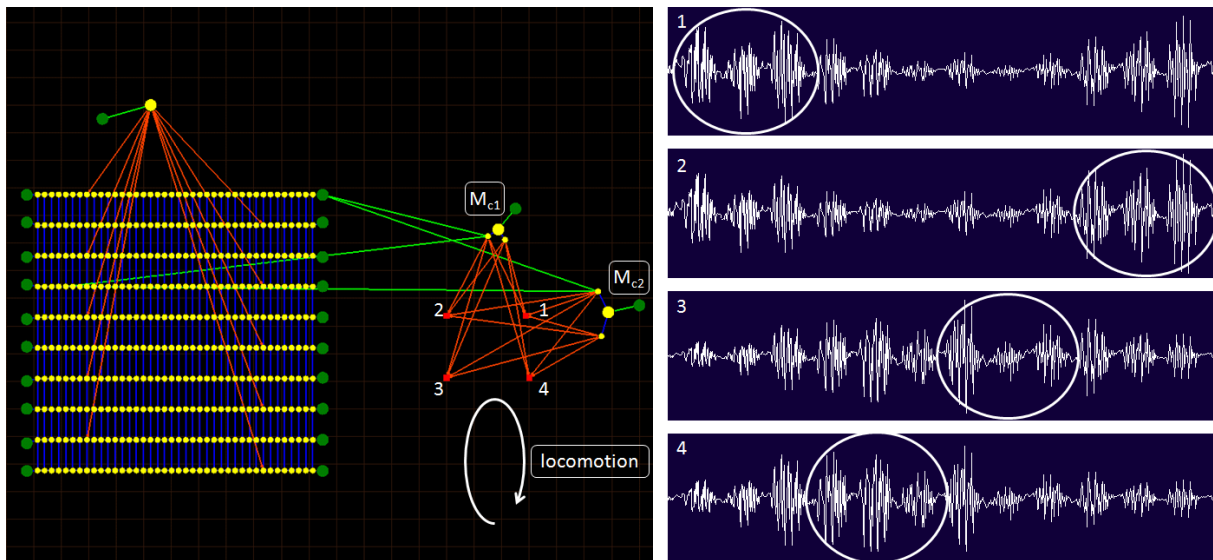


Figure 87 : Dispositif permettant de simuler des gestes de locomotion pour une diffusion en quadraphonie, relié à un modèle de membrane inhomogène frottée. A droite le signal sonore fourni par chaque module de sortie.

Le modèle de la figure 87 permet de simuler le mouvement de la source sonore selon une ellipse de grand axe dirigé d'avant en arrière. Pour ce faire les masses M_{c1} et M_{c2} oscillent à même fréquence mais avec des amplitudes différentes et sont déphasées d'un quart de période. Nous pouvons remarquer que le maximum du signal sonore passe alternativement par les quatre haut-parleurs. Enfin, via un modèle de geste il est possible de doter les masses de contrôle d'un comportement plus complexe et enrichir la palette de mouvements de la source sonore que l'on peut obtenir. La méthode reste la-même que celle utilisée pour les modèles précédents : une des masses de contrôle est incluse dans un modèle de geste, et l'autre est reliée via un dispositif de transmission du mouvement homothétique. En outre il est possible de raffiner cette transmission en appliquant un déphasage supplémentaire, par exemple de $\pi/2$ avec une liaison visqueuse au lieu d'une liaison élastique. Enfin, il est évidemment très intéressant pour des questions de plausibilité de pouvoir contrôler le mouvement de la source sonore via un modèle qui se comporte selon les lois de la mécanique newtonienne. Nous n'avons pas poussé plus loin les investigations sur ce point par manque de temps mais il est certain que les possibilités offertes par les réseaux CORDIS-ANIMA pour la réalisation de gestes de locomotion sont très riches.

b Dispositif permettant de simuler la sélection dans le cas de structures à oscillations auto-entretenues :

Nous nous intéressons maintenant au développement de dispositifs permettant de simuler des gestes de sélection. La façon de réaliser ce type de geste a un impact important sur le son dans un contexte de jeu sur un instrument réel : on pourra penser à la coordination des doigts de la main d'un pianiste ou la rotation du bras du violoniste lui permettant de faire glisser son archet sur une ou plusieurs cordes de son instrument. Ainsi, avec le geste de sélection, l'expressivité va naître de la manière dont s'effectue le passage d'une structure vibrante à une autre. Il peut être par exemple intéressant de simuler celui-ci lorsqu'il s'effectue dans un seul et même mouvement. Ainsi chaque son provenant de chacune des structures vibrantes va être relié aux autres via la perception de ce mouvement global. Par exemple, la succession de notes produites par le jeu du pianiste nous permet en quelque sorte de percevoir le mouvement de sa main, et la succession des vibrations des cordes du violon nous renseigne sur celui du bras du violoniste.

Pour simuler la sélection d'une ou plusieurs structures au cours d'un geste, différentes méthodes sont envisageables, selon notamment que l'excitation est percussive ou autoentretenue. Pour la première catégorie d'excitation, il est plus aisé d'arriver à ses fins car l'interaction dépend de la position relative entre masse excitatrice et structure vibrante. Il sera par exemple possible, dans le cas d'une excitation par plectre, de placer plusieurs structures acoustiques à des altitudes différentes, le plectre venant alors les pincer à tour de rôle durant son mouvement. Il est aussi possible d'utiliser un modèle générateur de comportements gestuels tel qu'une « macrocorde » (voir figure 81 par exemple) et répartir des interactions de type plectre sur ses différentes masses. Ainsi le mouvement d'ensemble de la « macrocorde » se traduira dans les pincements successifs des différents plectres sur plusieurs structures acoustiques, un peu à la manière des doigts de la main d'un guitariste ou d'un claveciniste. La figure ci-dessous montre un modèle de ce genre.

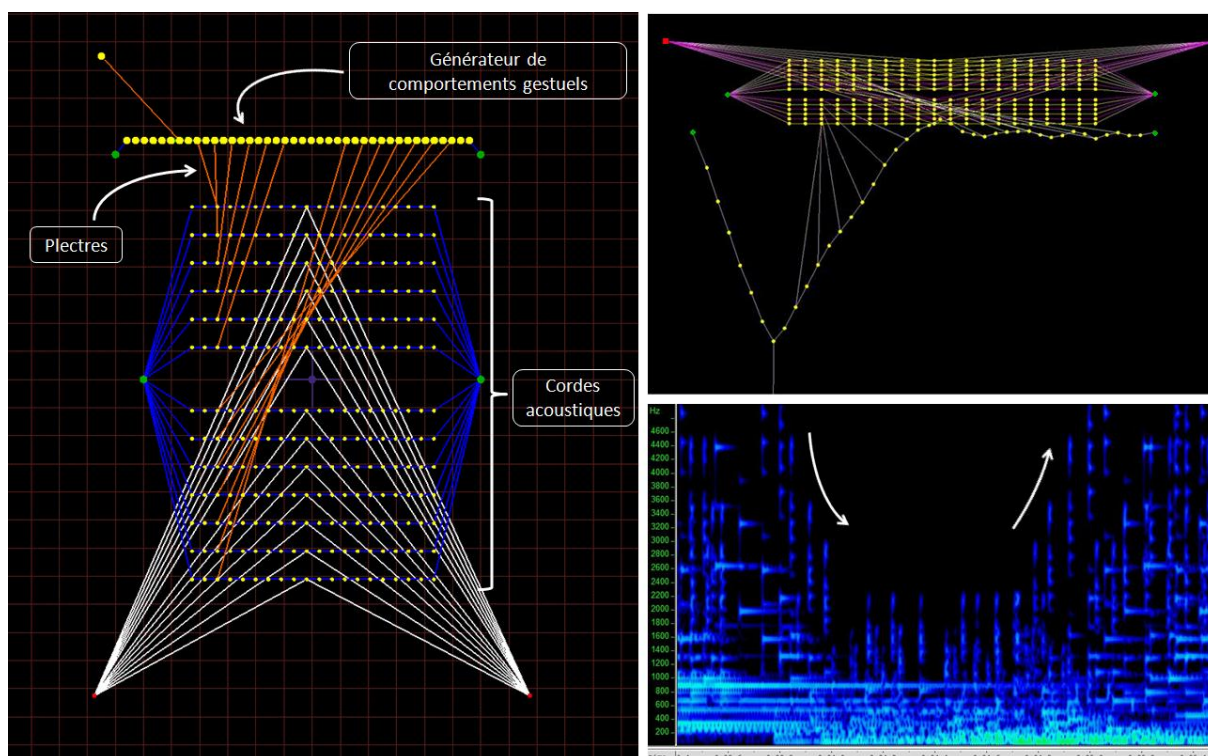


Figure 88 : Dispositif permettant de simuler la sélection de différentes cordes acoustiques au cours du mouvement d'un modèle de geste. En haut à droite, visualisation du modèle au cours de sa simulation. En bas à droite, spectrogramme d'une partie de la séquence sonore obtenue.

Nous voyons sur la visualisation de la simulation du modèle que le mouvement de la « macrocorde » implique une excitation successive des différentes cordes acoustiques, ce que nous retrouvons sur le spectrogramme de la séquence sonore obtenue où les impacts de chaque plectre sont bien visibles dans les hautes fréquences. Nous obtenons notamment des séquences de notes descendantes ou montantes soulignées par les deux flèches blanches.

Concernant maintenant les oscillations autoentretenues, il est plus difficile de reproduire ce que ferait par exemple un violoniste lorsqu'en un coup d'archet celui-ci frotte successivement plusieurs cordes. Ceci est principalement dû au fait que l'interaction établie entre la masse excitatrice et la structure vibrante dépendant désormais de leur différence de vitesse⁵⁴. Ainsi l'utilisation de la « macrocorde » de la figure 88 n'aura pas du tout le même effet si l'on remplace les

⁵⁴ A l'instar d'un modèle de cordes placées à des altitudes différentes et pincées successivement par le même plectre, nous avons envisagé un modèle de cordes ayant chacune un mouvement global de vitesse différente des autres. Ainsi, un modèle d'archet dont la vitesse augmente régulièrement frottera successivement chaque corde puisque sa vitesse instantanée entrera en adéquation avec la vitesse de chacune d'entre-elles. Cependant ce type de modèle reste difficile à exploiter, notamment si l'on veut ensuite simuler des gestes complexes d'excitation.

interactions de type plectre par des interactions de type frottement d'archet. On ne retrouvera pas notamment l'effet de sélection successive des différentes cordes. En outre si l'on analyse le geste de sélection du violoniste lorsqu'il change de corde, on remarque que celui-ci utilise un autre degré de liberté – rotation du bras – que celui selon lequel il réalise l'excitation – translation de l'avant bras/main – alors que ce n'est pas forcément le cas chez le guitariste. Le mouvement selon cet autre degré de liberté peut être modélisé avec nos réseaux CORDIS-ANIMA en faisant varier l'amplitude de la caractéristique de l'interaction non-linéaire du frottement d'archet. En effet, le passage d'une corde à une autre implique la diminution progressive de la pression de l'archet sur la première corde et une augmentation de cette pression sur la seconde, pression d'archet qui est directement modélisable par l'amplitude de la caractéristique d'interaction. Ainsi, en reprenant le modèle présenté à la figure 60 qui simule une caractéristique non-linéaire évoluant en fonction de la vitesse de l'archet, et moyennant quelques modifications, il est alors possible de simuler un geste de sélection pour ce type d'excitation. Par manque de temps, nous n'avons pas pu pousser très avant cette étude du geste de sélection pour le frottement d'archet, mais nous décrivons néanmoins le principe de fonctionnement du modèle à la figure suivante.

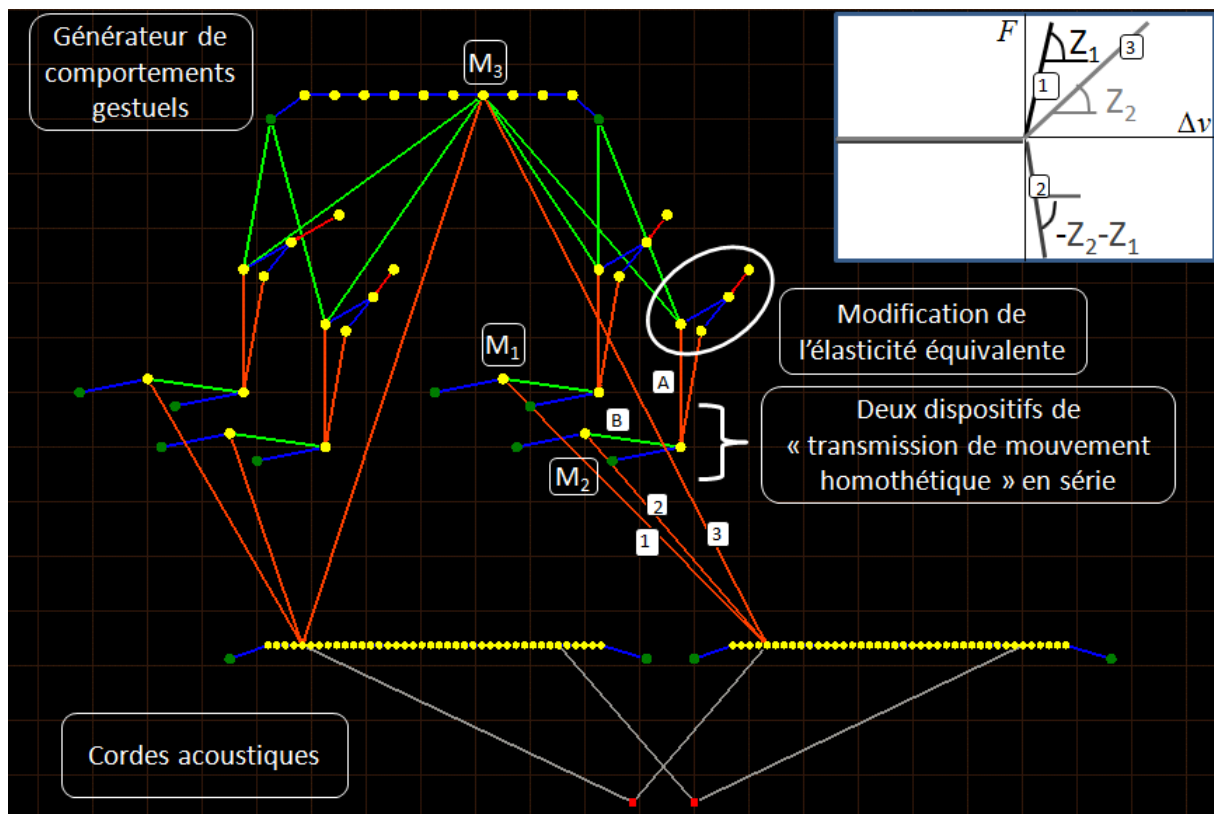


Figure 89 : Dispositif permettant de simuler la sélection de cordes acoustiques au cours du mouvement d'un générateur de comportements gestuels.

Le modèle de la figure 89 consiste à relier un modèle de générateur de comportements gestuels à l'une des cordes acoustiques via les trois liaisons présentées en haut à droite selon le même mécanisme que celui utilisé pour simuler l'évolution de la caractéristique non-linéaire du frottement d'archet (voir la figure 60), basée sur la vitesse de celui-ci. Cependant, nous voulons maintenant pouvoir modifier l'amplitude de cette caractéristique, et ce quelle que soit la vitesse de l'archet. Pour ce faire, il est possible de jouer sur le rapport des vitesses des masses M_1 , M_2 et M_3 . En effet, nous avons réglé le système de la figure 60 de manière à avoir un rapport de $-1/3$ et $-1/6$ entre les vitesses de M_3 et respectivement M_1 et M_2 . Si maintenant l'on s'arrange pour modifier le rapport de ces vitesses et de le faire tendre vers 1 ($v_1 = v_2 = v_3$), nous voyons sur la caractéristique en haut à droite que l'interaction équivalente sera nulle.

Ainsi, il faut pouvoir modifier l'élasticité du dispositif de transfert de mouvement homothétique, chose qu'il est possible de faire en utilisant le même système qui a été employé pour simuler des gestes de locomotion. Cependant, nous avons vu à la figure 59 que le rapport d'homothétie ne pouvait être que négatif ou faiblement positif – on peut aller tout au plus à un rapport positif de $1/2$. Donc il n'est pas possible, avec un unique dispositif de transmission de mouvement homothétique, d'obtenir un rapport de 1. C'est pourquoi nous avons utilisé deux de ces dispositifs placés en série, de rapport modifiable A pour le premier, et de rapport fixe B pour le second. Ainsi, en choisissant par exemple $A = 1/2$ et $B = -2/3$ et en faisant tendre A vers $-3/2$, il est possible de faire passer le rapport global AB entre le mouvement de M_3 et M_1 d'une valeur de $-1/3$ à une valeur de 1. Et de même, il sera possible de faire tendre vers 1 le rapport entre les vitesses des masses M_3 et M_2 . De cette manière, il est possible de simuler une diminution progressive de la pression d'un archet sur une corde jusqu'à ce que ce dernier la quitte.

Donc sur la figure 89, la chaîne reliant la « macrocorde » à l'une des deux cordes acoustique est constituée tout d'abord d'un dispositif de transmission de mouvement homothétique dont on peut régler le rapport via le même système qui a été employé pour simuler des gestes de locomotion. Puis un deuxième dispositif de transmission de mouvement homothétique de rapport fixe est ajouté en série. Enfin, celui-ci est relié à la corde acoustique via une des liaisons LNL-Z présentées en haut à droite de la figure. Si les dispositifs reliant les deux cordes sont réglés de manière à ce que l'un diminue l'amplitude de la caractéristique du frottement d'archet pendant que l'autre la fait croître, il est possible de simuler ainsi le passage de l'archet d'une corde à l'autre.

5 Conclusion :

Nous avons vu dans ce chapitre un nombre assez important de dispositifs ayant tous en commun le fait qu'ils font intervenir la modification de liaisons élastiques. Ceux-ci demandent une précision importante dans la construction des caractéristiques des liaisons non-linéaires ainsi que dans le paramétrage du mouvement des masses auxquelles elles sont attachées. Nous avons ainsi dû utiliser des dispositifs tels que le « doigt de fée » ou la « transmission de mouvement homothétique » au comportement précis et transparent pour les structures manipulées. Nous avons donc pu développer des moyens de réaliser les différents types de geste que l'on rencontre dans une situation instrumentale réelle et qui sont à la base de l'expressivité des sons que peut produire un instrumentiste. En outre, souvenons-nous que via le modèle physique, nous pouvons ensuite extrapoler ces fonctions et les appliquer sur des modèles dont l'équivalent dans le monde réel ne serait pas ou difficilement concevable. Les réseaux abordés dans ce chapitre sont d'ailleurs là pour le démontrer, que ce soit une corde se transformant en tuyau acoustique, une membrane en un réseau de cordes, un tuyau s'évasant progressivement...

En outre nous nous sommes toujours efforcés dans ce chapitre de construire des dispositifs qui puissent être facilement inclus dans des modèles générateurs de comportements gestuels. Ceci est en effet le point le plus important car l'objectif est de pouvoir contrôler via des modèles de geste les modifications apportées aux réseaux CORDIS-ANIMA, ce qui sera source d'expressivité. Rappelons que notre oreille est sensible à la manière dont se réalisent les évolutions des paramètres perceptifs pertinents du son puisqu'elle tire de cette manière des informations sur le type d'agent énergétique à l'origine de ces évolutions. Nous allons donc maintenant aborder dans le chapitre 7 le développement de modèles ayant des comportements à fréquence gestuelle et qui peuvent donc potentiellement simuler des caractéristiques que l'on peut retrouver dans le comportement des différents agents vus au 2 du chapitre 5 : agent mécanique, vivant, phénomène naturel... Nous verrons donc comment construire ces modèles de geste afin qu'ils aient des comportements ayant des analogies ou non avec le geste humain par exemple.

Chapitre 7 : Travail sur l'expressivité des sons et l'évolution de structures musicales complexes via des modèles vibrant à fréquence gestuelle.

Un des points les plus reprochés à l'ordinateur depuis les débuts de la synthèse numérique est que les sons obtenus via ce moyen souffrent d'un manque d'expressivité du fait de la difficulté de faire intervenir l'« intention humaine » dans le processus de synthèse. Ainsi des programmes de recherche ont été lancés depuis les années 1970 afin de produire des interfaces homme-machine permettant à l'être humain d'entrer en interaction avec les algorithmes de synthèse. C'est dans ce contexte que s'est constitué le programme de recherche de l'ACROE, visant à réintroduire l'interaction instrumentale dans la communication entre l'homme et l'ordinateur via la simulation de modèles répondant aux lois de la physique et l'élaboration d'interfaces haptiques permettant à un être humain d'agir sur ces modèles tout en ressentant la réaction de l'objet virtuel à sa manipulation. En parallèle de ces programmes de recherche sur les interfaces homme-machine, bien qu'apparues plus récemment, ont été investiguées des méthodes d'analyse et de synthèse des caractéristiques relatives à l'expressivité des sons et des structures musicales. Giovanni De Poli dans [De Poli 2006] fait un bilan des différents résultats obtenus par son équipe et certains de ses collaborateurs européens sur ce sujet. D'autres études sont plus axées sur un instrument en particulier et notamment le plus apte à véhiculer un contenu expressif : la voix humaine. On pourra particulièrement citer l'équipe de Christophe d'Alessandro qui travaille sur les moyens de doter la synthèse de voix parlées ou chantées d'un contenu expressif fort [D'Alessandro&coll 2007] [LeBeux&coll 2007]. Dans ce chapitre, nous allons nous baser sur les résultats obtenus par différentes études afin d'élaborer des stratégies de modélisation pour travailler sur l'expressivité des sons synthétisés avec GENESIS. En outre, au sujet des modèles de synthèse de performances instrumentales expressives, Giovanni De Poli insiste bien sur le fait que l'objectif n'est pas de remplacer l'interprète. De même, notre approche n'a pas pour objectif de nier l'utilité de l'instrumentiste mais au contraire de questionner ce qui distingue le comportement d'un être humain au cours de son jeu instrumental d'un agent non vivant, mécanique ou désordonné et de voir la manière de doter nos modèles de caractéristiques relatives à un type d'agent particulier. En outre des études réalisées sur des réseaux CORDIS-ANIMA comprenant des modèles de geste permettent par exemple de valider le potentiel d'expressivité recelé par un modèle particulier dans le but qu'ensuite un être humain le manipule via une interface à retour d'effort.

Les études réalisées à l'ACROE relatives à la synthèse de comportements gestuels à l'aide des modèles physiques remontent au milieu des années 1980 avec les travaux de thèse de Sylvie Gibet encadrés par Claude Cadoz et Jean-Loup Florens [Gibet 1987]. A cette époque la puissance de calcul des ordinateurs n'était pas suffisante pour tirer pleinement parti de ces recherches. Ainsi il a fallu attendre une dizaine d'années pour que des modèles de ce genre soient utilisés dans une pièce musicale : pico..TERA de Claude Cadoz [Cadoz 2002]. Ainsi, l'utilisation des modèles physiques pour la synthèse de comportements à fréquences gestuelles est très récente et les nombreuses possibilités que renferme cette approche ont loin d'avoir été toutes parcourues. Notre objectif est donc de mener des investigations sur ce genre de modèles, notamment en ce qui concerne la mise à profit des caractéristiques particulières des structures à oscillations auto-entretenues pour la synthèse de comportements gestuels, dans l'objectif de produire des sons expressifs possédant une certaine évolution temporelle.

1 Modèles de gestes pour la mise en vibrations de structures à oscillations auto-entretenues :

a Etude sur le geste d'excitation :

Dans ce paragraphe, nous abordons les différents axes perceptifs pertinents qui sont apparus suite aux recherches menées sur l'expressivité du jeu instrumental et analysons les techniques de modélisation les plus simples qu'il est possible d'employer pour travailler selon ces axes avec les réseaux CORDIS-ANIMA. Nous prenons l'exemple du frottement d'un archet sur une corde pour illustrer notre propos.

i Paramètres liés à l'expressivité des sons :

L'expressivité des sons provenant du jeu de différents instrumentistes – ou de modèles de synthèse cherchant à en imiter les caractéristiques – a été investiguée via notamment des tests perceptifs sur une population d'auditeurs, les données étant ensuite traitées par la technique de graduation multidimensionnelle vue au 3-b du chapitre 1. Les principaux travaux sur l'expressivité des sons tombent tous d'accord sur plusieurs axes importants pour juger de l'expression véhiculée via le jeu instrumental, quel que soit l'instrument considéré. Par exemple [Canazza&coll 1997], lors d'une étude sur des performances de clarinettes obtiennent un classement des différentes intentions expressives qui s'effectue selon deux directions : d'une part les auditeurs ont été sensibles aux différences de tempo, distinguant des interprétations « rapides et brillantes » des interprétations « lentes et lourdes ». D'autre part ils ont jugé de la « rondeur » ou du « tranchant » de l'articulation,

reliés à la durée de l'attaque des sons. D'autres études visant à juger de l'expressivité d'une interprétation ont investigué, entre autres, des paramètres physiques du son tels que le temps moyen entre les débuts de deux sons consécutifs, l'articulation relative – rapport de la durée d'un son sur le temps moyen entre les débuts de deux sons consécutifs –, la rapidité de l'attaque, l'intensité sonore, la différence d'intensité entre les composantes basses fréquences et hautes fréquences [De Poli 2006] [Friberg&Battel 2002] [Mion 2006] [Todd 1992], paramètres qui sont corrélés pour certains. On remarquera qu'un certain nombre de ces paramètres correspondent à ceux déjà soulevés lors de l'étude sur le timbre des sons. Ainsi l'expressivité d'une séquence sonore est en partie le résultat des évolutions du timbre.

A l'instar de [Canazza&coll 1997], nous retiendrons deux axes principaux dans notre étude sur les possibilités d'expressivité apportées par les modèles de comportements gestuels masse-interaction : le premier axe regroupe l'intensité du son, sa brillance et le tempo de la séquence sonore. En effet nous avons déjà vu au chapitre 1 que le centre de gravité spectral et l'amplitude de vibration étaient fortement corrélés. Nous avons aussi vu au début du chapitre 5 que le violoniste lorsqu'il voulait jouer avec plus d'intensité était obligé de froter plus rapidement les cordes. Ainsi on conçoit que l'augmentation du tempo engendre un gain en intensité sonore, ce qui se vérifie assez souvent. Le deuxième axe a trait à l'articulation des sons successifs. On s'intéresse au caractère legato ou staccato de la séquence sonore, ce qui implique aussi de contrôler la rapidité de l'attaque des sons.

Nous allons donc maintenant voir la possibilité de construire des modèles vibrant à fréquence gestuelle qui permettent d'évoluer selon ces deux axes.

ii Des modèles de geste d'excitation élémentaires : l'oscillateur harmonique et le « ZIG ».

Rappelons tout d'abord que nous étudions ici les modèles de geste dans l'optique de les appliquer à un exemple de modèle de corde acoustique frottée. Nous considérons tout d'abord les modèles de geste les plus élémentaires possibles afin de comprendre, via l'étude de leurs possibilités et de leurs limites, les traits importants des modèles physiques qui permettent de travailler sur l'expressivité des sons entretenus. La figure ci-dessous présente deux modèles dont on a réglé les paramètres de manière à ce que leur fréquence de vibration tombe dans la zone caractéristique du geste ($f < 20\text{Hz}$). Le premier correspond à un oscillateur harmonique dont les signaux de position et de

vitesse sont bien connus. Le second, appelé « ZIG »⁵⁵, correspond au même oscillateur mais qui ne subirait d'interaction élastique que lorsque sa position est en dehors d'une zone déterminée de largeur L, dans laquelle il n'est sujet à aucune force. Celui-ci est donc réalisé à l'aide d'un module MAS placé entre deux modules SOL éloignés de la distance L. Des liaisons BUT⁵⁶ reliant la MAS aux deux autres modules assurent alors l'établissement d'une liaison élastique lorsque cette dernière sort de la zone située entre les deux SOL. Nous voyons en outre que les deux modèles sont mis en mouvement à l'aide d'un percuteur, c'est-à-dire une masse qui va entrer en collision avec l'oscillateur via une interaction butée – module BUT – et que l'on peut paramétrer afin de fournir une vitesse initiale précise à l'oscillateur.

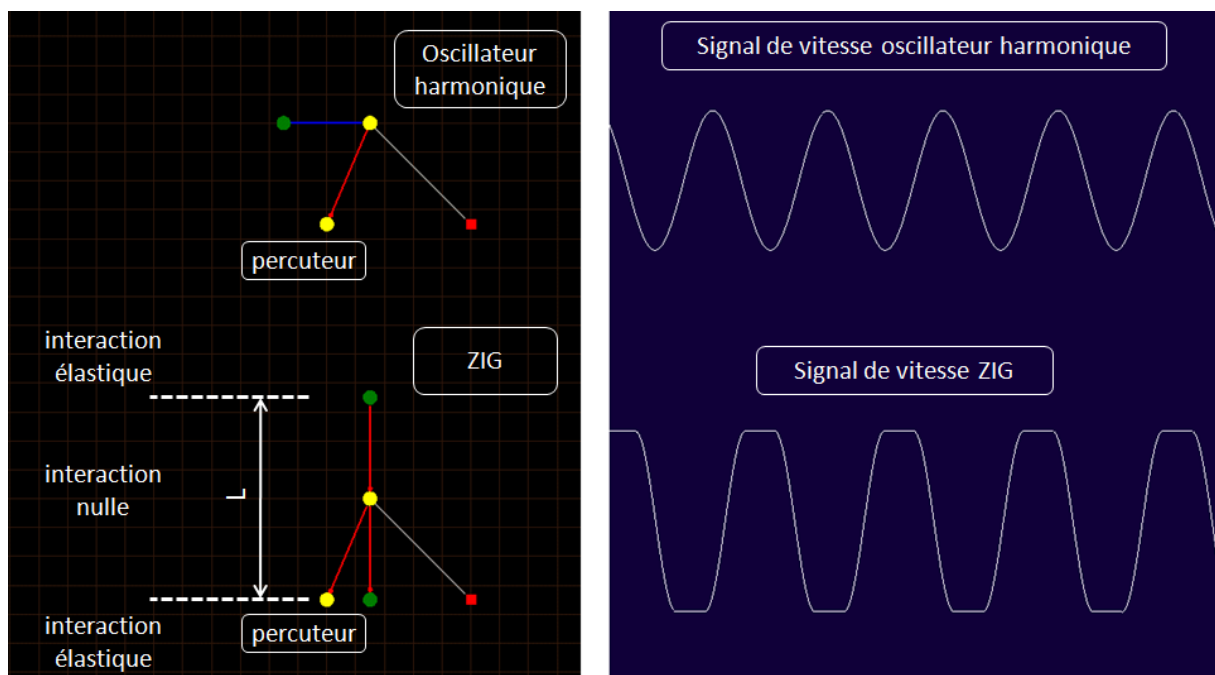


Figure 90 : Deux oscillateurs élémentaires permettant de simuler des comportements gestuels simples. A gauche, présentation des modèles. A droite, signaux de vitesse calculés pour les deux oscillateurs.

Afin de pouvoir évaluer l'intérêt des modèles présentés à la figure 90, nous reproduisons des résultats de mesures de vitesse de l'archet au cours du jeu d'un instrumentiste réel effectuées par Nicolas Rasamimanana [Rasamimanana 2008]. Il a été demandé à l'instrumentiste de jouer une séquence assez rapide dans le mode de jeu *Détaché*.

⁵⁵ Le « ZIG » est un modèle présent depuis longtemps au sein de l'*Instrumentarium* GENESIS.

⁵⁶ Rappelons que comme dit au 1-c du chapitre 1, la liaison BUT est une liaison viscoélastique conditionnelle, c'est-à-dire qu'elle correspond à un module REF qui ne s'active que pour certaines conditions portant sur la différence de position ΔX entre les deux modules <MAT> qu'elle relie (par défaut, $\Delta X=0$).

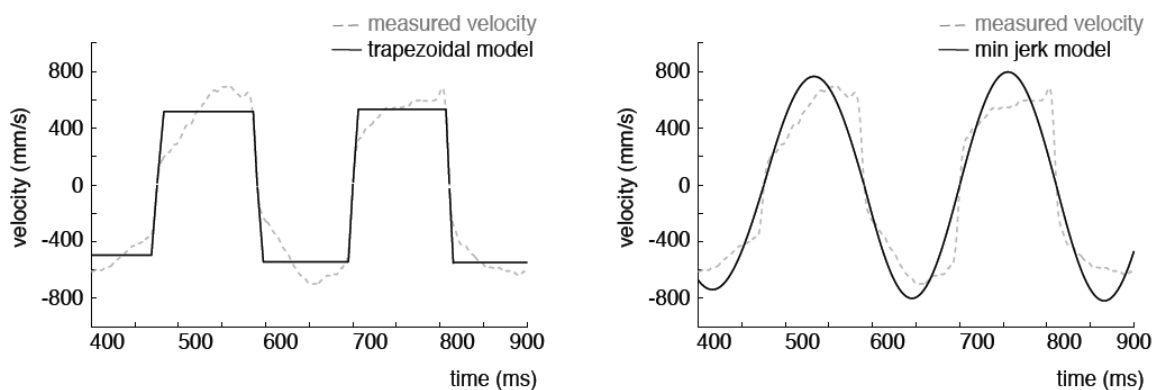


Figure 91 : Signal de vitesse de l'archet mesuré pour un jeu de type *Détaché* au violon. Comparaison avec des modèles trapézoïdaux et sinusoïdaux. D'après [Rasamimanana 2008].

La forme du signal de vitesse de la figure 91 montre que l'oscillateur harmonique ou le ZIG peuvent l'approximer raisonnablement. En effet, pour des gestes cycliques assez rapides tels que ceux-ci, la forme sinusoïdale du mouvement de l'oscillateur harmonique mène à une séquence sonore assez réaliste. Cependant, dès que l'on veut simuler des mouvements amples et plus lents de l'archet, elle ne l'est plus du tout. En effet, dans la réalité, on a alors de longues phases où la vitesse de l'archet est constante, et un signal présentant des paliers tels que celui que l'on obtient avec le ZIG est plus approprié. En outre, le ZIG est un modèle recelant beaucoup plus de possibilités d'évolutions selon les deux axes relatifs à l'expressivité que nous avons considérés. Tout d'abord, il permet de travailler indépendamment le rythme et l'articulation. En effet, si l'on veut réaliser des coups d'archets plus longs – premier axe – il suffit d'augmenter l'écart L entre les deux modules SOL. Pour pouvoir le faire – car rappelons-le un module SOL ne peut pas être déplacé au cours de la simulation – on modifie légèrement le modèle de ZIG : il suffit de remplacer l'un des deux modules SOL – voire les deux – par une masse de très forte inertie comparée à celle de la masse oscillante et il sera possible de la déplacer via un dispositif annexe – percuteur, oscillateur... Ensuite, pour modifier l'articulation – deuxième axe – entre les coups d'archet successifs, il faut pouvoir modifier l'élasticité des liaisons BUT, responsables de la pente des zones situées entre les paliers sur le signal de vitesse, ce qui peut être fait simplement en amenant des nouvelles masses de forte inertie au niveau des premières, reliées elles aussi via des interactions BUT. Les élasticités des différents modules BUT se somment alors et l'interaction que voit la masse oscillante s'en trouve renforcée. Enfin, si l'on veut augmenter l'intensité du son produit – premier axe – il est possible de modifier la vitesse de la masse oscillante du ZIG – et éventuellement la force d'interaction du frottement d'archet – mais cela impliquera immédiatement un rythme plus rapide : on obtient ici un lien entre rythme et intensité

sonore, d'où leur association au sein du premier axe. En outre, en utilisant un modèle de corde acoustique non-linéaire, l'augmentation de l'intensité sonore sera accompagnée par un décalage du centre de gravité spectral comme on peut le voir pour le modèle de la figure 92.

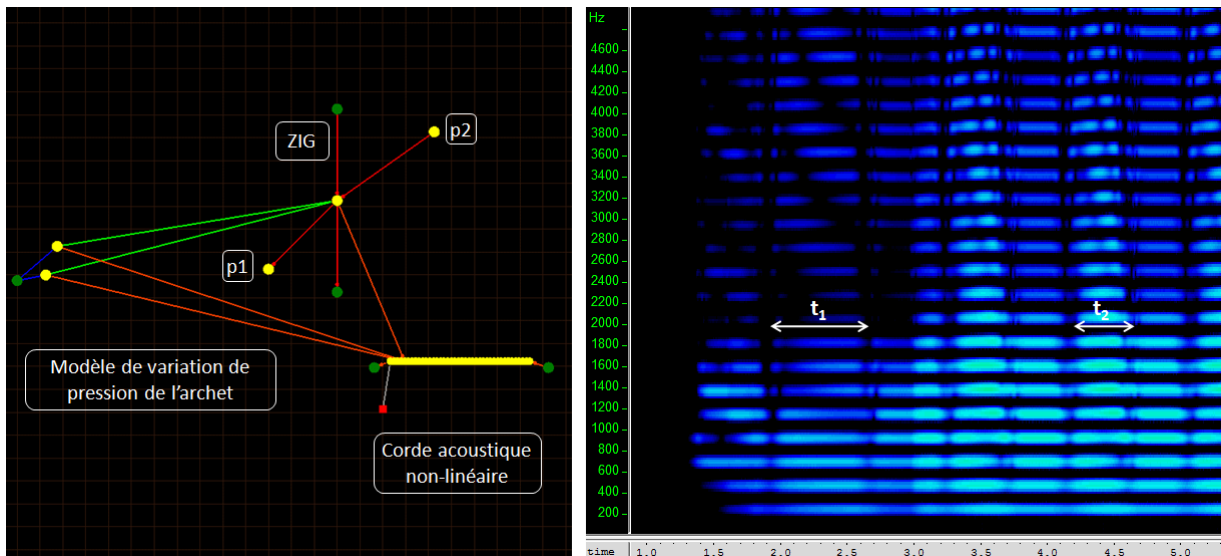


Figure 92 : A gauche, modèle de geste basé sur un ZIG. La masse oscillante contrôle un dispositif de frottement d'archet dont la pression est corrélée à sa vitesse. A droite spectrogramme du son obtenu.

Sur la figure 92 est présenté un modèle de frottement d'un archet sur une corde non-linéaire en élasticité. Le modèle de geste utilisé est un ZIG qui contrôle un dispositif de variation de la pression de l'archet en fonction de la vitesse de celui-ci. Un percuteur p1 démarre le modèle de geste alors que p2 vient accélérer la masse oscillante du ZIG à la seconde 3 de la simulation. Nous pouvons voir sur le spectrogramme du son calculé qu'après l'intervention de p2, la durée des coups d'archet a été presque divisée par deux et que parallèlement l'amplitude du son et son centre de gravité spectral ont augmenté. Ainsi, la séquence sonore devient plus rapide, plus forte et plus brillante.

iii Un autre modèle de geste élémentaire : l'oscillateur de Van der Pol

Si l'on reprend les signaux de vitesse obtenus pour l'oscillateur de Van der Pol et la cellule frottée au 1 du chapitre 3, nous pouvons voir qu'ils présentent aussi des allures proches des signaux mesurés sur un instrumentiste réel. On obtient notamment des paliers plus ou moins marqués selon la valeur du coefficient ε de l'oscillateur. D'où l'idée de mettre à profit ce type d'oscillateurs et plus généralement des structures à oscillations autoentretenuës à basses fréquences comme modèles générateurs de comportements gestuels. En outre une grande différence sépare l'oscillateur harmonique ou le ZIG de l'oscillateur de Van der Pol : ce dernier est un oscillateur actif alors que les

deux premiers sont passifs. En effet, les deux premiers oscillateurs sont des systèmes dynamiques qui ne peuvent que perdre de l'énergie au cours du temps et ne pourront pas rester sur des orbites stables dans l'espace des phases alors que l'oscillateur de Van der Pol tend vers un cycle limite, quelle que soit la perturbation qui lui soit appliquée, et c'est là tout l'intérêt de ce système. Ainsi, pour un modèle de geste basé sur l'oscillateur harmonique ou toute autre structure linéaire, le seul moyen de réaliser un mouvement contrôlé est de prendre des valeurs d'inertie et d'élasticité à des échelles beaucoup plus grandes que celles de la structure acoustique sur lequel il va agir, afin que l'interaction couplant les deux structures n'influe pas sur son comportement : le modèle de geste applique donc une action sur la structure acoustique sans recevoir de réaction perceptible de sa part. Si maintenant ses paramètres d'inertie et d'élasticité ne sont plus que de dix ou cent fois plus importants que ceux de la structure acoustique, la réaction de cette dernière – notamment l'amortissement – sera perceptible et surtout se sommera dans le temps. Le modèle de geste évoluera donc au gré de l'interaction sans qu'il ne soit perçu à l'écoute d'objectif, de contrôle, d'intention dans son comportement. On obtiendra généralement un mouvement rapidement dominé par le fondamental du modèle de geste et s'amortissant progressivement. Au contraire, si l'on utilise une structure à oscillations auto-entretenues comme modèle de geste, le fait de fixer ses paramètres à dix ou cent fois ceux de la structure acoustique sur laquelle elle agit va aussi influencer sur son mouvement, mais la source d'énergie qui l'anime aura tendance à ramener celui-ci vers son cycle limite. On a donc là un comportement typique de contrôle, c'est-à-dire la réaction immédiate du système pour ramener son mouvement vers celui ciblé, à chaque fois qu'il subit une perturbation. Ainsi, il sera possible avec ce type de modèles de geste de jouer sur la plus ou moins forte perturbation du système afin de révéler le caractère actif du modèle de geste, et de simuler un contrôle. De la même manière, l'instrumentiste doit exercer un contrôle de ses gestes lorsqu'il est en interaction avec son instrument. D'ailleurs ce type de modèle a déjà été utilisé par certains auteurs pour expliquer les caractéristiques du comportement gestuel humain [Haken&coll 1985] [Kay&coll 1991] [Kelso 1995], notamment lorsqu'il effectue des gestes cycliques au cours desquels il est en contact de manière relativement continue avec un système dissipatif.

Donc pour simuler la capacité d'un système à contrôler son mouvement, on pourra utiliser un modèle de geste non-linéaire du type de l'oscillateur de Van der Pol. Ci-dessous est présenté le modèle de Van der Pol-Duffing basse fréquence dont on fait évoluer les caractéristiques en tirant dessus via un dispositif de doigt de fée.

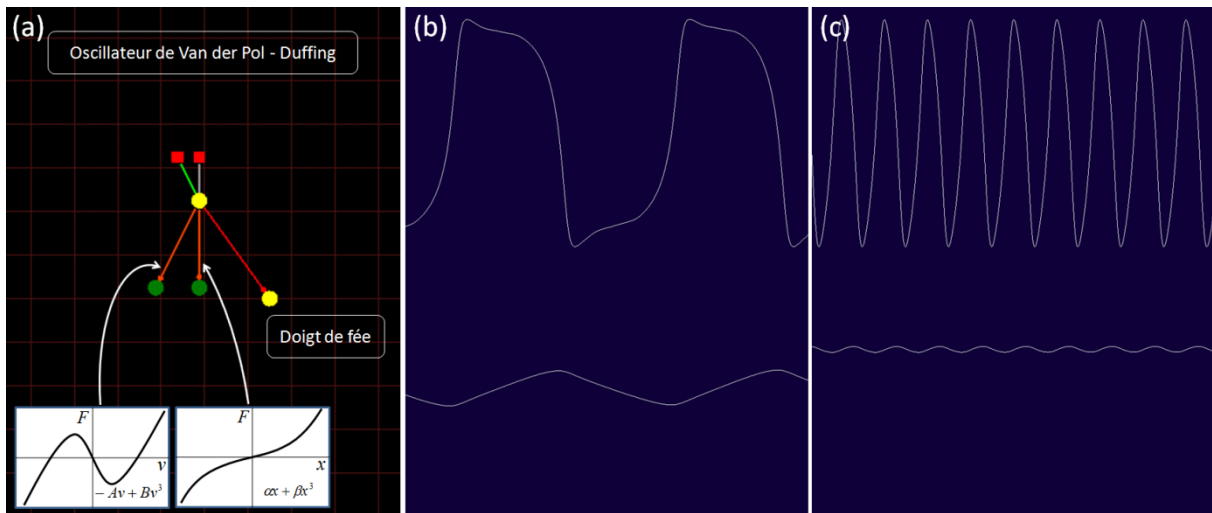


Figure 93 : (a) Modèle de geste basé sur l’oscillateur de Van der Pol-Duffing. Un dispositif de doigt de fée permet de tirer sur celui-ci afin de modifier ses caractéristiques au cours du temps. (b) Signal de vitesse – en haut – et de position – en bas – de l’oscillateur au début de la simulation et (c) plus tard dans la simulation.

Nous voyons donc sur les signaux de vitesse que lorsque l’on n’a pas encore tiré sur l’oscillateur – donc pour l’élasticité la plus faible – celui-ci se comporte de manière analogue aux mesures effectuées sur un instrumentiste réel. Ensuite, plus l’élasticité augmente, plus la fréquence des coups d’archet est grande, et plus la forme du signal de vitesse est arrondie, ce qui est le cas aussi pour le geste d’un instrumentiste réel. En outre nous pouvons remarquer que le signal de position diminue en amplitude ce qui est une loi que l’on retrouve classiquement pour le geste humain [Haken&coll 1985] : un violoniste devant produire des coups d’archet à une fréquence de plus en plus grande diminuera naturellement l’excursion de celui-ci pour suivre le tempo désiré. Ci-dessous est présenté l’oscillateur de Van der Pol-Duffing qui est utilisé comme modèle de geste pour un archet frottant sur une corde acoustique. L’oscillateur est en outre tiré progressivement afin que ses caractéristiques vibratoires évoluent de la même manière qu’à la figure 93.

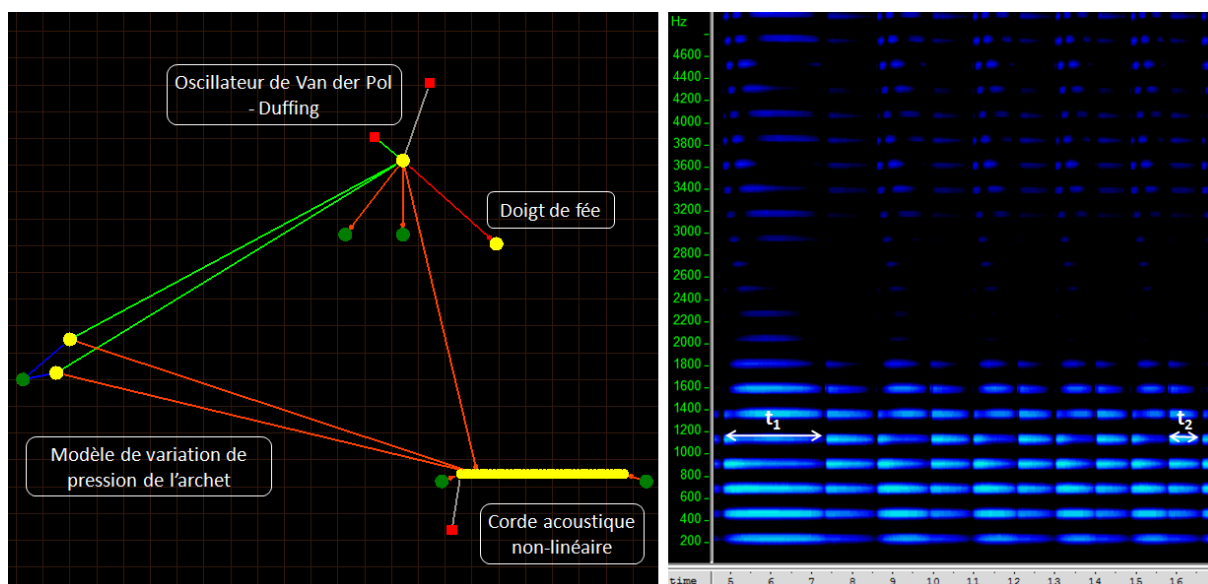


Figure 94 : A gauche, modèle de geste basé sur l'oscillateur de Van der Pol-Duffing qui contrôle un dispositif de frottement d'archet dont la pression est corrélée à sa vitesse. Un dispositif de doigt de fée permet de modifier l'élasticité de l'oscillateur. A droite spectrogramme du son obtenu.

Nous pouvons voir sur le spectrogramme du son obtenu que comme prévu, la fréquence des coups d'archet augmente au fur et à mesure que l'on tire sur l'oscillateur de Van der Pol-Duffing sans que l'intensité ne soit modifiée. En effet, une des caractéristique de cet oscillateur est que la vitesse maximale reste la même quelle que soit la valeur de ε . Nous avons donc ici une accélération du tempo mais sans influence sur l'intensité sonore. En outre, il est à remarquer que ce genre de modèle sera particulièrement bien approprié pour obtenir une variation progressive du rythme. Pour modifier l'intensité sonore, il est préférable d'utiliser le modèle d'oscillateur frotté – ou plus généralement une structure basse fréquence frottée – pour lequel il est possible de faire évoluer la vitesse maximale en faisant varier l'amplitude de la caractéristique non-linéaire de son excitation via un modèle de variation de pression de l'archet tel que celui utilisé à la figure 94, mais cette fois-ci appliqué non plus entre le modèle de geste et le modèle acoustique mais entre le modèle de geste et sa source d'énergie. Via ce moyen on obtiendra une variation progressive de la vitesse et de l'intensité d'exécution. Si l'on veut un changement plus brutal, il est possible de passer par des modèles d'archets ayant des caractéristiques figées et différentes, et venant à tour de rôle exciter le modèle de geste. La figure suivante aborde ce dernier type de modèle dans le cas où la structure qui doit simuler le comportement gestuel est une macrocorde.

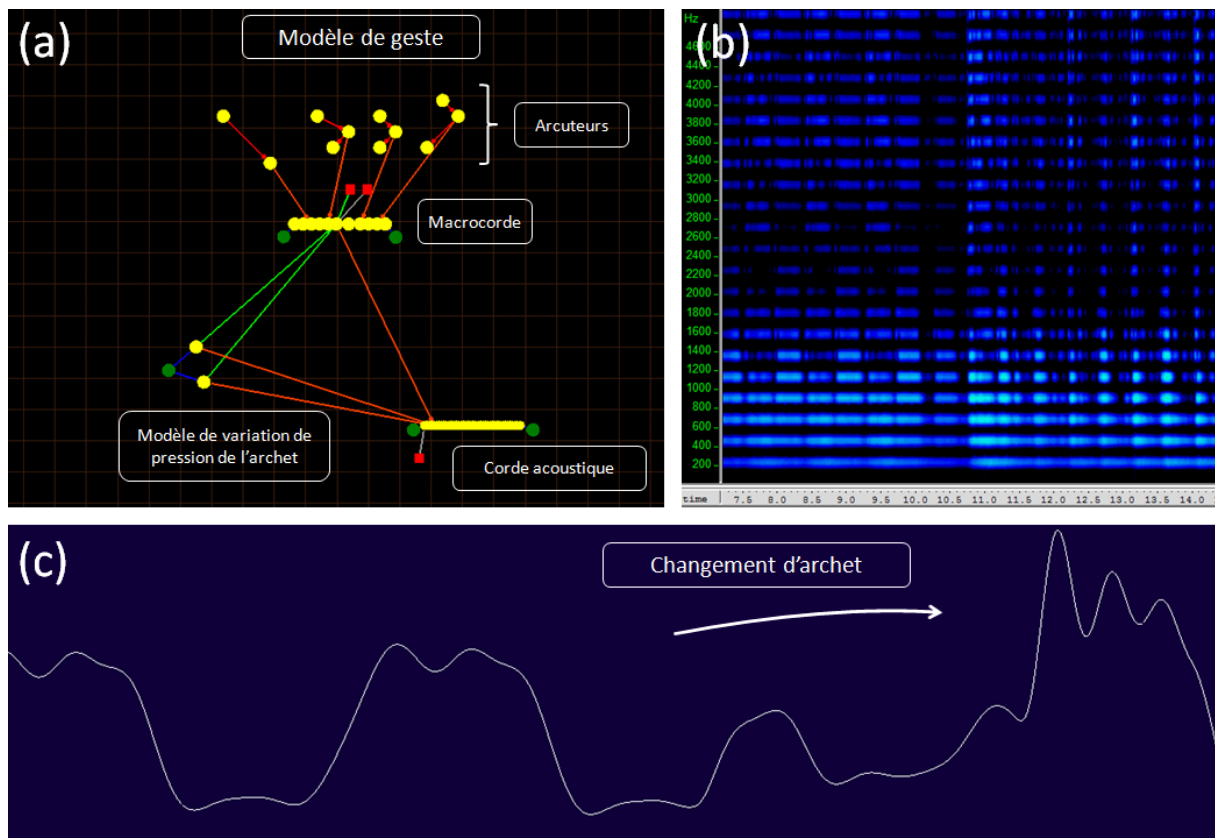


Figure 95 : (a) Modèle de macrocorde frottée – par différents archets – simulant le geste d’excitation d’une corde acoustique. (b) Détail du spectrogramme de la séquence sonore obtenue. (c) Détail du signal de vitesse de la masse de la macrocorde qui contrôle le dispositif d’excitation de la corde acoustique.

La figure 95 présente un modèle de macrocorde, frottée à tour de rôle – via des modèles d’arcuteurs – par quatre archets aux caractéristiques différentes, de manière à modifier son comportement vibratoire, notamment son amplitude d’oscillation. En (b), il est possible d’observer l’évolution de l’intensité sonore obtenue lorsque l’on change d’archet. En (c) le signal de vitesse de la masse excitatrice nous montre de quelle manière s’opère alors le changement de comportement du modèle de geste. Nous voyons par exemple dans ce cas que le changement d’archet ne s’effectue pas en phase avec l’oscillation de la macrocorde, ce qui déstabilise le mouvement de Helmholtz pendant un certain temps. Si l’on veut empêcher cela, il conviendra alors de régler précisément l’entrée en action de chaque archet afin qu’il vienne épouser le mouvement de la macrocorde. En outre, nous voyons sur le signal en (c) que chaque palier de vitesse montre des fluctuations. Ce phénomène que l’on peut diminuer ou amplifier via l’amortissement visqueux interne de la macrocorde est très intéressant au niveau des possibilités expressives que renferme le modèle. Il aura pour effet perceptif l’établissement d’un vibrato plus ou moins prononcé sur le geste d’excitation.

iv Conclusion :

Nous avons donc vu dans ce paragraphe différents moyen de simuler des comportements gestuels avec des modèles physiques masse-interaction oscillant à basses fréquences. Nous avons montré qu'il est possible de travailler de manière assez précise selon les différents axes relatifs à l'expressivité avec les modèles d'oscillateurs harmoniques ou de ZIG. Cependant, étant donné leur simplicité, la séquence sonore obtenue avec ce type de modèle de geste risque de produire un effet de jeu mécanique, à moins de spécifier les variations souhaitées via une batterie de percuteurs par exemple mais cette démarche risque alors d'être extrêmement fastidieuse. Nous rattacherons donc plutôt ces méthodes de simulation de comportements gestuels à la catégorie des agents mécaniques du tableau 5 présenté au 2 du chapitre 5.

Pour simuler un contrôle sur le geste effectué et permettre une interaction modèle de geste/modèle acoustique fonctionnant dans les deux sens, il a alors été envisagé d'utiliser des oscillateurs non-linéaires de type Van der Pol, voire des structures plus élaborées en oscillations auto-entretenues. Notamment pour le modèle de macrocorde frottée, les microvariations de son mouvement vont aboutir à un comportement au potentiel expressif riche. En outre nous avons aussi analysé les moyens de contrôler les différents paramètres des deux axes relatifs à l'expressivité pour ces méthodes de simulation de comportements gestuels. Ainsi le tempo de la séquence sonore peut être modifié en utilisant un modèle non-linéaire en élasticité que l'on tire via un « doigt de fée ». L'intensité des sons produits, voire la brillance – reliées à la vitesse de la macrocorde –, évoluera grâce à un dispositif de variation de la pression d'archet reliant le modèle de geste à la source d'énergie qui l'anime⁵⁷. Ceci permet une évolution progressive de l'intensité. Pour des variations plus brutales, il est possible d'utiliser des « arcuteurs » comme cela a été fait pour le modèle de la figure 95. Enfin, il est possible de jouer sur l'articulation de la séquence sonore en modifiant la pente négative de la caractéristique non-linéaire du frottement s'appliquant sur le modèle de geste, ce qui fait varier la valeur du coefficient ε et donc l'arrondi de la forme du signal de vitesse. Enfin, il est possible de contrôler l'amplitude des microvariations du comportement de la macrocorde frottée en jouant sur son amortissement.

Via ces derniers modèles, il a été possible de simuler un contrôle de la séquence gestuelle menant à l'excitation de la structure acoustique. Nous les rattacherons donc soit à la catégorie des agents vivants soit à celle des agents naturels du tableau 5, selon le degré de fluctuations émergent du comportement de la structure frottée. En effet, le point important caractéristique de ces

⁵⁷ En plus de celui reliant le modèle de geste à la structure acoustique.

systemes, est qu'ils manifestent à la fois une forme d'ordre avec le contrôle gestuel qu'ils simulent et une forme de désordre qui vient des fluctuations, des microvariations inhérentes à un modèle possédant un nombre important de degrés de libertés. Les agents vivants et naturels, tels qu'ils ont été définis au chapitre 5, présentent ces deux types de manifestations. L'agent vivant se caractérisera par un contrôle plus présent et plus fin des fluctuations de son mouvement alors que l'agent naturel les laissera pleinement s'exprimer.

b Intervention du geste de modification :

Nous abordons maintenant la possibilité de réaliser des gestes de modification et analysons les possibles corrélations existant avec le(s) geste(s) d'excitation. Nous avons considéré deux types de gestes de modification relativement au rôle qu'ils peuvent jouer par rapport à ce dernier :

- La modification se réalise sur une échelle de temps différente de l'excitation, qu'elle soit plus grande ou plus petite. C'était par exemple le cas lorsque l'on a parlé du modèle de vibrato au 1-a du chapitre 6. L'évolution de la structure modale se réalisait alors plus rapidement que les variations du geste d'excitation. Au contraire, il est possible d'envisager une évolution lente des propriétés vibratoires de la structure, comme par exemple pour le modèle du 2-c du chapitre 6 qui simule une membrane se transformant progressivement en un réseau de cordes indépendantes. Pour ce type de modèles, les processus d'excitation et de modification de la structure sont donc bien différenciés.
- Le temps caractéristique de la modification est le même que celui du geste d'excitation. Il est alors intéressant de corréliser les deux gestes afin de les envisager comme une seule et même dynamique, comme deux composantes d'un même discours expressif. En effet si l'on se réfère au jeu d'un instrumentiste réel, les gestes qu'il réalise en parallèle sont coordonnés et suivent ce que les cognitivistes appellent un « programme moteur ». Ce concept correspond à la capacité qu'a le cerveau humain de retenir sous une forme intégrée les différents aspects invariants d'un ensemble d'actions nécessaires à la réalisation d'une tâche donnée – voir [Gibet 2002] par exemple. Ainsi, la forte corrélation du comportement de modèles de geste de modification avec le geste d'excitation permettra de simuler l'intégration de ces différents comportements en un programme moteur à l'objectif bien défini : un discours musical expressif. Ci-dessous nous présentons le modèle que nous avons envisagé à la figure 95, excepté que désormais la corde acoustique est non-linéaire et que l'une de ses extrémités est mobile et son mouvement est contrôlé par celui de la macrocorde frottée.

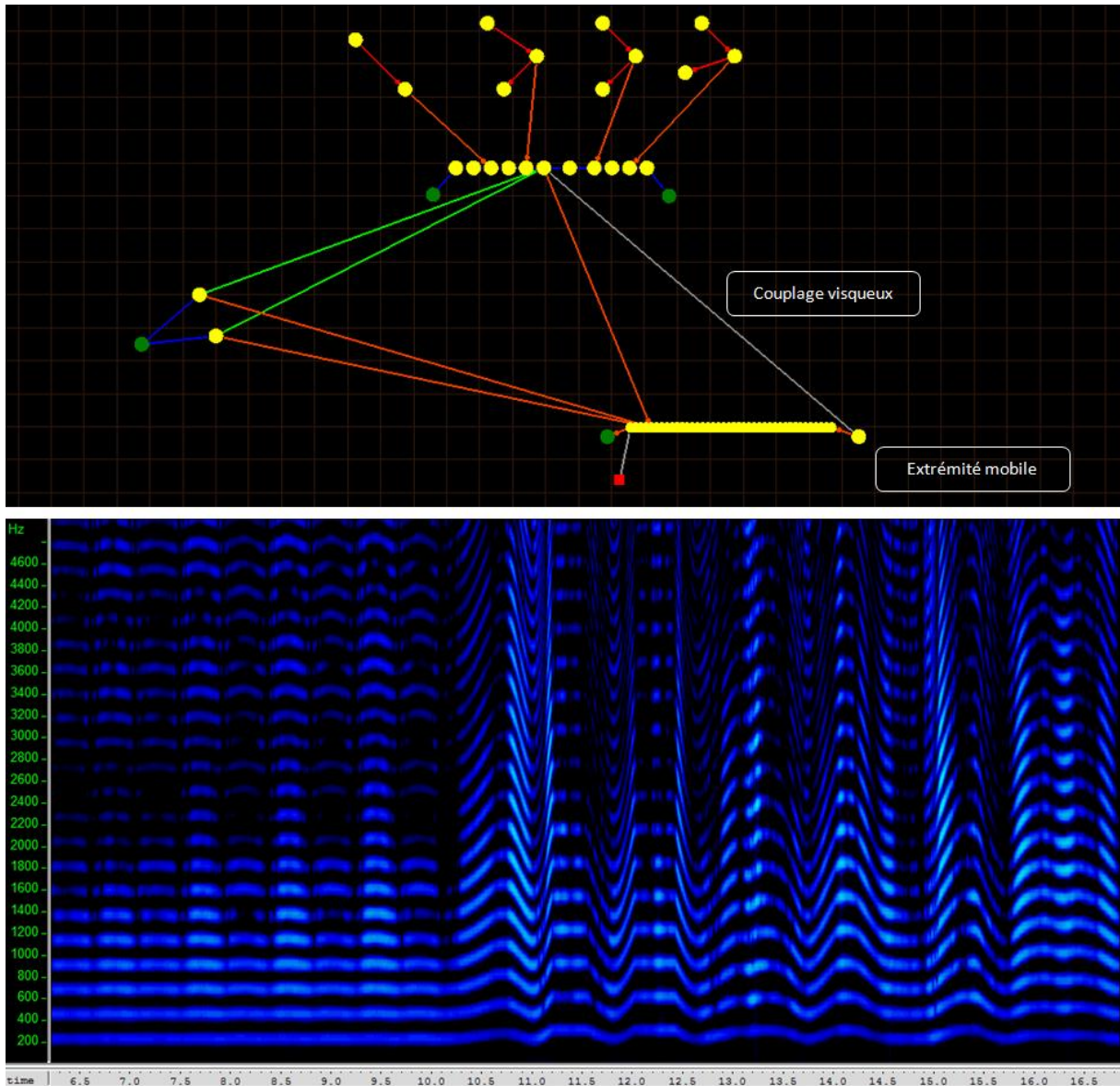


Figure 96 : En haut, modèle de macrocorde frottée jouant sur une corde acoustique non-linéaire dont une extrémité se déplace en corrélation avec le mouvement de la macrocorde. En bas spectrogramme de la séquence sonore obtenue.

Nous pouvons voir sur le modèle de la figure 96 que nous avons couplé la masse de la macrocorde faisant office d’archet à l’extrémité de la corde acoustique via une interaction de type visqueuse. Nous avons en effet fait ce choix afin que le geste de modification, basé sur la position de la masse de l’extrémité de la corde, suive le geste d’excitation, basé quant à lui non pas sur la position mais la vitesse de la masse de la macrocorde. Il fallait donc obtenir un déphasage de $\pi/2$ du signal d’excitation basse fréquence, ce qui est le cas avec un filtre passe haut du premier ordre : pour une fréquence très basse, le déphasage en sortie de filtre est de $\pi/2$ par rapport à l’entrée. L’utilisation du couplage visqueux correspondant à un filtrage passe-haut, nous tendons alors vers un

déphasage de $\pi/2$ lorsque son coefficient Z devient très petit. Cependant dans ce cas le gain s'effondre, l'extrémité n'oscillant qu'à très faible amplitude. Il faut alors ajouter un dispositif de transmission de mouvement homothétique de fort gain pour pouvoir tirer parti des non-linéarités de la corde acoustique. Dans le modèle de la figure 96, nous nous sommes contentés d'une valeur de Z intermédiaire. Ainsi au début de la séquence sonore, le geste de modification suit bien le mouvement du geste d'excitation alors qu'après l'arrivée du deuxième archet, le mouvement de Helmholtz est perturbé, laissant place à des oscillations de plus hautes fréquences ce qui décale un peu la réponse du geste de modification. Cependant les deux actions restent corrélées perceptivement.

Nous considérons un dernier modèle qui aborde un point dont nous n'avons pas encore parlé et qui est néanmoins intéressant lorsque l'on recherche à produire des sons expressifs : l'utilisation d'une structure résonante à la suite de la structure acoustique excitée, structure résonante dont on pourra aussi modifier les propriétés modales. Ce modèle est important car il a une configuration analogue à ce qu'il se passe dans la production de la voix humaine, et plus généralement animale. Or l'expressivité particulière que l'on trouve à l'écoute de la voix chantée est, à notre avis, en grande partie due à l'évolution des formants résultant de la déformation au cours du temps du conduit vocal. Le modèle présenté à la figure 97 comprend donc un geste d'excitation et deux de modification que l'on n'a pas corrélés entre eux explicitement. Par contre nous avons eu soin de régler les fréquences fondamentales des différents modèles de geste en rapports entiers. Ce modèle correspond donc à une structure source-filtre dont les caractéristiques modales de la source et du filtre sont modifiées au cours de la simulation. La source est constituée d'un modèle de tuyau acoustique dont l'évasement peut être modifié et qui est frotté par un archet oscillant. L'évasement change en fonction du mouvement de 4 dispositifs de doigt de fée reliés entre eux au sein d'une macrocorde. La source est ensuite reliée à un modèle de cavité résonante constituée d'un tuyau acoustique et d'un dispositif analogue de modification – 4 doigts de fée reliés au sein d'une corde. En outre, la fréquence fondamentale de l'oscillateur contrôlant l'excitation est la même que celle du modèle de modification du tuyau résonant et est 4 fois inférieure à celle du modèle de modification du tuyau acoustique.

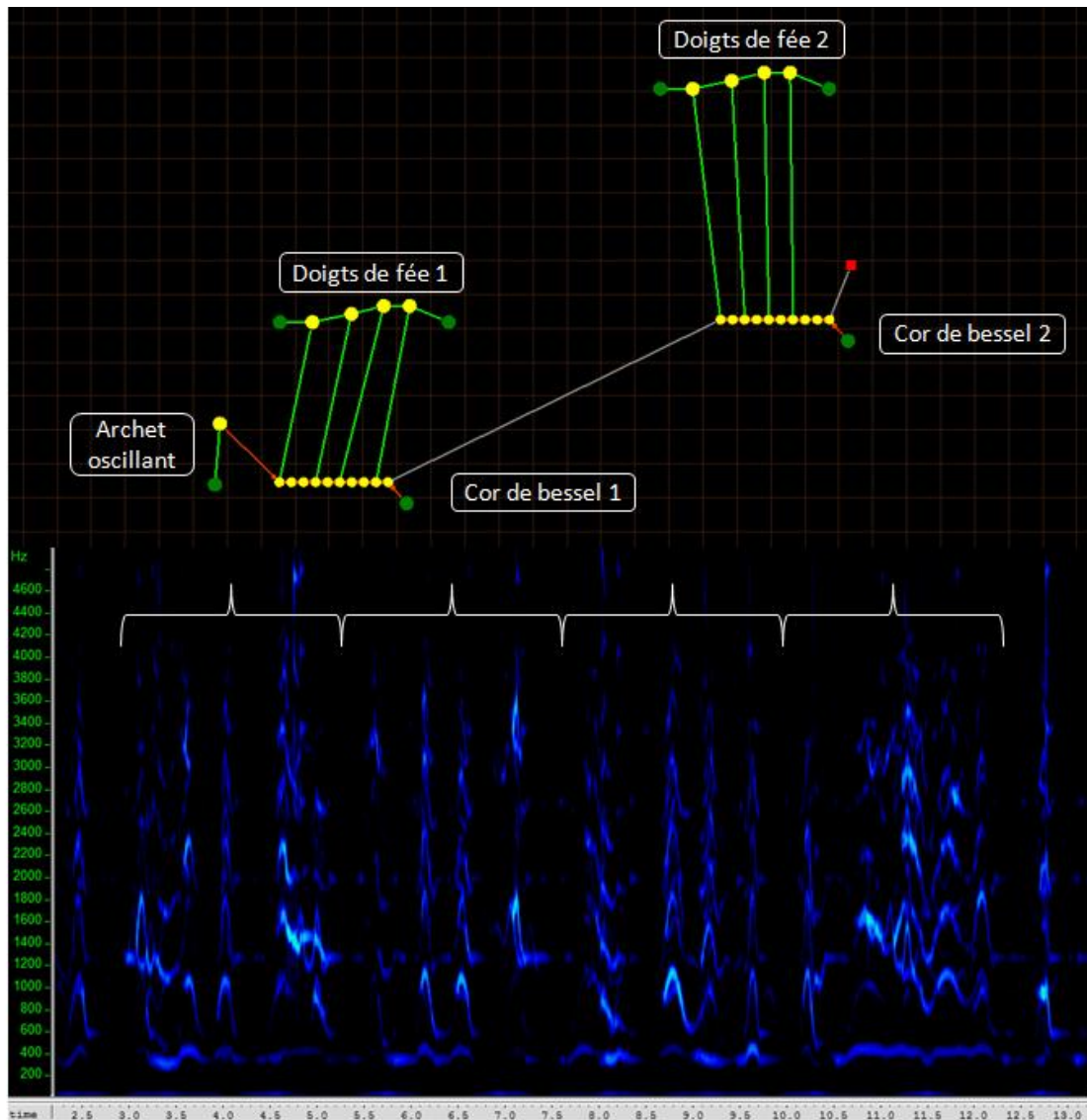


Figure 97 : En haut, modèle de tuyau acoustique frotté et étiré via un dispositif comprenant 4 doigts de fée reliés au sein d’une corde. Il est de plus relié à un modèle de cor de Bessel résonant dont les propriétés peuvent changer au cours du temps. En bas, spectrogramme de la séquence sonore obtenue.

Le spectrogramme nous montre que la séquence sonore peut être divisée en tranches d’un peu plus de 2 secondes, ce qui correspond à la période de l’excitation alors que l’on a approximativement 4 événements dans chacune de ces tranches, événements dus principalement à la modification du tuyau acoustique. A l’écoute, on perçoit une séquence sonore à l’aspect vocal, ayant de fortes analogies avec des sons d’animaux, notamment d’oiseaux ou de chiens. Il serait en outre possible avec ce type de réseaux d’augmenter la corrélation entre les trois modèles de geste, permettant une cohérence accrue des évolutions des deux structures vibrantes. Ainsi, dans la voix humaine, l’ouverture de la bouche, donc la configuration du conduit vocal – analogue au cor de

bessel n°2 de notre modèle –, suit la prosodie élaborée par l'excitation des cordes vocales – cor de bessel n°1.

2 Evolution des caractéristiques des modèles de geste pour une évolution de la séquence sonore : le phrasé.

Nous avons envisagé ci-dessus la possibilité de faire évoluer lentement certains paramètres relatifs à l'expressivité des sons. Nous allons maintenant voir un exemple de telle évolution et l'intérêt qu'elle présente. En effet, le discours musical ne se situe pas uniquement au niveau de l'événement sonore ponctuel et de son articulation avec ses voisins temporels. Au contraire, des évolutions des paramètres déjà abordés se développent à des échelles plus importantes et structurent ainsi le discours musical : c'est ce que l'on nomme classiquement le phrasé. Ainsi, dans une situation instrumentale réelle, les indications placées sur la partition telles que le crescendo ou l'accelerando, ou les explications du chef d'orchestre sur la manière d'effectuer le phrasé d'une partie, indiquent à l'instrumentiste de faire évoluer des caractéristiques de son jeu à plus long terme que le temps caractéristique de chaque note qu'il joue et selon un parcours bien déterminé. Celui-ci est d'ailleurs souvent imaginé, faisant appel à des comportements dynamiques concrets. On a ainsi recours à un mouvement imaginé par l'instrumentiste. Ce procédé est un moyen très efficace pour communiquer de manière économique sur le phrasé à apporter à un passage particulier. En effet, nous avons déjà parlé de la notion de programme moteur regroupant un ensemble d'actions à réaliser par les organes effecteurs dans le but de réaliser une tâche précise. Ce concept est lié à la capacité qu'a le cerveau d'utiliser ce qu'il maîtrise bien pour intégrer de la manière la plus optimisée une succession de gestes ayant un objectif commun bien déterminé. Il usera notamment des procédés liés à ce qu'il a appris via son expérience proprioceptive et kinesthésique. Ainsi des auteurs ont montré le lien qui existait entre la « dynamique musicale » et le mouvement physique. Notamment [Todd 1992] a développé un modèle de phrasé mettant en jeu des oscillateurs placés dans un champ gravitationnel. Ainsi l'instrumentiste semble en quelque sorte coupler son jeu au comportement d'un système dynamique psychologique en accord avec les lois de la physique. En outre, suite à la constatation qu'un phrasé jugé naturel avait de fortes analogies avec le mouvement d'une masse placée dans un potentiel gravitationnel, Todd émet une hypothèse permettant de justifier ce fait. Il s'avère en effet que les organes de l'oreille interne semblent réagir à l'expressivité d'un jeu instrumental bien que ceux-ci sont principalement sensibles à la gravité, l'accélération linéaire et rotationnelle et permettent à un individu de percevoir son propre mouvement. Cependant Todd cite plusieurs études qui ont montré que ces organes étaient aussi sensibles aux phénomènes

vibratoires. Ainsi l'auteur conclue que l'expressivité d'un jeu instrumental entendu pourra induire chez un individu une sensation interne de mouvement propre. Enfin cette conclusion explicite aussi le lien étroit entre musique et danse, l'oreille interne étant évidemment extrêmement sollicitée dans cette dernière discipline. Ainsi les gestes du danseur correspondraient à l'expression au niveau corporel du système dynamique psychologique que ce dernier a perçu provenant du jeu expressif de l'instrumentiste. Un programme de recherche a d'ailleurs été entrepris par les chercheurs du CSC⁵⁸ de l'Université de Padoue sur le contrôle de paramètres expressifs d'un jeu instrumental virtuel par des mouvements de danse [Canazza&coll 2004] [De Poli 2006].

Ces considérations permettent de justifier la démarche que nous avons adoptée qui consiste à utiliser le comportement d'un modèle physique pour simuler l'évolution à long terme du mouvement d'un modèle de geste. Ainsi, l'expressivité de la séquence sonore obtenue naîtra du comportement d'un modèle simulant le système dynamique psychologique d'un instrumentiste. Nous présentons sur la figure ci-dessous un modèle qui simule un jeu au phrasé alternant des phases crescendo et accelerando avec des phases decrescendo et rallentando. Celles-ci sont contrôlées par le comportement de deux oscillateurs harmoniques identiques, évoluant à très basse fréquence, et déphasés de $\pi/2$ l'un par rapport à l'autre. Ce modèle reprend celui que nous avons présenté à la figure 95 excepté que dans le cas présent, l'excitation de la macrocorde ne se fait plus via des *arcuteurs*, mais par l'un des deux oscillateurs, ce qui va produire une variation de l'amplitude de son mouvement au cours du temps, donc une variation de l'intensité de la séquence sonore résultant de son action sur la corde acoustique. Enfin, nous avons ajouté des interactions non-linéaires au sein de la macrocorde, ce qui permet, via le second oscillateur, de faire varier périodiquement sa tension donc sa fréquence fondamentale. On percevra donc des accélérations et décélérations de la séquence sonore au cours du temps comme il est possible de le voir sur le spectrogramme de la figure 98.

⁵⁸ *Centro di Sonologia Computazionale.*

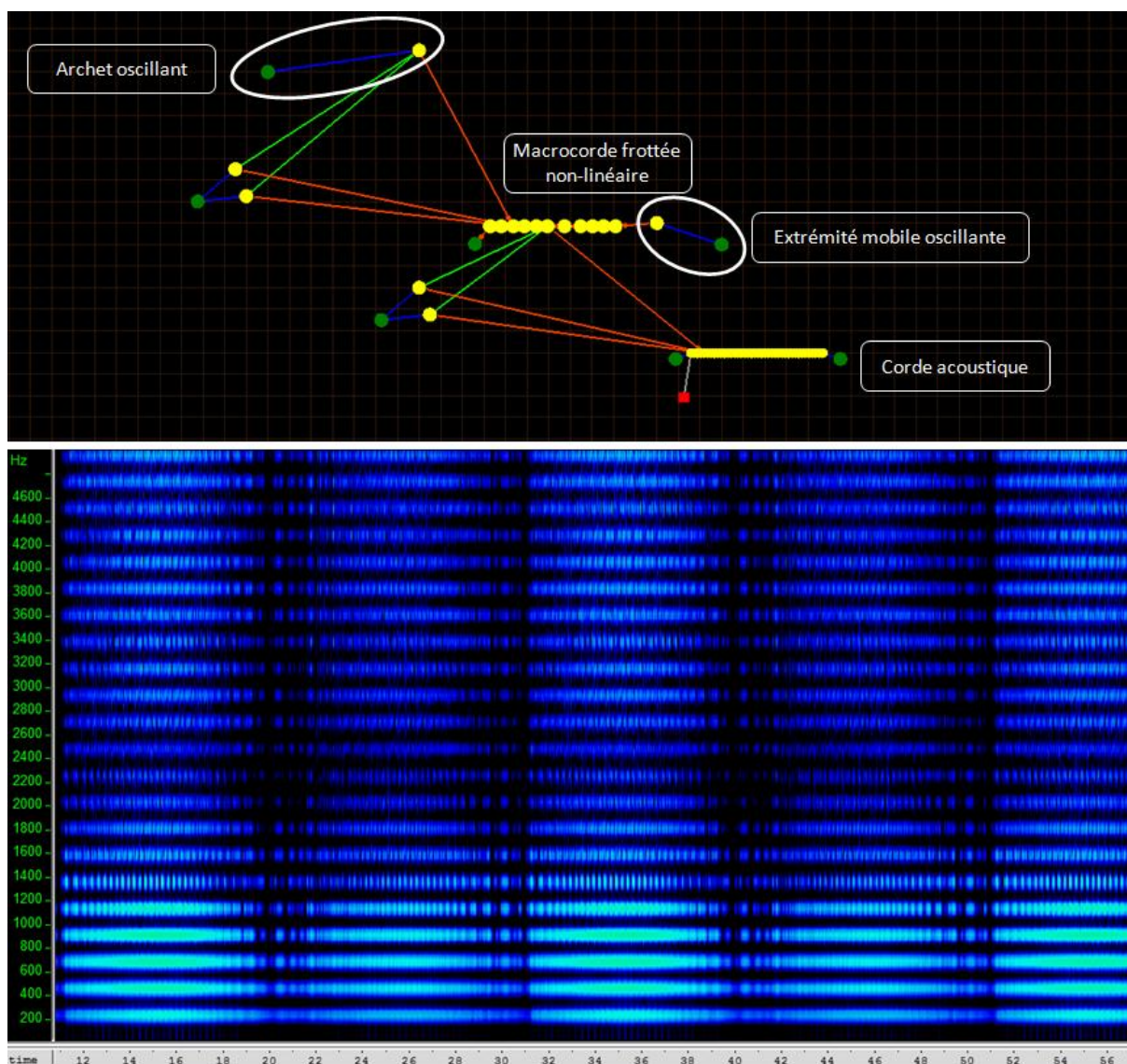


Figure 98 : En haut, modèle de geste faisant intervenir une macrocorde frottée avec plus ou moins d'intensité par un archet oscillant. En outre une de ses extrémités est mobile et se déplace suivant le mouvement d'un oscillateur harmonique. En bas, spectrogramme de la séquence sonore obtenue lorsque la macrocorde vient produire des oscillations auto-entretenues sur une corde acoustique.

Nous pouvons observer sur le spectrogramme de la figure 98 que la séquence sonore voit périodiquement son intensité et son rythme d'exécution augmenter puis décroître. Nous avons donc pu via cette technique de modélisation, simuler une évolution du jeu d'un modèle de geste sur une corde acoustique, selon des paramètres pertinents pour l'expressivité de la séquence sonore calculée. Cette étude sur la simulation du phrasé avec des modèles physiques évoluant à très basses fréquences est d'ailleurs toujours en cours. Il reste notamment à investiguer des modèles de phrasé faisant intervenir des dispositifs simulant des masses placées dans un champ gravitationnel.

3 Emergence de structures musicales complexes et évolutives :

Concernant la simulation de gestes et la production de structures musicales expressives, nous avons jusqu'à présent considéré l'utilisation de techniques précises permettant d'influer de manière contrôlée sur des paramètres relatifs à l'expressivité bien déterminés. Cependant il est possible d'envisager une autre approche permettant un développement temporel du timbre et la synthèse de séquences sonores expressives, qui consiste à utiliser un modèle au comportement complexe dont les caractéristiques intéressantes vont émerger au cours de la simulation. Cette démarche, qui a été utilisée depuis un certain temps à l'ACROE, notamment lors de la pièce pico..TERA composée par Claude Cadoz en 2002 [Cadoz 2002], s'avère très riche et mène à des séquences sonores très expressives. On la nommera « approche émergente » de la composition musicale. Jusqu'à notre étude, aucun modèle de structure à oscillations auto-entretenues n'avait été utilisé dans une optique d'approche émergente de la production de séquences musicales expressives. Nous allons donc voir dans cette partie l'intérêt de l'utilisation de telles structures.

a Systèmes complexes et notion d'émergence :

De manière générale, la notion de comportement émergent est fortement liée à celle des systèmes complexes dont les propriétés font actuellement l'objet d'une recherche intensive dans de nombreux domaines scientifiques. De plus, les systèmes complexes sont caractérisés par différentes propriétés dont deux nous intéressent particulièrement pour notre étude : d'une part, au-delà d'un certain « degré » de complexité, le système sera le siège de comportements émergents, c'est-à-dire des comportements non prévisibles par l'analyse initiale du système, et d'autre part, ces comportements émergents n'apparaissent que s'il y a présence de rétroactions dans les interactions de certains éléments du système complexe.

b Comportements émergents de réseaux CORDIS-ANIMA :

En raison du grand nombre de modules matériels et d'interactions qui peuvent être présents dans un modèle CORDIS-ANIMA, il est possible de voir celui-ci comme un système complexe, qui pourra faire l'objet de propriétés d'émergence, notamment s'il y a rétroaction entre un modèle de geste et la structure acoustique sur laquelle celui-ci exerce une force d'excitation. Prenons l'exemple du modèle de la figure suivante correspondant à une macrocorde frottée qui, via des interactions de type plectre, pince un ensemble de cordes acoustiques. Nous avons tout d'abord choisi une valeur faible pour ces interactions. On observe sur le spectrogramme en (b) que l'on obtient un agrégat de sons se répétant indéfiniment, ce qui est dû au cycle limite pris par le modèle de macrocorde frottée. Dans un deuxième temps, nous avons augmenté fortement la valeur des interactions plectre au point

où, au cours du mouvement du modèle de macrocorde, ceux-ci viennent appuyer sur les cordes sans les relâcher. On entend alors une séquence sonore beaucoup plus variée, ce que retranscrit le spectrogramme de la figure (c), et très expressive.

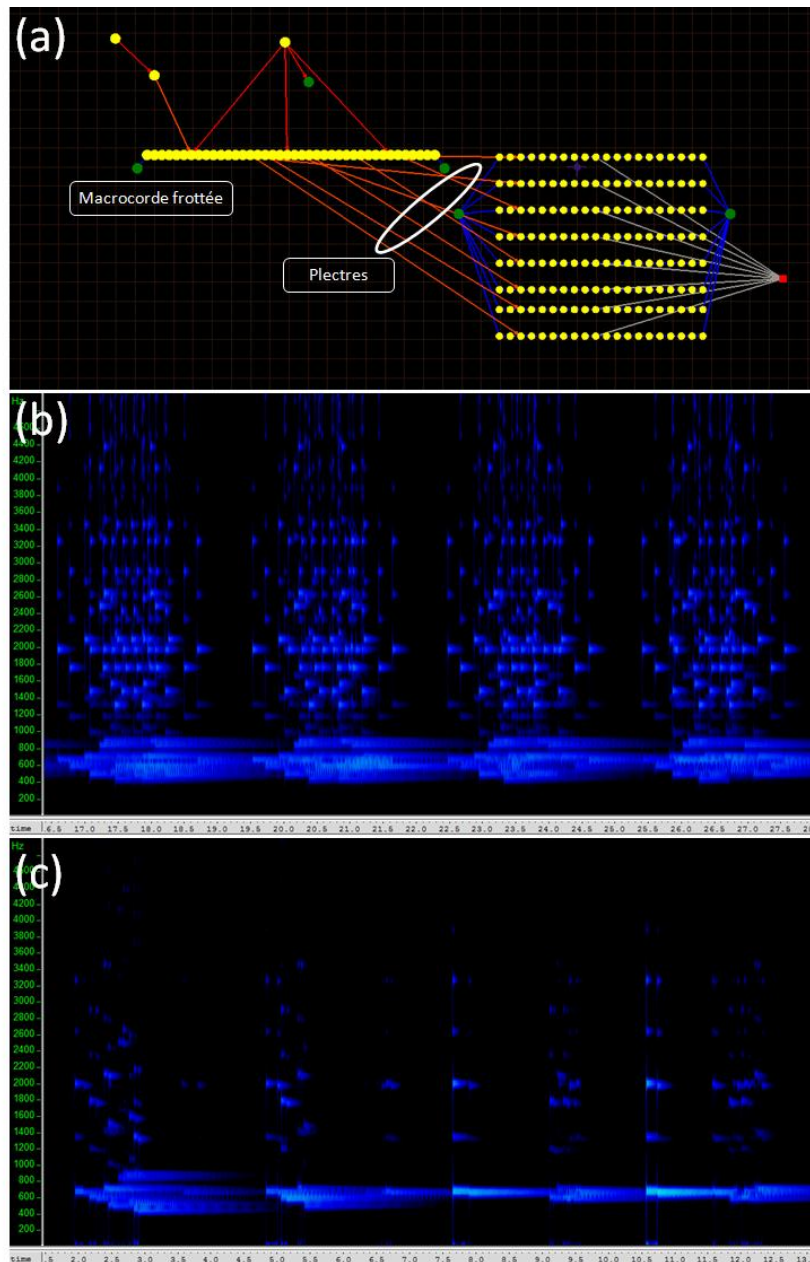


Figure 99 : (a) Modèle de macrocorde frottée pinçant un ensemble de cordes acoustiques. (b) Spectrogramme de la séquence sonore obtenue dans le cas où les interactions de type plectre sont faibles. (c) Spectrogramme de la séquence sonore obtenue dans le cas où les interactions de type plectre sont fortes.

Nous avons donc vu avec l'exemple présenté à la figure 99 que c'est la rétroaction qui crée l'émergence d'un comportement complexe et expressif. Ainsi, on gagne à ne pas découpler le

modèle de geste et la structure acoustique en prenant des paramètres caractéristiques trop grands pour le modèle de geste. Mais comme nous l'avons vu au-dessus, cela implique d'avoir un modèle de geste actif, dont le mouvement est entretenu par une source d'énergie, ce qui est le cas pour une structure à oscillations auto-entretenues, qui trouve donc toute son utilité pour ce type de systèmes. En résumé, la complexité et la richesse expressive vont se développer au cours du temps grâce aux deux mécanismes concurrents suivants : d'une part la source d'énergie anime le modèle de geste et le fait tendre vers un cycle limite. D'autre part la forte interaction présente avec les cordes acoustiques gêne l'établissement du mouvement de Helmholtz. Ainsi ce modèle, bien que source d'un mouvement complexe ne se comporte pas pour autant de manière complètement aléatoire. En effet, la fréquence fondamentale de la corde assure un tempo de jeu et les mouvements des différentes masses de la macrocorde sont corrélés. Ainsi les pincements successifs effectués par des masses voisines de la macrocorde auront une cohérence assurée par les interactions élastiques par lesquelles elles sont reliées.

Nous avons aussi développé des modèles du même genre avec des interactions type frottement d'archet entre la macrocorde et les cordes acoustiques. En précisant un paramètre d'inertie pas trop élevé pour la macrocorde, on obtient l'émergence de comportements complexes du modèle de geste, créant une séquence sonore au potentiel expressif riche.

c Développement de réseaux CORDIS-ANIMA complexes pour la simulation de phénomènes naturels :

Cette dernière section se réfère à un article que nous avons rédigé pour la conférence ICMC qui s'est tenue à Copenhague en 2007 [Poyer&Cadoz 2007b]. Nous nous contenterons ici de considérations générales en lien avec l'étude réalisée et invitons le lecteur à se reporter à l'Annexe D où l'article est reproduit et où il pourra trouver des détails sur les modèles développés.

Nous avons vu précédemment le moyen de simuler des gestes précis via les réseaux masse-interaction et avons pu obtenir, notamment via l'oscillateur harmonique ou le ZIG, des séquences sonores faisant penser à un agent mécanique. Nous avons ensuite envisagé l'utilisation de l'oscillateur de Van der Pol et de structures à oscillations auto-entretenues qui permettent d'introduire la notion de contrôle du geste instrumental. En outre, nous avons noté que le fait d'augmenter la complexité de la structure auto-oscillante faisait apparaître des fluctuations ce qui, selon le tableau 5 du chapitre 5 permet de rattacher ce type de modèle à la catégorie des agents vivants ou à celle des agents naturels, selon le degré de fluctuations émergeant du comportement de la structure frottée. Nous avons finalement différencié agents vivants et agents naturels par le fait

que l'agent vivant se caractérise par un contrôle plus présent et plus fin des fluctuations de son mouvement alors que l'agent naturel les laisse pleinement s'exprimer.

Nous avons pour l'instant principalement vu des modèles où le contrôle exercé par le modèle de geste était très présent donc plutôt caractéristique d'un agent vivant que d'un agent naturel. En effet, les modèles avaient été calibrés de manière à ce que le transitoire menant au mouvement de Helmholtz soit le moins long possible. Mais si l'on s'arrange pour que cela ne soit plus le cas, il est possible alors d'obtenir des comportements possédant une grande variété de fluctuations, de microvariations, notamment si l'on accroît le nombre de masses constituant le modèle de geste. C'est à ce genre de réseaux que la deuxième moitié de l'article de l'Annexe D est consacré. Via les modèles développés pendant cette étude, il a été possible de produire un grand nombre de structures musicales ayant de fortes analogies avec des phénomènes naturels tels que des bourrasques de vent, des gouttes de pluie, ou des vagues s'échouant sur un rivage. Ainsi, l'utilisation d'une structure à oscillations auto-entretenues a assuré le rythme et le caractère actif de la séquence sonore, simulant le processus générateur du phénomène naturel – houle, phénomènes de convection... – alors que la faiblesse de l'interaction non-linéaire de frottement – qui traduit une faible capacité de contrôle du comportement cyclique – et la complexité du modèle de geste a permis à un ensemble de fluctuations de s'exprimer à une échelle plus petite dans la structure musicale produite, de la même manière que les turbulences de l'air ou le déferlement des gouttes d'eau interviennent dans le son produit par un phénomène naturel macroscopique comme le vent ou la houle.

Ainsi, en utilisant des modèles aux comportements émergents il est possible d'obtenir des séquences musicales ayant de fortes analogies avec des phénomènes naturels en raison des fluctuations provoquées par la difficulté qu'a le système d'adopter un mouvement de Helmholtz stable rapidement. En outre ces modèles permettent de faire émerger des structures musicales au timbre évoluant au cours du temps et possédant une forte expressivité. Par exemple le phrasé de la séquence sera assuré par l'oscillation basse fréquence du modèle de geste alors que les différents événements sonores proviendront des fluctuations de celui-ci. On voit là un avantage des structures à oscillations auto-entretenues pour la production de ce genre de séquences sonores, car elles permettent la génération d'une certaine complexité tout en assurant un objectif, une direction à la séquence sonore produite.

Conclusion de la partie C :

Nous avons abordé, dans cette partie, des techniques de modélisation permettant de travailler sur le développement du timbre, au cours du temps, de sons entretenus synthétisés via la simulation de réseaux masse-interaction, notamment en portant notre attention sur le moyen de simuler des gestes d'excitation, de modification, de sélection ou de locomotion. Ainsi, via le développement d'un certain nombre d'outils de modélisation aux objectifs bien précis – évolution de la caractéristique non-linéaire d'une interaction, transmission d'un mouvement homothétique d'une masse à une autre, étirement d'une liaison par une méthode peu intrusive – il a été possible de construire des modèles répondant à des fonctions d'excitation, de modification, de sélection ou de locomotion pertinentes pour la perception. En outre, ces techniques de modélisation ont été développées dans l'optique de pouvoir les insérer ensuite facilement au sein de modèles de structures évoluant à basses fréquences, censées modéliser le comportement plus ou moins complexe d'agents énergétiques, dont on a d'ailleurs réalisé une classification qui reprend celle provenant des travaux de Pierre Schaeffer : agents mécaniques, vivants, naturels ou stochastiques.

En outre, le dernier chapitre de cette partie nous a permis de proposer de manière générale des méthodes de simulation de gestes, qu'ils soient ensuite couplés à des modèles d'excitation, de modification, de sélection ou de locomotion, faisant intervenir des structures vibrantes que nous avons classées en deux catégories : les structures passive et les structures actives. Nous avons alors souligné l'intérêt d'utiliser des structures à oscillations auto-entretenues, qui appartiennent à la deuxième catégorie, pour la simulation de gestes au potentiel expressif riche, étant donné la possibilité de réaliser un contrôle plus ou moins accentué sur la séquence gestuelle qu'elles produisent. Il est donc possible, via de telles structures, de simuler des comportements ayant des caractéristiques d'agents vivants ou naturels, selon le degré de contrôle obtenu et la part laissée à l'expression des fluctuations qui proviennent de l'interaction entre le modèle de geste et le modèle de structure acoustique. Enfin, les comportements obtenus ont été analysés selon les axes perceptifs pertinents pour la perception du timbre et de l'expressivité de séquences sonores, axes qui ont été posés d'après des études psychoacoustiques trouvées dans la littérature.

Ces premiers résultats ont montré les possibilités que recèle le formalisme CORDIS-ANIMA dans la production de séquences sonores expressives et nous encourageant à poursuivre dans cette voie nos investigations sur le développement du timbre au cours du temps. En effet, la modularité de celui-ci permet d'envisager un nombre infini de modèles, basés sur les techniques de modélisations – ou des variantes – développées dans cette partie. Nous nous sommes contentés ici de quelques

exemples illustratifs. Il reste encore un grand nombre de points à développer, que ce soit au niveau des gestes d'excitation, de modification, de sélection, de locomotion, ou des combinaisons de plusieurs types de ces gestes.

Conclusion :

Nous allons revenir synthétiquement sur le travail effectué au cours de ces quatre années afin de cerner son état d'avancement actuel et ses perspectives.

La simulation pour la création.

Notre approche, conforme au programme de recherche mené par l'ACROE depuis le milieu des années 70, a été d'employer la simulation par ordinateur non pas comme le moyen de vérifier une théorie du comportement d'un système réel auquel on s'intéresserait, mais à des fins de création. Ainsi notre objet d'étude est le modèle lui-même, et nous avons mené nos investigations sur les potentialités musicales de celui-ci.

Cependant loin de nous fut l'idée de nous soustraire du réel afin de créer des sons par l'agencement d'algorithmes abstraits : le modèle physique, étant donné sa nature, fait appel à notre expérience du monde tangible. Nous avons donc suivi une démarche qui s'inspire des mécanismes physiques que l'on rencontre au niveau d'objets réels, adoptant ainsi une démarche écologique, mettant l'accent sur le fait que l'Homme a vu ses moyens de perception influencés par son environnement. Les mécanismes généraux régissant certains comportements de structures réelles ayant été extraits, nous avons ensuite réalisé leur traduction, puis leur extrapolation au sein du vaste champ des possibles permis par le formalisme CORDIS-ANIMA. Nous avons en outre observé certaines limites, la traduction de mécanismes s'avérant parfois impossible ou tout du moins assez difficile. Cependant, nous avons montré qu'il peut exister d'autres méthodes menant à des résultats sonores analogues. Enfin, à partir des extrapolations effectuées, nous avons pu construire des familles de modèles aux propriétés bien définies et s'éloignant plus ou moins des réseaux CORDIS-ANIMA qui ont servi à la traduction des mécanismes réels.

Propriétés modales de structures vibrantes

Au cours de notre travail, nous avons élaboré des modèles de structures vibrantes issus directement de l'analyse d'objets réels, tels que des cordes, des barres, des membranes, des tuyaux acoustiques... Ces structures nous ont servi de repères et de points de départ pour la construction de familles de modèles aux propriétés vibratoires bien définies. Ainsi, nous avons d'une part réalisé des hybridations et des extrapolations de ces objets, en nous attachant à analyser l'influence de ces transformations sur leurs propriétés modales et à expliquer le lien entre la structure modale et le spectre du son obtenu, principalement lorsque le réseau masse-interaction est le siège d'oscillations auto-entretenues. Et d'autre part nous avons envisagé des moyens de faire évoluer celle-ci au cours du temps, notamment via l'utilisation de liaisons non-linéaires, afin de permettre un travail sur le développement temporel du timbre. En effet, en travaillant de cette manière nous avons pu construire, via nos modèles hybrides, des axes selon lesquels faire évoluer le timbre, en passant continûment d'une structure repère à une autre par exemple.

Les oscillations auto-entretenues de structures vibrantes

L'analyse et l'obtention d'oscillations auto-entretenues de structures vibrantes a constitué un point central de notre étude. Nous avons établi une caractéristique non-linéaire générique assurant une grande variété de comportements selon son paramétrage et nous avons analysé l'influence de ses différents paramètres ainsi que ceux de la structure vibrante sur les propriétés du son obtenu. De manière générale, nous avons souvent travaillé via des allers-retours entre paramètres algorithmiques, propriétés modales des réseaux et caractéristiques spectrales des sons synthétisés. Les auto-oscillations de structures vibrantes ont été utilisées pour synthétiser des sons dont nous avons réalisé l'analyse en gardant à l'esprit les axes pertinents pour la perception du timbre. En outre, nous avons pu réutiliser directement l'analyse du comportement de structures acoustiques à oscillations auto-entretenues lorsqu'il s'est agi de développer des modèles de geste. En effet, nous avons souligné l'intérêt que constituent ces structures pour la synthèse de comportements à fréquences gestuelles notamment du fait de la possibilité de simuler de cette manière un contrôle sur le geste synthétisé.

Le développement temporel du timbre de sons entretenus

Un des objectifs principaux de cette étude a consisté en l'obtention d'évolutions sonores pertinentes pour notre perception, évolutions qui parfois se sont exprimées au sein d'architectures sonores complexes. Pour tendre vers cet objectif, nous avons scindé le travail en trois catégories de techniques de modélisation :

La première correspond au travail sur les propriétés modales de structures vibrantes que nous avons rappelé ci-dessus.

La seconde catégorie correspond aux techniques de modélisations permettant l'évolution des caractéristiques des réseaux CORDIS-ANIMA intervenant sur le timbre. En effet, en nous basant sur la typologie du geste énoncée par Claude Cadoz, nous avons développé des moyens de réaliser les fonctions relatives aux différents éléments de cette typologie, que ce soit via la modification précise de certains paramètres d'élasticité d'une structure vibrante – variations paramétriques et structurelles, geste de locomotion, de sélection – ou via la combinaison de différentes interactions non-linéaires – geste d'excitation. Ces méthodes ont nécessité des dispositifs précis, permettant notamment de synchroniser le mouvement de deux masses ou d'appliquer une force constante –

mais modifiable – à un endroit précis d'un modèle. En développant de tels dispositifs, nous avons pu réaliser les évolutions souhaitées. Cependant, leur utilisation ne semble pas uniquement cantonnée à leur destination initiale et il apparaît après cette étude que leur portée est plus générale. Ainsi, si l'on parle ici en termes relatifs au traitement du signal, le dispositif de « transfert de mouvement homothétique » s'avère un moyen de fixer précisément un gain quelconque – en position, vitesse, ou force – sur un signal donné, alors que le dispositif du « doigt de fée » permet de réaliser un *offset*, deux notions très générales. Ces deux dispositifs pourront donc être réutilisés à profit dans d'autres applications que celles pour lesquelles ils ont été conçus dans ce travail. De même, l'utilisation de la combinaison de plusieurs interactions non-linéaires afin de contrôler l'évolution de la forme de la caractéristique d'interaction somme est une technique développée lors de ce travail qui n'avait pas encore été envisagée et qui peut trouver d'autres applications que celle que nous en avons fait. Ainsi il serait maintenant intéressant d'entamer des recherches approfondies sur ce point, en considérant d'autres formes de caractéristiques à faire évoluer et en étudiant les applications possibles pour des liaisons LNL-Z et LNL-K.

Enfin, la troisième catégorie correspond aux modèles simulant des comportements gestuels – structures basse fréquence – et permettant de contrôler les modifications résultant des techniques de la deuxième catégorie. Nous nous sommes référés à la typologie dressée par Pierre Schaeffer concernant le type d'agent effecteur afin de classer les différents comportements obtenus. Nous avons distingué les modèles de geste actifs, animés par une source d'énergie via une interaction non-linéaire, dont les structures à oscillations auto-entretenues font partie, de ceux qui oscillent sans apport d'énergie et se comportent passivement. Nous avons notamment montré que la première catégorie de modèles permet de simuler un contrôle du geste – qui subit des perturbations provenant de l'interaction avec la structure acoustique – plus ou moins efficace selon les valeurs de divers paramètres : inertie, élasticité de la structure basse-fréquence, rapidité de convergence vers le cycle-limite, rétroaction plus ou moins importante de la structure acoustique. Il reste néanmoins à poursuivre notre étude sur l'analyse du comportement du modèle de geste en fonction de l'ampleur des perturbations qu'il subit. En effet, nous avons attaqué ce problème par ses deux extrémités : d'une part nous avons développé des modèles de gestes relativement simples, très peu sensibles à la rétroaction exercée par la structure acoustique, et dont on peut prédire rigoureusement le comportement. Il serait maintenant intéressant d'envisager le couplage de plusieurs de ces modèles ou l'utilisation de liaisons non-linéaires différentes afin d'accéder à un ensemble de comportements plus diversifiés et toujours bien déterminés. D'autre part, en appliquant une forte rétroaction de la structure acoustique sur des modèles de gestes convergeant lentement vers leur cycle-limite nous avons pu simuler des comportements gestuels beaucoup plus complexes aux caractéristiques

émergentes et difficilement prédictibles. Il serait donc intéressant de pousser l'analyse de tels modèles – en les simplifiant parfois – afin de pouvoir mieux prédire ces comportements émergents. Ainsi une étude approfondie portant sur l'analyse de l'influence de la rétroaction sur le comportement du modèle de geste et ayant pour but de faire se rejoindre les deux approches que nous avons employées – simple/prédictible et complexe/émergente – semble très prometteuse dans l'optique de produire des séquences gestuelles variées, possédant une certaine complexité, et dont on peut relativement facilement modifier des traits caractéristiques.

Les études menées sur les trois catégories de techniques de modélisation que nous avons évoquées ci-dessus nous ont permis d'obtenir des réseaux CORDIS-ANIMA produisant des structures sonores expressives, au timbre évoluant au cours du temps, ce qui valide les méthodes élaborées. Cependant, les modèles faisant la synthèse des différentes techniques mises au point sont en quantité relativement limitée pour l'instant. Il resterait donc, dans une optique de création musicale, à réaliser une étude plus importante sur la combinaison des différentes techniques de modélisation développées lors de ce travail. A la fin du chapitre 7, nous envisageons par exemple une synchronisation de gestes d'excitation et de modification. Il faudrait systématiser cette approche et par exemple l'extrapoler à d'autres types de geste comme ceux ayant trait à la sélection ou la locomotion. Nous espérons donc que les concepts et méthodes développés lors de ce travail instigueront et inspireront des démarches de création musicales, basées sur des modèles expressifs produisant des évolutions sonores originales.

Enfin, nous avons vu qu'à une échelle temporelle plus importante que celle relative au geste, l'utilisation du modèle physique restait pertinente et source d'expressivité. Ainsi, le phrasé, l'évolution d'une séquence gestuelle, peuvent être interprétés par l'être humain comme un mouvement imaginaire. Il semblerait donc intéressant de réaliser une étude visant à fournir une vaste palette de types de phrasés différents, via divers modèles physiques contrôlant les évolutions à long terme de modèles de gestes.

Synthèse temps-réel de structures aux propriétés expressives riches

Une dernière perspective extrêmement intéressante à ce travail réside en la possibilité de simuler les modèles que nous avons élaborés, en temps-réel. En effet, étant donné la facilité avec laquelle il est possible à un utilisateur averti de construire des structures complexes avec cet

environnement, GENESIS apparaît comme un formidable laboratoire d'expérimentations sur les modèles producteurs de sons, et notamment porteurs d'expressivité. Ainsi, le développement de modèles simulant des comportements gestuels permet notamment de valider les possibilités expressives d'un réseau CORDIS-ANIMA dans l'optique de le faire ensuite interagir avec un être humain, à l'aide d'une interface haptique. Ainsi, suite à des investigations dans l'environnement GENESIS, il est possible de mettre de côté les modèles présentant le plus de potentialités expressives afin de les implémenter dans un environnement temps-réel, notamment l'environnement TELLURIS développé à l'ACROE. On peut alors envisager qu'un être humain, via un ou plusieurs « transducteurs gestuels rétroactifs » (TGR), vienne jouer à la place d'une structure à comportement gestuel de l'un de nos modèles. Par exemple, si l'on reprend le réseau décrit à la figure 97 qui fait intervenir deux modèles de tuyaux acoustiques dont les géométries sont contrôlées, pour chacun, par un ensemble de 4 doigts de fée reliés sous forme d'une macrocorde, nous pouvons imaginer que ces 8 doigts de fée soient remplacés par les doigts d'un être humain appuyant sur des touches d'une interface haptique – le TGR permet de faire ceci – pendant que le modèle est excité par exemple via son souffle – en utilisant un contrôleur adéquat. En outre, comme l'a indiqué Claude Cadoz dans [Cadoz 2007] il est aussi possible à l'être humain d'intervenir à un plus haut niveau, par exemple celui de l'archet oscillant de notre modèle décrit à la figure 98, qui contrôle le phrasé du jeu d'une macrocorde. L'être humain interagit donc avec le modèle de geste afin de réaliser un contrôle haut niveau de la séquence sonore produite. Cette idée n'est pas nouvelle mais n'a pas pu se concrétiser pleinement jusqu'à maintenant du fait de la puissance de calcul nécessaire à sa réalisation. Ainsi comme le disait Sylvie Gibet à la toute fin de la conclusion de sa thèse [Gibet 1987] au sujet de l'interaction d'un être humain avec un modèle de geste : « ...le contrôle instrumental est à rapprocher de celui du chef d'orchestre qui coordine et synchronise un instrument complexe constitué d'un ensemble « d'instrumentistes », chacun contrôlant un dispositif qui lui est propre. Cela nous conduit à imaginer des instruments inédits dans lesquels gestes et objets manipulés sont intimement mêlés ». Il semble qu'aujourd'hui l'imagination puisse devenir réalité car la synthèse temps-réel avec des réseaux CORDIS-ANIMA est désormais à portée avec un ordinateur puissant du commerce. Il semble donc que l'expérience accumulée sur la modélisation avec GENESIS trouvera très prochainement des applications directes dans la conception d'instruments virtuels originaux manipulables avec une ou plusieurs interfaces haptiques. Dans cette optique, des études telles que celle que nous avons réalisée sur le geste instrumental et le développement temporel du timbre s'avéreront très utiles à la conception des instruments virtuels les plus pertinents pour la création musicale.

Bibliographie :

- [Adrien 1991] ADRIEN Jean-Marie. The Missing Link: Modal Synthesis. *Representations of Musical Signals*, pp. 269-297, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1991.
- [Adrien&coll 1988] ADRIEN Jean-Marie, CAUSSE René et DUCASSE E. Dynamic modeling of stringed and wind instruments, sound synthesis by physical models. *Proceedings of the 1988 International Computer Music Conference*, Köln, 1988.
- [Ashcroft&Mermin 2002] ASHCROFT Neil W., MERMIN N. David. *Physique des solides*, EDP Sciences, Les Ulis, 2002. Edition originale, *Solid State Physics*, Saunders College Publishing, 1976.
- [Backus 1961] BACKUS John. Vibrations of the Reed and the Air Column in the Clarinet. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 33 (6), pp. 806-809, 1961.
- [Backus 1974] BACKUS John. Input impedance curves for the reed woodwind instruments. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 56 (4), pp. 1266-1279, 1974.
- [Backus 1985] BACKUS John. The effect of the player's vocal tract on woodwind instrument tone. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 78(1), pp. 17-20, 1985.
- [Barrière 1991] BARRIERE Jean-Baptiste. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, textes réunis et présentés par Jean-Baptiste Barrière, IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [Barthet&coll 2010] BARTHET Mathieu, GUILLEMAIN Philippe, KRONLAND-MARTINET Richard, YSTAD Solvi. From clarinet control to timbre perception. *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 96(4), pp. 678-689, 2010.
- [Beauchamp 1982] BEAUCHAMP James W. Synthesis by spectral amplitude and 'brightness' matching of analyzed musical instruments tones. *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 30 (6), pp. 396-406, 1982.
- [Benade 1959] BENADE Arthur H. On Woodwind Instrument Bores. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 31 (2), pp. 137-146, 1959.

- [Benade 1983] BENADE Arthur H. Air column, reed, and player's windway interactions in musical instruments. (invited paper) *University of Iowa Conference on the Biophysics of Voice Production*, 7 May 1983.
- [Benade&Kouzoupis 1988] BENADE Arthur H., KOUZOUPIS S. N. The clarinet spectrum: Theory and experiment. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 83 (1), pp. 292-304, 1988.
- [Bilbao 2001] BILBAO Stefan. *Wave and Scattering Methods for the Numerical Integration of Partial Differential Equations*. Thèse de Doctorat, CCRMA, Stanford University, 2001, <http://ccrma.stanford.edu/~bilbao/master/goodcopy.html>
- [Bogolioubov&Mitropolski 1962] BOGOLIUBOV Nicolaï, MITROPOLSKI Iouri. *Les méthodes asymptotiques en théorie des oscillations non linéaires*. 2^{ème} édition, traduit par G. Jacobi, Gauthier-Villars&Cie, Paris, 1962.
- [Boite&Neiryck 1989] BOITE René, NEIRYNCK Jacques. *Traité d'Electricité de l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne vol.4 : Théorie des réseaux de Kirchhoff*, 4^{ème} édition, Presses polytechniques romandes, 1989.
- [Bouasria 2007] BOUASRIA Julien. *Synthèse sonore par modélisation physique particulière : étude, modélisation et simulation du vibrato des instruments à cordes frottées*. Rapport de stage de Master 1 de l'Université Joseph Fourier, ACROE, Laboratoire ICA, INPG, 2007.
- [Bouasse 1926] BOUASSE Henri. *Cordes et membranes. Instruments de musique à cordes et à membranes*. Delagrave, Paris, 1926. Réédité dans la Bibliothèque scientifique de l'ingénieur et du physicien, Paris, 1987.
- [Bouasse 1929] BOUASSE Henri. *Instruments à vent. Tome 1 : Anches métalliques et membraneuses. Tuyaux à anches et à bouche. Orgue. Instruments à embouchure de cor*. Delagrave, Paris, 1929. Réédité dans la Bibliothèque scientifique de l'ingénieur et du physicien, Paris, 1986.
- [Bouasse 1930] BOUASSE Henri. *Instruments à vent. Tome 2 : Instruments à piston, à anche, à embouchure de flûte. Voix humaine. Sons de sillage, d'écoulement, de biseau*. Delagrave, Paris, 1930. Réédité dans la Bibliothèque scientifique de l'ingénieur et du physicien, Paris, 1986.
- [Boulez 1991] BOULEZ Pierre. Le timbre et l'écriture, le timbre et le langage. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 541-549. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [Boutillon 1991] BOUTILLON Xavier. Analytical investigation of the flattening effect – the reactive power balance rule. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 90 (2), pp. 754-763, 1991.
- [Boutillon 2000] BOUTILLON Xavier. Corde frottée sur un violon : dynamique, mouvements, standards et instabilités. *Mécanique et Industrie 1*, pp. 609-619, 2000.
- [Boutillon 2008] BOUTILLON Xavier. Chapitre 11 : Instruments à cordes frottées. *Acoustique des instruments de musique*, pp. 511-532, Collection Echelles, Editions Belin, 2008.
- [Bruneau 1998] BRUNEAU Michel. *Manuel d'acoustique fondamentale*, HERMES, 1998.
- [Caclin&coll 2005] CACLIN Anne, MCADAMS Stephen, SMITH Bennett et WINSBERG Suzanne. Acoustic correlates of timbre space dimensions: A confirmatory study using synthetic tones. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 118 (1), pp. 471-482, 2005.

- [Cadoz 1979] CADOZ Claude. *Synthèse sonore par simulation de mécanismes vibratoires. Applications aux sons musicaux*. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Electronique et de Radioélectricité de Grenoble, INPG, 1979.
- [Cadoz 1988] CADOZ Claude. Instrumental Gesture and Musical Composition. *International Computer Music Conference*, Köln, Deutschland, 1988.
- [Cadoz 1991] CADOZ Claude. Timbre et causalité. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 17-46. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [Cadoz 2002] CADOZ Claude. The Physical Model as Metaphor for Musical Creation "pico..TERA", a piece entirely generated by physical model. *Proceedings of the 2002 International Computer Music Conference*, Goteborg, Suède, 2002.
- [Cadoz 2007] CADOZ Claude. Musical Creation Process and Digital Technology "the Supra-Instrumental Gesture". *Proceedings of the 4th International Conference on Enactive Interfaces*, pp.323-328, Grenoble, 19-24 novembre 2007.
- [Cadoz 2009] CADOZ Claude. Supra-instrumental interactions and gestures. *Journal of New music Research*, vol. 38(0), pp. 1-16, 2009.
- [Cadoz&coll 1984] CADOZ Claude, LUCIANI Annie, FLORENS Jean-Loup. Responsive Input Devices and Sound Synthesis by Simulation of Instrumental Mechanisms: The Cordis System, *Computer Music Journal*, vol.8 (3), pp. 60-73, 1984.
- [Cadoz&coll 1993] CADOZ Claude, LUCIANI Annie, FLORENS Jean-Loup. CORDIS-ANIMA: A Modeling and Simulation System for Sound and Image Synthesis – the General Formalism. *Computer Music Journal*, vol. 17 (4), pp. 19-29, 1993.
- [Canazza&coll 1997] CANAZZA Sergio, DE POLI Giovanni, VIDOLIN Alvisè. Perceptual Analysis of the Musical Expressive Intention in a Clarinet Performance, *Music, Gestalt, and Computing*, pp. 441-449, Ed. Marc Leman, Springer, 1997.
- [Canazza&coll 2004] CANAZZA Sergio, DE POLI Giovanni, DRIOLI C., RODA A., VIDOLIN Alvisè. Modeling and control of expressiveness in music performance. *The Proceedings of the IEEE*, vol. 96(4), pp. 286–301, 2004.
- [Castagne 2002] CASTAGNÉ Nicolas. *GENESIS, un environnement pour la création musicale à l'aide de modèles physiques particulières*. Thèse de doctorat, Laboratoire ICA, INPG, 2002.
- [Castagne&Cadoz 2002] CASTAGNÉ Nicolas, CADOZ Claude. GENESIS: A Friendly Musician-Oriented Environment for Mass-Interaction Physical Modeling. *Proceedings of the 2002 International Computer Music Conference*, Goteborg, Suède, 2002.
- [Castagne&Cadoz 2003] CASTAGNÉ Nicolas, CADOZ Claude. 10 Criteria for Evaluating Physical Modelling Schemes for Music Creation. *Proceedings of the 6th Conference on Digital Audio Effects*, Londres, Angleterre, 8-11 septembre 2003.
- [Chaigne&Kergomard 2008] CHAIGNE Antoine, KERGOMARD Jean. *Acoustique des instruments de musique*. Collection Echelles, Editions Belin, 2008.
- [Chowning 1973] CHOWNING John. The Synthesis of Complex Audio Spectra by Means of Frequency Modulation, *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 21, n° 7, p. 526-534, 1973.

[Coltman 1968] COLTMAN John W. Sounding mechanism of the flute and organ pipe. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 44, pp. 983-992, 1968.

[Cook 1992] COOK Perry. A meta-wind-instrument physical model, and a meta-controller for real time performance control. *Proceedings of the 1992 International Computer Music Conference*, pp. 273-276, San Jose, Computer Music Association, 1992.

[Cook 1992] COOK Perry. A Meta-Wind-Instrument Physical Model, and a Meta-Controller for Real Time Performance Control. *Proceedings of the 1992 International Computer Music Conference*, San Jose, 1992.

[Cremer 1984] CREMER Lothar. *The physics of the violin*. MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1984.

[D'Alessandro&coll 2007] D'ALESSANDRO N., DOVAL B., D'ALESSANDRO C., LE BEUX S., WOODRUFF P., FABRE Y., DUTOIT T. RAMCESS: Realtime and Accurate Musical Control of Expression in Singing Synthesis. *Journal on Multimodal User Interfaces*, vol. 1 (1), pp. 31-39, 2007.

[Dalmont&coll 2000] DALMONT Jean-Pierre, GILBERT Joël, KERGOMARD Jean. Reed instruments, from small to large amplitude periodic oscillations and the Helmholtz motion analogy. *Acustica*, vol. 86, pp. 671-684, 2000.

[Dalmont&coll 2005] DALMONT Jean-Pierre, GILBERT Joël, KERGOMARD Jean, OLLIVIER Sébastien. An analytical prediction of the oscillation and extinction thresholds of a clarinet. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 118 (5), pp. 3294-3305, 2005.

[Dauxois&Ruffo 2008] DAUXOIS Thierry, RUFFO Stefano. *Fermi-Pasta-Ulam nonlinear lattice oscillations*. Scholarpedia, 3(8):5538, 2008, http://www.scholarpedia.org/article/Fermi-Pasta-Ulam_nonlinear_lattice_oscillations.

[De Poli 2006] DE POLI Giovanni. Expressiveness in music performance, *Algorithms for Sound and Music Computing*, Chapitre 7, http://www.dei.unipd.it/~musica/IM06/Dispense06/7_espressiveness.pdf

[Denut 2001] DENUT Eric. Acquérir la Culture du Spectacle, Entretien avec Jacopo Baboni Schilingi. *Musiques actuelles, Musique savante, quelles Interactions ?* pp. 15-20. L'Harmattan, 2001.

[Djoharian 2000] DJOHARIAN Pirouz. Shape and material design in physical modeling sound synthesis. *Proceedings of the International Computer Music Conference*, Berlin, International Computer Music Association, 2000.

[Donnadieu 2007] DONNADIEU Sophie. Mental Representation of the Timbre of Complex Sounds. *Analysis, Synthesis, and Perception of Musical Sounds: The Sound of Music*, J. Beauchamp (Ed.) pp. 272-319. Springer, New York, 2007.

[Donnadieu&coll 1994] DONNADIEU Sophie, MCADAMS Stephen, WINSBERG Suzanne. Context Effects in Timbre Space. *International Conference of Music Perception and Cognition*, Liège, Belgique, 23-27 juillet 1994.

[Essl&Cook 2000] ESSL Georg, COOK Perry. Measurements and efficient simulations of bowed bars. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 108 (1), pp. 379-388, 2000.

[Fabre 2008] FABRE Benoît. Chapitre 10 : Instruments de la famille des flûtes. *Acoustique des instruments de musique*, pp. 469-510, Collection Echelles, Editions Belin, 2008.

- [Fermi&coll. 1955] FERMI Enrico, PASTA John, ULAM Stanislav. *Studies of nonlinear problems. I.* Los Alamos report LA-1940, 1955, republié ultérieurement dans *Collected Papers of Enrico Fermi*, pp.491-502, E. Segré (Ed.), University of Chicago Press, 1965.
- [Fletcher 1974] FLETCHER Neville H. Non-linear interactions in organ flue pipes. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 56 (2), pp. 645-652, 1974.
- [Fletcher 1976] FLETCHER Neville H. Sound production by organ flue pipes. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 60 (4), pp. 926-936, 1976.
- [Fletcher 1978] FLETCHER Neville H. Mode locking in nonlinearly excited inharmonic musical oscillators. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 64 (6), pp. 1566-1569, 1978.
- [Fletcher&Rossing 1998] FLETCHER Neville H., ROSSING Thomas D. *The Physics of Musical Instruments*. 2nd Edition, Springer, New-York, 1998.
- [Florens 1978] FLORENS Jean-Loup. *Coupleur gestuel interactif pour la commande et le contrôle de sons synthétisés en temps réel*. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Electronique et de Radioélectricité de Grenoble, INPG, 1978.
- [Florens 2002] FLORENS Jean-Loup. Real-time bowed string synthesis with forced feedback gesture. *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 88, sept. 2002.
- [Florens 2004] FLORENS Jean-Loup. *Expressive Bowing on a Virtual String Instrument*. *Gesture-Based Communication in Human-Computer Interaction*, pp. 447-448, Springer, 2004.
- [Florens&Germond 1999] FLORENS Jean-Loup, GERMOND Jérôme. Reed Instruments Modular Representation and their Interactive Real Time Simulation. *Proceedings of the International Computer Music Conference*, Beijing, China, 1999.
- [Friberg&Battel 2002] FRIBERG Anders, BATTEL Umberto. Structural Communication, *The Science and Psychology of Music Performance: Creative Strategies for Teaching and Learning*, Chapitre 2.8, EDs. R. Parncutt & G. E. McPherson, Oxford University Press, New York, 2002.
- [Fritts 1997] FRITTS Lawrence. The University of Iowa Electronic Music Studios: Musical Instruments Samples, 1997, <http://theremin.music.uiowa.edu/MIS.html>
- [Gibet 1987] GIBET Sylvie. *Codage, représentation et traitement du geste instrumental. Application à la synthèse de sons musicaux par simulation de mécanismes instrumentaux*. Thèse de doctorat, ACROE-LIFIA, INPG, 1987.
- [Gibet 2002] GIBET Sylvie. *Modèles d'analyse synthèse de mouvements*. Mémoire d'habilitation à diriger des recherches, Université de Bretagne Sud, 2002.
- [Gibson 1979] GIBSON James Jerome, *The Ecological Approach to Visual Perception*. Gibson, J.J. 1979.
- [Gladwell 2004] GLADWELL Graham M. L. *Inverse Problems in Vibration*, 2nd Edition, Kluwer Academic Publishers, 2004.
- [Grey 1977] GREY John M. Multidimensional perceptual scaling of musical timbres. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 61, pp. 1270-1277, 1977.
- [Grisey 1991] GRISEY Gérard. Structuration des timbres dans la musique instrumentale. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 352-385. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.

[Guckenheimer&Holmes 1983] GUCKENHEIMER John, HOLMES Philip. *Nonlinear Oscillations, Dynamical Systems, and Bifurcations of Vector Fields*. Applied Mathematical Sciences Vol. 42, Springer-Verlag, New York, 1983.

[Guillemain 2007] GUILLEMAIN Philippe. Some roles of the vocal tract in clarinet breath attacks: Natural sounds analysis and model-based synthesis. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 121(4), pp. 2396-2406, 2007.

[Guillemain&Silva 2010] GUILLEMAIN Philippe, SILVA Fabrice. De l'utilisation de la décomposition modale pour la synthèse sonore temps réel : écueils et solutions. *10^{ème} Congrès Français d'Acoustique*, Lyon, France, 2010.

[Hajda 1998] HAJDA John M. The effect of amplitude and centroid trajectories on the timbre of percussive and nonpercussive orchestral instruments. *Proceedings of the 16th International Congress on Acoustics and 135th Meeting of the Acoustical Society of America*, vol. 3, pp. 1887-1888, Seattle, 1998.

[Hajda 2007] HAJDA John M. The effect of dynamic acoustical features on musical timbre. *Analysis, Synthesis, and Perception of Musical Sounds: The Sound of Music*, J. Beauchamp (Ed.) pp. 250-271. Springer, New York, 2007.

[Haken&coll 1985] HAKEN H., KELSO J. A. S., BUNZ H. A theoretical model of phase transition in human hand movements, *Biological Cybernetiques*, vol. 51, pp. 347-356, Springer-Verlag, 1985.

[Helmholtz 1874] HELMHOLTZ Hermann L. von. *Théorie physiologique de la musique*. Masson, Paris, 1874.

[Hiller&Ruiz 1971] HILLER Lejaren et RUIZ Pierre. Synthesizing musical sounds by solving the wave equation for vibrating objects. *Journal of the Audio Engineering Society*, Part I: vol. 19(6), pp. 462-470, June 1971, Part II: vol. 19(7), pp. 542-551, July/August 1971.

[Hirschberg&coll 1996] HIRSCHBERG Abraham, GILBERT Joël, MSALLAM Régis, WIJNANDS A. P. J. Shock waves in trombones. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 99 (3), pp. 1754-1758, 1996.

[Horvath 1975] HORVATH A. J. T. Periodic solutions of a combined Van der Pol - Duffing differential equation. *International Journal of mechanical Science*, vol. 17, pp.677-680, Pergamon Press, 1975.

[Inacio 2008] INACIO Octavio. *A Modal Method for the Simulation of Nonlinear Dynamical Systems with Application to Bowed Musical Instruments*. Thèse de doctorat, University of Southampton, 2008.

[Inacio&coll 2002] INACIO Octavio, HENRIQUE Luis, ANTUNES José. Simulation of the oscillation regimes of bowed bars : a non-linear modal approach. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, vol. 8, pp. 77-95, 2002.

[Izrailev&Chirikov 1966] IZRAILEV F.M., CHIRIKOV B.V. Statistical Properties of a Nonlinear String. *Soviet Physics-Doklady*, vol. 11(1), pp. 30-32, 1966.

[Kanamaru 2007] KANAMARU Takashi. *Van der Pol oscillator*. Scholarpedia, 2(1):2202, 2007, http://www.scholarpedia.org/article/Van_der_Pol_oscillator.

[Kay&coll 1991] KAY Bruce. A., SALTZMAN, Elliot. L. et Kelso, J. A. S., Steady-State and Perturbed Rhythmical Movements: A Dynamical Analysis. *Journal of Experimental Psychology: Human Perception and Performance*, vol. 17(1), pp. 183-197, 1991.

- [Keefe 1992] KEEFE Douglas. Physical modeling of wind instruments. *Computer Music Journal*, vol. 16(4), pp.57-73, 1992.
- [Keefe&Laden 1991] KEEFE Douglas H., LADEN Bernice. Correlation dimension of woodwind multiphonic tones. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 90 (4), Pt.1, pp. 1754-1765, 1991.
- [Kelso 1995] KELSO J. A. S. *Dynamic patterns: The self-organization of brain and behavior*, MIT Press, 1995.
- [Kontogeorgakopoulos 2008] KONTOGEOGAKOPOULOS Alexandros. *Théorie et pratique de la transformation du son musical à l'aide des modèles physiques : Une approche instrumentale des effets audionumériques fondée sur le système CORDIS-ANIMA*, Thèse de doctorat, Laboratoire ICA, INPG, 2008.
- [Landau&coll. 1990] LANDAU Lev, Lifchitz Evguéni, Kosevich A. *Physique théorique vol. 7 : Théorie de l'élasticité*, 2^{ème} édition, Editions MIR, 1990.
- [LeBeux&coll 2007] LE BEUX S., D'ALESSANDRO C., DOVAL B., RILLIARD A. *Gestural control of voice synthesis*, Rapport interne LIMSI, 2007.
http://rs2007.limsi.fr/index.php/Gestural_control_of_voice_synthesis
- [LeCarrou 2001] LE CARROU Jean-Loïc. *Synthèse de sons musicaux par modèle physique : Etude du cas de frottement d'archet en vue de la création d'un guide pédagogique pour les utilisateurs*. Rapport de stage de DEA, ACROE, 2001.
- [Lerdhal 1991] LERDHAL Fred. Les hiérarchies de timbres. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 182-203. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [Leroi-Gourhan 1964] LEROI-GOURHAN André. *Le geste et la parole. Tome I : Techniques et langage*. Editions Albin Michel, 1964.
- [Lyapunov 1992] LYAPUNOV A. M. *The general problem of the stability of motion*. Traduction par A. T. Fuller du texte de 1892, Taylor&Francis, 1992.
- [Manoury 1999] MANOURY Philippe. Le Stade pictographique de la Musique électronique doit être dépassé. *Interfaces Homme-Machines et Création musicale*, pp. 205-211. HERMES Sciences Publications, Paris, 1999.
- [McAdams&coll 1995] MCADAMS Stephen, WINSBERG Suzanne, DONNADIEU Sophie, DE SOETE Geert, KRIMPHOFF Jochen. Perceptual scaling of synthesized musical timbres: Common dimensions, specificities, and latent subject classes. *Psychological Research*, vol. 58, pp. 177-192, 1995.
- [McAdams&coll 1999] MCADAMS Stephen, BEAUCHAMP James W., MENEGUZZI Suzanna. Discrimination of musical instrument sounds resynthesized with simplified spectrotemporal parameters. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 105 (2), pp. 882-897, 1999.
- [McAdams&Saariaho 1991] MCADAMS Stephen, SAARIAHO Kaija. Qualités et fonctions du timbre musical. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 164-181. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [McIntyre&coll 1983] MCINTYRE Michael E., SCHUMACHER Robert T., WOODHOUSE Jim. On the oscillations of musical instruments. *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 74 (5), pp. 1325-1345, 1983.

[Mion 2006] MION Luca. *Analysis and recognition of expression in musical gestures*. Thèse de doctorat. Department of Information Engineering, University of Padova, Italy, 2006.

[Murail 2002] MURAIL Tristan. Entretien avec Omer Corlaix (Divento), 21 février 2002.

[Ollivier&coll. 2004] OLLIVIER Sébastien, DALMONT Jean-Pierre et KERGOMARD Jean. Idealized models of reed woodwinds. Part I : Analogy with the bowed string. *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 90 (6), pp. 1192-1203, 2004.

[Pitteroff&Woodhouse 1998a] PITTEROFF R., WOODHOUSE Jim. Mechanics of the contact area between a violin bow and a string. Part I : reflection and transmission behavior. *Acustica Acta Acustica*, vol. 84 pp. 543-562, 1998.

[Pitteroff&Woodhouse 1998b] PITTEROFF R., WOODHOUSE Jim. Mechanics of the contact area between a violin bow and a string. Part II : simulating the bowed string. *Acustica Acta Acustica*, vol. 84 pp. 744-757, 1998.

[Pitteroff&Woodhouse 1998c] PITTEROFF R., WOODHOUSE Jim. Mechanics of the contact area between a violin bow and a string. Part III : parameter dependence. *Acustica Acta Acustica*, vol. 84 pp. 929-946, 1998.

[Poincaré 1889] POINCARÉ Henri. *Sur le problème des trois corps et les équations de la dynamique*. Mémoire couronné du prix de S. M. Oscar II. Paris, 21 janvier 1889.

[Poyer 2006] POYER François. *Simulation d'objets vibroacoustiques à excitation continue dans l'environnement de création musicale GENESIS*. Rapport de stage de Master 2 AST, ACROE, Laboratoire ICA, INPG, 2006.

[Poyer 2007] POYER François. *Chrysos Aion*, pièce électroacoustique réalisée avec le logiciel GENESIS, jouée au Conservatoire à Rayonnement Régional de Grenoble lors du concert du 19 novembre 2007, dans le cadre de l'événement *Enaction_in_Arts*, ACROE, 2007.

[Poyer&Cadoz 2007a] POYER François, CADOZ Claude. Self-sustained vibrating structures physical modeling by means of mass-interaction networks. *Proceedings of the 10th International Conference on Digital Audio Effects (DAFx-07)*, pp. 311-318, Bordeaux, France, 2007.

[Poyer&Cadoz 2007b] POYER François, CADOZ Claude. Production of immersive musical architectures by physical modelling of self-sustained oscillating structures. *Proceedings of the 2007 International Computer Music Conference*, Copenhagen, Denmark, 2007.

[Poyer&Cadoz 2009] POYER François, CADOZ Claude. Déformations de structures vibroacoustiques, simulation par réseaux masse-interaction, application à la synthèse de sons évolutifs. *Actes des Journées d'Informatique Musicale 2009 (JIM'09)*, pp. 179-188, ACROE, Grenoble, France, 2009.

[Raman 1918] RAMAN Chandrasekhara Venkata. On the mechanical theory of vibrations of bowed strings and of Musical Instruments of the Violin Family, with Experimental Verification of Results. Part 1. *Bulletin, Indian Association for the Cultivation of Science*, 1918.

[Rasamimanana 2008] RASAMIMANANA Nicolas Hainiandry. *Geste instrumental du violoniste en situation de jeu : analyse et modélisation*. Thèse de doctorat, Université Paris 6, 2008.

[Rayleigh 1877] RAYLEIGH John W. *The Theory of Sound* (2 volumes). Dover Publications, New York, 1877.

- [Risset 1969] RISSET Jean-Claude. *An Introductory Catalog of Computer Synthesized Sounds*. Bell Telephone Laboratories, Murray Hill, New-Jersey, 1969.
- [Risset 1991] RISSET Jean-Claude. Timbre et synthèse des sons. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 239-260. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [Risset 1994] RISSET Jean-Claude. Modèles physiques et perception – Modèles physiques et composition. *Modèles physiques, Création musicale et Ordinateur*, Vol. III. pp. 709-720. Editions de la Maison des Sciences de l'Homme, 1994.
- [Risset 1995] RISSET Jean-Claude. Son musical et perception auditive. *Les instruments de l'orchestre*, pp. 149-165, Belin, 1995.
- [Risset 2007] RISSET Jean-Claude. Fifty Years of Digital Sound for Music. *Proceedings of the 4th Sound and Music Computing Conference (SMC'07)*, pp. 3-8, Lefkada, 2007.
- [Risset&Wessel 1991] RISSET Jean-Claude, WESSEL David. Exploration du timbre par analyse et synthèse. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 102-131. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991. Traduit de : Exploration of Timbre by Analysis and Synthesis. *The Psychology of Music*, D. Deutsch (Ed.) pp.25-58. Academic Press, 1982.
- [Roads 1996] ROADS Curtis. *The Computer Music Tutorial*. The MIT Press, Cambridge, Massachussetts, 1996.
- [Rossi 1993] ROSSI Mario. *Electroacoustique*. Traité d'électricité, vol. 21, Presses Polytechniques Universitaires Romandes, 1993.
- [Russolo 1975] RUSSOLO Luigi. *L'Art des Bruits*, textes réunis et préfacés par Giovanni Lista, Editions l'Age d'Homme, Lausanne, 1975.
- [Saariaho 1991] SAARIAHO Kaija. Timbre et harmonie. *Le Timbre, Métaphore pour la Composition*, pp. 412-453. IRCAM, Christian Bourgeois Editeur, 1991.
- [Savov&coll. 1998] SAVOV V., TODOROV T., GEORGIEV Zh. Limit Cycles in the Van der Pol-Duffing Equation. *Proceedings of the annual Scientific and Applied Science conference Electronics 1998*, pp. 111-116, Technical University of Sofia, 1998.
- [Scavone 1997] SCAVONE Garry P. *An Acoustic Analysis of Single-Reed Woodwind Instruments with an Emphasis on Design and Performance Issues and Digital Waveguide Modeling Techniques*, Thèse de Doctorat, CCRMA, Music Dept., Stanford University, 1997, <http://ccrma.stanford.edu/~gary/>.
- [Schaeffer 1966] SCHAEFFER Pierre. *Traité des objets musicaux*, Editions du Seuil, Paris, 1966.
- [Schumacher&coll 2005] SCHUMACHER Robert T., GAROFF Stephen, WOODHOUSE Jim. Probing the Physics of Slip–Stick Friction using a Bowed String. *The Journal of Adhesion*, vol. 81 pp. 723–750, 2005.
- [Sedes 2000] SEDES Anne. *Les modèles acoustiques et leurs applications musicales : le cas du courant spectral français*. Thèse de doctorat, Université de Paris VIII, U.F.R. Arts, 2000.
- [Serafin 2004] SERAFIN Stefania. *The sound of friction: Real-time models, playability and musical applications*. Thèse de doctorat, CCRMA, Stanford University, 2004.
- [Smith 1983] SMITH Julius O. *Techniques for Digital Filter Design and System Identification with Application to the Violin*. Thèse de Doctorat, Elec.Eng. Dept., CCRMA, Stanford University, 1983.

- [Smith 2008] SMITH Julius O. *Physical Audio Signal Processing: Digital Waveguide Modeling of Musical Instruments and Audio Effects*. December 2008 Edition (Beta). Site Internet : <http://ccrma.stanford.edu/~jos/pasp/>, 2008.
- [Stoichita&Lorta-Jacob 2008] STOICHITA Victor A., LORTAT-JACOB Bernard. La musique en action. *Pour la science* n°373, pp. 42-44, novembre 2008.
- [Sundberg 1987] SUNDBERG Johan. *The Science of the Singing Voice*. Northern Illinois University Press, 1987.
- [Tache 2004] TACHE Olivier. *Utilisation des liaisons non linéaires pour la construction d'objets évolutifs dans l'environnement de création musicale GENESIS*. Rapport de stage, laboratoire ICA, INPG, 2004.
- [Tache 2008] TACHE Olivier. *Conception d'un Instrumentarium pour la création musicale à l'aide des modèles physiques CORDIS-ANIMA*. Thèse de doctorat, Laboratoire ICA, INPG, 2008.
- [Tache&Cadoz 2006] TACHE Olivier, CADOZ Claude. Generation of Complex Sound Sequences Using Physical Models with Dynamical Structures, *Proceedings of the 2006 International Computer Music Conference*, pp. 1-8, La Nouvelle-Orléans, International Computer Music Association, 2006.
- [Takala 2007] TAKALA Tapio. A Playable Synthesis Model and Controller for Bowed String Instruments. *Proceedings of the 2007 International Computer Music Conference*, vol.1, pp. 382-385, Copenhagen, Denmark, 2007.
- [Takala&coll 2000] TAKALA Tapio, HIIPAKKA Jarmo, LAURSON Mikael et VALIMAKI Vesa. An expressive synthesis model for bowed string instruments. *Proceedings of the 2000 International Computer Music Conference*, Berlin, Allemagne, 2000.
- [Todd 1992] TODD Neil P. McAngus. The dynamics of dynamics: A model of musical expression, *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 91 (6), pp. 3540-3550, 1992.
- [Välimäki&Karjalainen 1994] VALIMAKI Vesa et KARJALAINEN Matti, Digital waveguide modeling of wind instrument bores constructed of truncated cones. *Proceedings of the 1994 International Computer Music Conference*, pp. 423-430, Århus, Computer Music Association, 1994.
- [Van der Pol 1920] VAN DER POL Balthasar. A theory of the amplitude of free and forced triode vibrations. *Radio Review*, **1**, pp. 701-710, 754-762, 1920.
- [vanDuyne 2007] van DUYNE Scott A. *Digital Filter Applications to Wave Propagation in Springs, Strings, Membranes and Acoustical Space*, Thèse de Doctorat, CCRMA, Stanford University, 2007, <http://ccrma.stanford.edu/~savd/docs/diss010607.pdf>
- [vanWalstijn 2002] van WALSTIJN Maarten O. *Discrete-Time Modelling of Brass and Reed woodwind Instruments with Application to Musical Sound Synthesis*, Thèse de Doctorat, Department of Physics and Astronomy, University of Edinburgh, 2002, <http://www.ph.ed.ac.uk/maarten/>.
- [Vergez&coll 2003] VERGEZ Christophe, ALMEIDA André, CAUSSE René, RODET Xavier. Toward a simple physical model of double-reed musical instruments : influence of aero-dynamical losses in the embouchure on the coupling between the reed and the bore of the resonator. *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 89 (6) pp. 964-973, 2003.

[Villeneuve 2009] VILLENEUVE Jérôme. *Des propriétés modales aux paramètres de modélisation physique. Résolution d'un « problème inverse » pour la modélisation physique au sein de l'environnement de synthèse sonore et de création musicale GENESIS*, Rapport de stage de Master 2 AST, ACROE, Laboratoire ICA, INPG, 2009.

[Wessel 1979] WESSEL David. Low dimensional control of musical timbre. *Computer Music Journal*, vol. 3 (2), 1979.

[Woodhouse&Galluzzo 2004] WOODHOUSE Jim, GALLUZZO Paul M. The Bowed String As We Know It Today. *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 90 pp. 579 – 589, 2004.

[Worman 1971] WORMAN W. E. *Self-sustained non-linear oscillations of medium amplitude in clarinet like-systems*, Thèse de Doctorat, Case Western Reserve University, Cleveland, Ohio Ann Arbor.

ANNEXES

Annexe A : Intervention du paramètre Z dans les analogies mécanique/aéroacoustique.

Il s'agit ici de voir comment notre modèle peut rendre compte des phénomènes de perte de charge dus aux frottements visqueux sur les parois des instruments de musique. Il est indubitable que le paramètre Z des modules REF va jouer un rôle. Il reste à savoir précisément lequel en menant une étude approfondie des effets de viscosité au sein d'un instrument à vent.

Dans le livre de M. Bruneau [Bruneau 1998] n'est traité que le cas où l'on a un capillaire. On obtient alors un écoulement de couette cylindrique classique pour lequel la perte de charge est reliée au débit par : $\Delta P = \frac{8\eta L}{\pi R^4} w$, η étant la viscosité de l'air et R et L respectivement le rayon et la longueur du canal considéré. En réalisant l'analogie avec $\Delta v = \frac{1}{z} F$ on a z qui évolue en R^4 .

Cependant dans le cas qui nous intéresse, nous sommes loin d'un écoulement de couette. Tout d'abord, rappelons que pour un écoulement oscillant au sein d'un canal, l'épaisseur de la couche limite visqueuse δ_v qui se forme au niveau des parois est donnée par : $\delta_v = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}}$, avec ν la viscosité cinématique de l'air. Par exemple pour une fréquence de 400Hz et avec $\nu_{\text{air}} = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ à 20°C, on obtient une couche limite visqueuse d'épaisseur de l'ordre de 0,1mm.

De plus, Merkli et Thomann ont effectué des travaux expérimentaux sur des écoulements d'air au sein de canaux et ont pu montrer que ceux-ci restent laminaires si un certain paramètre A égal au nombre de Reynolds basé sur δ_v multiplié par $\sqrt{2}$:

$$A = \sqrt{2} \cdot \text{Re}_{\delta_v} = \sqrt{2} \frac{\delta_v \cdot V}{\nu}, \text{ avec } V \text{ la vitesse dans le canal en m/s.}$$

La vitesse dans l'instrument ne dépasse pas 1m/s ce qui donne dans ce cas une valeur de A de l'ordre de 10. On est donc dans un régime d'écoulement laminaire oscillant. La perte de charge va donc venir des contraintes dues à la viscosité présentes dans la couche limite. Nous allons donc

calculer la perte de charge occasionnée lors de l'écoulement d'un fluide incompressible dans un cylindre de longueur L. Ci-dessous, on a représenté l'allure de la vitesse de l'écoulement dans le cylindre.

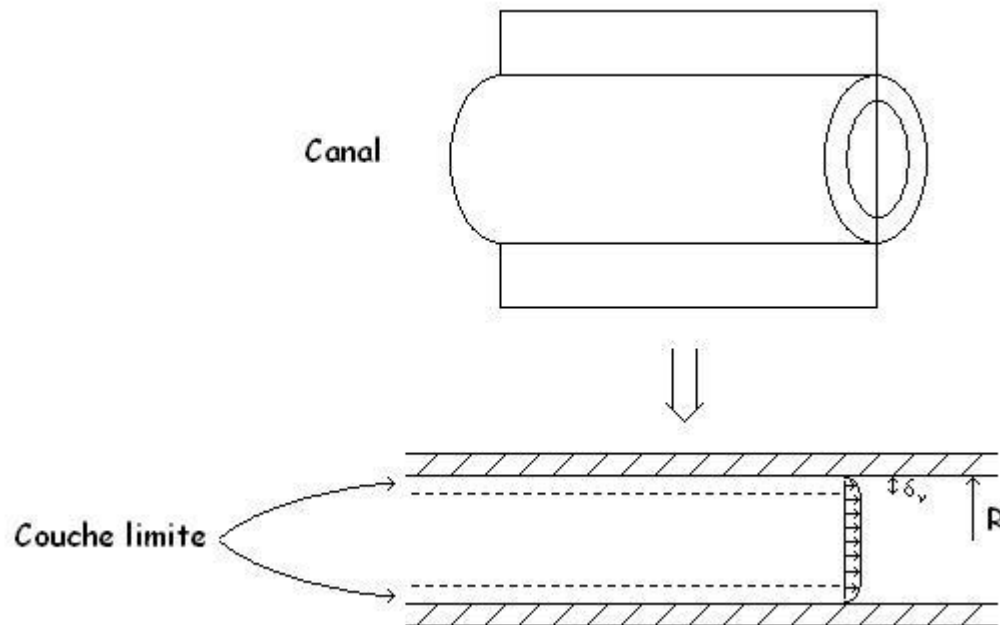


Figure 100 : Allure du champ des vitesses pour un écoulement oscillant d'air au sein d'un canal cylindrique tel qu'une portion de perce de clarinette.

En écrivant l'équation de Navier-Stokes selon l'axe des z pour cet écoulement laminaire et unidirectionnel (selon l'axe des z), on obtient en coordonnées cylindriques:

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \eta \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V}{\partial r} \right)$$

De plus, nous allons considérer que l'écoulement est permanent. Ceci équivaut à prendre un modèle d'écoulement oscillant de type créneau au sein de notre instrument. Même si ce n'est pas tout à fait ce qu'il se passe au sein d'un instrument à vent, elle a le mérite de simplifier les calculs. De plus, nous ne cherchons que la dépendance de notre paramètre z en fonction du rayon du canal et non l'expression exacte du lien entre le débit et la perte de charge. D'où :

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \eta \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V}{\partial r} \right) \quad (31)$$

De plus, V ne dépend que de r car le fluide est incompressible d'où la loi de conservation de la masse donne que la divergence de V est nulle, donc $\frac{\partial V}{\partial z} = 0$. P ne dépend que de z (montré en projetant l'équation de Navier-Stokes selon l'axe des r) donc le membre de gauche de l'équation (31) ne dépend que de z alors que celui de droite ne dépend que de r . Donc ils sont tous les deux constants. Donc $\frac{\partial P}{\partial z}$ est constant le long du canal et égal à $-\frac{\Delta P}{L}$. On obtient alors :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V}{\partial r} \right) = -\frac{\Delta P}{\eta L} r \quad (32)$$

En intégrant deux fois cette équation, on peut alors obtenir, grâce aux conditions aux limites, l'expression analytique du champ des vitesses. En dehors de la couche limite, nous avons $\frac{\partial V}{\partial r} = 0$, d'où la vitesse est constante et égale à $V(R - \delta_v)$. Il faut maintenant voir ce qu'il se passe au sein de la couche limite. Pour ce faire, on intègre l'équation (32) entre $R - \delta_v$ et r . On obtient :

$$r \frac{\partial V}{\partial r} = -\frac{\Delta P}{2\eta L} (r^2 - (R - \delta_v)^2) \quad (\text{en utilisant le fait que } \frac{\partial V}{\partial r} = 0)$$

Puis une seconde intégration entre $R - \delta_v$ et r donne :

$$V(r) - V(R - \delta_v) = -\frac{\Delta P}{2\eta L} \left[\left(\frac{r^2}{2} - \frac{(R - \delta_v)^2}{2} \right) - (R - \delta_v)^2 \cdot \ln \left(\frac{r}{R - \delta_v} \right) \right] \quad (33)$$

En évaluant la relation pour $r = R$ ($V(R) = 0$), on déduit la valeur de $V(R - \delta_v)$ ce qui donne finalement :

$$V(r) = \frac{\Delta P}{2\eta L} \left[\left(\frac{R^2}{2} - \frac{r^2}{2} \right) - (R - \delta_v)^2 \cdot \ln \left(\frac{R}{r} \right) \right], \quad (34)$$

pour $R - \delta_v < r < R$.

$$V(r) = V(R - \delta_v) = \frac{\Delta P}{2\eta L} \left[\left(\frac{R^2}{2} - \frac{(R - \delta_v)^2}{2} \right) - (R - \delta_v)^2 \cdot \ln \left(\frac{R}{R - \delta_v} \right) \right], \quad (35)$$

pour $0 < r < R - \delta_v$.

On peut alors calculer l'expression analytique du débit volumique w de l'air traversant le canal :

$$w = 2\pi \int_{r=0}^R V(r) \cdot r dr = V(R - \delta_v) \cdot \pi \cdot (R - \delta_v)^2 + 2\pi \frac{\Delta P}{2\eta L} \int_{R - \delta_v}^R r \left[\frac{R^2}{2} - \frac{r^2}{2} - (R - \delta_v)^2 \ln \left(\frac{R}{r} \right) \right] dr \quad (36)$$

La deuxième intégrale de l'équation (36), notée I , donne après intégration par parties :

$$I = \frac{R^4}{8} - \frac{R^2(R - \delta_v)^2}{2} + \frac{3(R - \delta_v)^4}{8} + \frac{(R - \delta_v)^4}{2} \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{\delta_v}{R}} \right),$$

δ_v étant très faible par rapport à R – R est au moins de l'ordre de 5 mm – on peut réaliser un développement limité de l'expression autour de zéro. Cependant, il faut le réaliser jusqu'à l'ordre 3

pour obtenir un terme non nul. On a alors : $I \approx \frac{2}{3} R \delta_v^3$

Le développement limité à l'ordre 3 de la partie entre crochets de l'équation (34), notée A , donne

$$\text{alors : } A \approx \delta_v^2 - \frac{1}{3} \frac{\delta_v^3}{R}.$$

D'où :

$$w \approx \frac{\Delta P \cdot \pi R^4}{2\eta L} \left(\left(\frac{\delta_v}{R} \right)^2 - \left(\frac{\delta_v}{R} \right)^3 \right)$$

Donc, d'après la comparaison avec : $F = Z\Delta V$, Z va être l'analogue de $\frac{\pi}{2\eta L} (R^2 \delta_v^2 - R\delta_v^3)$.

D'où, en négligeant le second terme de la parenthèse, on obtient que le paramètre Z, à l'instar du paramètre K, va être proportionnel au rayon de la perce au carré. On aura donc par exemple pour le hautbois une évolution parabolique du paramètre Z.

Annexe B : Démonstration des caractéristiques non-linéaires employées pour la simulation du vibrato du violoniste et du guitariste.

Nous allons démontrer dans cette annexe que la modélisation du vibrato implique pour notre modèle CORDIS-ANIMA l'utilisation de liaisons non-linéaires de la forme $\alpha X + \beta X^3$ pour le vibrato « du guitariste » et de la forme $\alpha X + \beta X^2$ pour celui « du violoniste ». Ces résultats ont une portée plus générale que le modèle de vibrato en lui-même. Ils permettent de modéliser toute variation de hauteur obtenue respectivement lorsque l'on tire une corde perpendiculairement à son axe pour la partie a), ou lorsque l'on déplace son doigt le long d'une corde pour la partie b).

1 Vibrato « du guitariste » :

Le problème du vibrato du guitariste, où la corde est tirée perpendiculairement à son axe est schématisé ci-dessous pour une corde tendue à la tension T , de masse linéique μ , de longueur totale Λ et de longueur « vibrante » L :

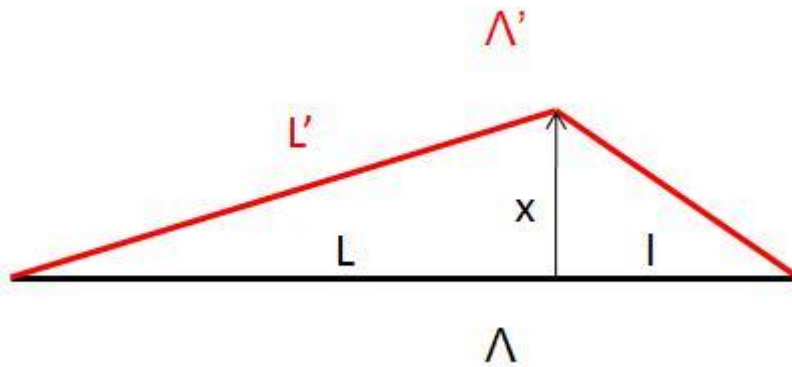


Figure 101 : Schéma correspondant à une corde tirée d'une distance x perpendiculairement à son axe en un point quelconque. La longueur totale passe de Λ à Λ' .

La corde étant tirée sur une distance x , la longueur totale, la longueur vibrante, la tension et la masse linéique sont modifiées.

La longueur vibrante devient :

$$L' = \sqrt{L^2 + x^2} \approx L \left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{L^2} \right)$$

La longueur totale devient :

$$\Lambda' = \sqrt{L^2 + x^2} + \sqrt{l^2 + x^2} \approx L \left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{L^2} \right) + l \left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{l^2} \right) \approx (L+l) + \frac{x^2}{2} \left(\frac{1}{L} + \frac{1}{l} \right) \approx \Lambda \left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{Ll} \right)$$

Or

$$\begin{cases} T \propto \Lambda \\ \mu \propto \frac{1}{\Lambda} \end{cases}, \quad \text{d'où} \quad \begin{cases} T' = T \left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{Ll} \right) \\ \mu' = \frac{\mu}{\left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{Ll} \right)} \end{cases}$$

D'où, la fréquence de vibration de la partie vibrante de la corde devient :

$$f' = \frac{1}{2L'} \sqrt{\frac{T'}{\mu'}} \approx \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T}{\mu}} \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{Ll} \right)^2}{\left(1 + \frac{1}{2} \frac{x^2}{L^2} \right)^2}} \approx f \sqrt{\left(1 + \frac{x^2}{Ll} \right) \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right)} \approx f \sqrt{1 + x^2 \left(\frac{L-l}{L^2 l} \right)}$$

Donc :

$$f' = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T^*}{\mu}} \quad \text{avec} \quad T^* = T \left(1 + x^2 \left(\frac{L-l}{L^2 l} \right) \right)$$

Donc si $L > l$, la fréquence du fondamental augmente. Il est à noter que l'on a pris en compte ici uniquement la non-linéarité géométrique (le module d'Young de la corde reste constant).

Au niveau de notre modèle CORDIS-ANIMA, nous cherchons à simuler la relation obtenue en ne jouant que sur l'élasticité K des ressorts de notre modèle de corde, qui est l'analogue de T^* .

D'où :

$$K(\Delta X) = K_0 + \kappa \Delta X^2$$

et la caractéristique de la liaison LNL-K sera décrite par l'équation : $F(\Delta X) = K_0 \Delta X + \frac{\kappa \Delta X^3}{3}$ donc

bien une équation en $\alpha \Delta X + \beta \Delta X^3$.

2 Vibrato « du violoniste » :

Concernant le vibrato du violoniste, le doigt posé sur la corde se déplace le long de celle-ci. La longueur de la partie vibrante de la corde est donc modifiée ce qui provoque une variation de hauteur.

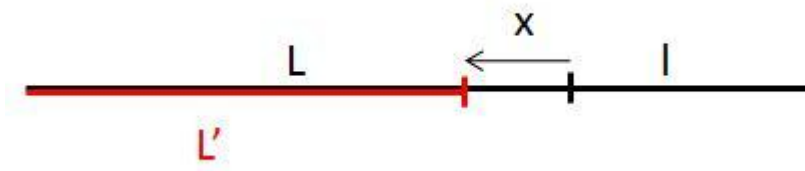


Figure 102 : Schéma correspondant à une corde sur laquelle un doigt se déplace d'une distance x . La longueur de la corde vibrante passe de L à L' .

Dans ce cas-ci, la fréquence d'oscillation est :

$$f' = \frac{1}{2L'} \sqrt{\frac{T}{\mu}} = \frac{1}{2(L-x)} \sqrt{\frac{T}{\mu}} = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T}{\mu}} \frac{1}{1 - \frac{x}{L}} \approx f \left(1 + \frac{x}{L} \right)$$

Donc :

$$f' = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T^*}{\mu}} \text{ avec } T^* = T \left(1 + \frac{x}{L} \right)^2 \approx T \left(1 + 2 \frac{x}{L} \right)$$

D'où, au niveau du modèle CORDIS-ANIMA : $K(\Delta X) = K_0 + \kappa \Delta X$

et la caractéristique de la LNL-K sera décrite par l'équation : $F(\Delta X) = K_0 \Delta X + \frac{\kappa \Delta X^2}{2}$.

Donc pour ce cas, il faudra utiliser une non-linéarité parabolique et non cubique.

Annexe C : Programme Matlab permettant de calculer les valeurs de ΔX des liaisons non-linéaires d'un modèle de tuyau acoustique dont l'évasement peut évoluer, en fonction de données de forces d'interaction et d'élasticités.

```

syms x
e=[0 0.25 0.5 1 2 4 7 12]           liste de n paramètres  $\alpha$ 
coeff=0.01
N=100                                nombre de masses
K(1,1)=coeff
for j = 1:8
    K(j,1)=K(1,1)/N^(2*e(j)/(e(j)+1));
    for k = 2:N
        K(j,k)=K(j,1)/(k^(1/(e(j)+1))-(k-1)^(1/(e(j)+1)))^2;
    end
end
K                                     matrice des élasticités (taille: n*N)

F=[0;0.1;0.2;0.3;0.4;0.5;0.6;0.7]   liste des valeurs de force
for k = 1:N
    for j = 1:8
        m(j,:)=1/K(j,k);
    end
    m;
    dxdf=double(m);
    p=polyfit(F,dxdf,7);              ajustement polynomial
    P=polyint(p);                     intégration du polynôme
    X=polyval(P,F)                   valeur de  $\Delta X$ 
end

```

Annexe D : Production of immersive musical architectures by physical modeling of self-sustained oscillating structures. Article ICMC 2007.

PRODUCTION OF IMMERSIVE MUSICAL ARCHITECTURES BY PHYSICAL MODELLING OF SELF-SUSTAINED OSCILLATING STRUCTURES

François Poyer

Claude Cadoz

ICA Laboratory,
INPG, Grenoble, France
Francois.Poyer@imag.fr

ACROE & ICA Laboratory,
INPG, Grenoble, France,
Claude.Cadoz@imag.fr

ABSTRACT

This paper presents the first results of a study on physical modelling of self-sustained oscillating structures, that was carried out with the sound synthesis and musical creation environment GENESIS. This study aims at producing sounds with rich timbre and, at a compositional level, at building immersive complex musical architectures. Indeed, based on the mass-interaction CORDIS-ANIMA physical modelling formalism, GENESIS has got the noteworthy property that it allows to work both on sound itself and on musical composition in a single coherent environment. So generic tools to model self-sustained oscillating structures are developed and analysed in order to work on rich timbres and on the temporal macrostructure of the music, that is of the gesture and the instrumental performance, as well as the composition. In fact, we use the complex motion of a bowed macrostructure as a musical events generator which behaviour may simulate an expressive “instrumental performance” and lead to evocative and immersive musical architectures.

1. INTRODUCTION

The aim of sound synthesis by physical modelling is the search of a naturalness of synthesized sounds. It is thus logical to work not on the sound itself, but on what produces this sound, that is the physical object which is able to vibrate at acoustical frequencies. Indeed, human’s ear was built by evolution for a precise purpose: to give us information about our environment. So, it is very sensitive to sounds (musical or not) produced by a well-determined physical cause. Consequently, sound synthesis by physical modelling will tend to produce evocative sounds.

But in music, what is physical is not only the sound produced by real instruments but also the instrumentalist’s performance. Hence the use of physical modelling only to produce sounds with realistic timbre is a little restrictive. Using the physical modelling we can try to model also the instrumentalist itself, or at least some of its physical behaviour. This leads to an approach of the sound construction at the scale of the

musical macrostructure and, then, offers a way to work at the compositional level.

GENESIS [7], a software based on mass-interaction physical modelling, takes this idea into account by proposing an environment where we can build objects that move at acoustical frequencies as well as at gesture frequencies (more generally at macrotemporal frequencies). As a result, within this environment, the arbitrary boundary between the timbre, the composition and the performance tends to be erased.

Among the infinite variety of physical models the environment allows to build, the specific category of self-sustained oscillating structures is particularly interesting. Indeed they allow to produce rich timbres but also, when used at low (gestural) frequencies, complex movements that can support rich expressivity. This article presents a study on this category of physical models which aims in developing simple models of, for example, violin, clarinet or oboe in the GENESIS environment and to find the relevant parameters of these models that can be used for rich timbre sound synthesis or for complex musical architectures creation.

2. PHYSICAL MODELLING WITH GENESIS

2.1. The theoretical basis of GENESIS: CORDIS-ANIMA

GENESIS is a coherent environment used for sound synthesis and more generally music creation. It is based on an axiomatic mass-interaction formalism called CORDIS-ANIMA [6]. Every object built with this formalism is constituted of different modules communicating with each other. We can distinguish two types of modules: <MAT> modules representing material points that for example may be provided with inertia, and <LIA> modules linking two <MAT> modules and representing the interactions between them (stiffness, viscous friction...). The two main <MAT> modules used in GENESIS are the SOL (fixed point) and the MAS (ideal inertia). The main linear <LIA> modules used in GENESIS are the RES (stiffness¹), the FRO (viscous friction²) and the REF (viscoelastic link).

¹ We call K the characteristic stiffness coefficient.

² We call Z the characteristic viscosity coefficient.

There are also non-linear modules called BUT³ and LNL⁴. So, thanks to the CORDIS-ANIMA language, we can build an infinite variety of mass-interaction networks that correspond in a certain way to a space and time discrete view of Newton's laws. The main advantage with this coherent modular language is that everything is modelled with the same tools (the elementary modules and the laws of their combinations), ensuring the consistency of every model. Furthermore, it is very simple to build interactions between two models developed with CORDIS-ANIMA, since they can be done as interactions between two elementary <MAT> modules. Hence, it is possible to create complex models that are composed of many elements (for example the model of a string or of a pipe...) and simply make them interact by means of one or several <LIA> modules.

2.2. The Instrumentarium

In parallel to the GENESIS models development, a library of these models, called the *Instrumentarium*, has been built in order to compare and classify them according to an accurate conceptual organization. Analysing various models, fundamental functions and features have been identified, isolated and used as a classification basis. The aim of this library is to define generic models or modelling techniques that could be easily used by GENESIS users, whether he or she is a composer or for example a pedagogue who wants to use GENESIS as a support for his or her teaching in Newton's mechanics. Consequently it is very important to take this into account during the development of our models in order to prefer generic models to ones that use ad-hoc functions.

2.3. The study of self-sustained oscillating structures

Many studies were carried out about physical modelling of self-sustained oscillations of musical instruments with the aim of digital synthesis of real sounds. For example the digital waveguide physical modelling technique was used by Smith, Cook and Scavone to synthesise woodwind, bowed string [13] and singing voice sounds [8], or by Karjalainen and Välimäki to model wind instrument bores [14]. The modal synthesis [1] is also a good way to produce this kind of sound.

In the domain of musical acoustics, many researches were undertaken on self-sustained oscillations of musical instruments, which are a good basis for physical modelling in computer music. One can quote inter alia the names of Benade [2] [3] [4] for woodwind instruments or Cremer [9] for bowed strings.

The study presented in this paper, which aims at providing self-sustained oscillations instrument models in the GENESIS *Instrumentarium*, uses many results obtained by musical acousticians. That is why simple models of bowed strings or woodwinds are presented below, but it is important to notice that our goal is not to model a specific real instrument in the most accurate way but to develop tools that are generic for self-sustained oscillating structures modelling.

3. RESEARCH ON BOWED STRUCTURES

3.1. A bowed simple vibrating structure

One of the most studied families of instruments is the bowed strings. Thus we will first study the bowing of a vibrating structure in the GENESIS environment. As for all self-sustained oscillations instruments, there is a non-linear element in the instrumental chain of the bowed strings that ensures the production of a high frequency oscillation (vibration of the string) from very low frequency behaviour (movement of the bow). This is the non-linear interaction that takes place between the rosin on hair of the bow and the string. We can see its shape on the graph below and how it is modeled in the LNL window of GENESIS:

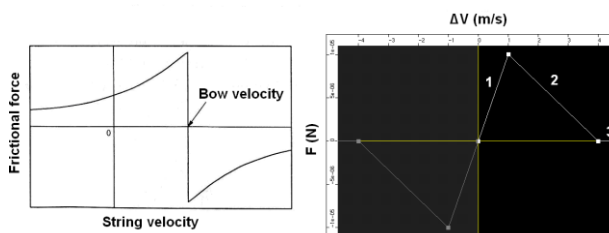


Figure 1. Left: frictional force as a function of the string velocity for a bowed string. After Fletcher and Rossing, 1998 [10]. Right: frictional force as modelled in the LNL window of GENESIS.

This simplified curve that models the interaction between the bow and the string is sufficient to work with, and we will see that it leads to phenomena that are characteristic of real bowed strings behaviours. But the aim is also to use this interaction with other structures than a modelled string. The method used is to analyse the behaviour of a bowed basic oscillator and to generalize to more complex ones. We can see on figure 2 (left) the representation of the model as it appears on the graphical interface of GENESIS⁵. The MAS module called M_A represents the bow inertia and the structure called OSC, which contains a SOL (S), a MAS (M) and

³ The BUT is a viscoelastic conditional link, that is to say, a viscoelastic link which is effective if the difference between the positions of the two <MAT> elements that it links is under a given threshold. This module is often used for collision simulation.

⁴ The <LIA> module called LNL let us draw the interaction between two <MAT> by means of a function $F(\Delta X)$ or $F(\Delta V)$, with F the output force, ΔX and ΔV respectively the difference between positions or velocities of the two linked <MAT>. The user can draw every one-variable function he wants.

⁵ It is important to keep in mind that the representation plan is not a metric space but a topologic one. That is to say, only the links between <MAT> elements will influence the behaviour of our model, not how the <MAT> elements are placed on this plan. Furthermore, the <MAT> modules can move along the axis perpendicular to this plan and only along this axis. That is why GENESIS is called a one-dimension simulation environment. But it is generally not a problem for sound synthesis, since oscillations develop themselves mainly on a single axis and it is possible to take into account two or three dimensions effects via LNL links or judicious use of modularity.

a REF module, is a damped harmonic oscillator that M_A will bow via the LNL link. The figure 2 (right) shows a string modelled as a chain of MAS linked with REF modules. This structure is bowed via the same LNL module.

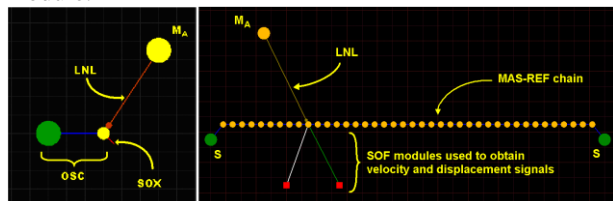


Figure 2. Left: model of a bowed basic structure. Right: model of a bowed string. SOF and SOX modules (respectively force and displacement output) are used to “hear” a structure vibrating.

We can separate half of the symmetrical friction curve into three parts, noted 1-3 on figure 1 (right). The first one is called the “sticking zone” and the second one the “sliding zone”. For a real bow, the slope of the sticking zone is almost infinite (cf. figure 1, left) but if we use such a characteristic, the value of the equivalent viscosity Z (i.e. the value of the slope) is almost infinite too. That is why we must use a finite slope unless the algorithm diverges when the difference of velocity is such as the operating point is in the sticking zone of the curve, leading to a sound with more or less white noise (that nevertheless can get a certain interest). Furthermore, as McIntyre, Schumacher and Woodhouse say in [11] the finite slope of the sticking zone can partially take into account the effects of torsional waves along the string.

Moreover, we must take into account the particularity of our model of interaction. Indeed, the part 3 of the curve corresponds to a zero force and the slope of the part 1 is finite, which is not the case for the real characteristic. The analysis of the bowed simple oscillator behaviour leads to two general conclusions: firstly, the bow velocity value must be included between the two boundaries of the sliding zone to obtain a self-sustained oscillation. Indeed, if the velocity is in the third part, no force is applied on the oscillator, and if it is in the first part, no sliding friction can occur since the operating point will be always in a Z positive part of the characteristic. Secondly, the absolute value of the sliding zone slope (noted Z_{neg}) must be higher than the positive damping (Z_{pos}) of the vibrating structure in order to obtain self-sustained oscillations⁶. If these two conditions are met, a self-sustained oscillation occurs as we can see on figure 3. This fact is due to the negative slope of the curve in the sliding zone. We can see on the velocity signal, for each period, when the operating point passes from the sticking zone to the sliding one (inflexion point). One can note that before this inflexion

⁶ Furthermore, if the absolute value of Z_{neg} is higher than Z_{pos} but if these two values are comparable, the transient is very long with a percussive attack at its start. So to quickly obtain a self-sustained oscillations regime, $|Z_{neg}|$ must be much higher than Z_{pos} .

point, we can see a damped oscillator behaviour (exponential decrease of the velocity). After this point, the velocity increases drastically because of the sliding friction; this leads to oscillations.

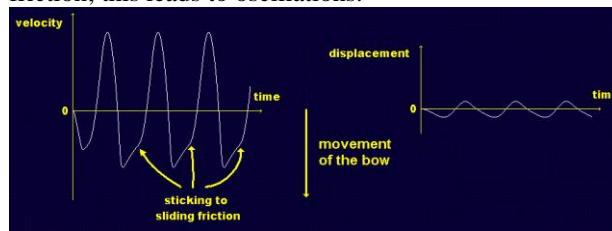


Figure 3. Velocity and displacement signals for the bowed oscillator described on figure 2 (left), with a bow velocity in the sliding zone of the LNL characteristic.

If we give the correct values to the parameters that we spoke about in the simple oscillator study, the bowing of the string modeled in figure 2 (right) leads to the well-known Helmholtz motion of the string as we can see on figure 4.

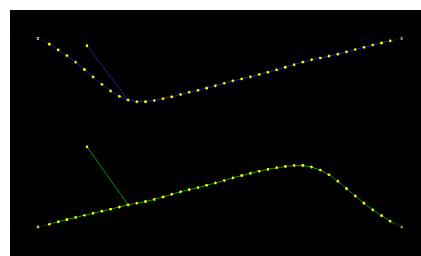


Figure 4. The Helmholtz motion of the string at two moments which have got a difference in phase of a half period. The bow is moving up at a constant velocity.

Moreover, displacement and velocity signals of our chain are comparable to experimental measures on real bowed strings (cf. figure 5).

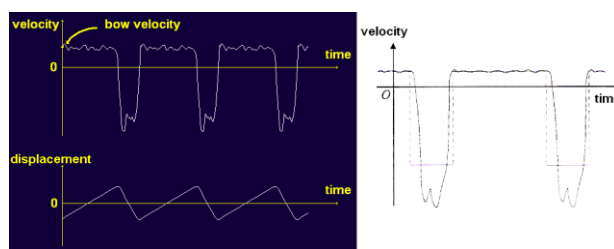


Figure 5. Left: velocity and displacement signals at the bowing point, for our string model. The bowing point is at a quarter of the string. Right: velocity of a real string at the bowing point. After Boutillon, 2000 [5].

So, the simplified friction characteristic used in our model is sufficient to obtain realistic behaviours and moreover to get plausible bowed string sounds. Note that the real friction force does not tend to zero when the difference between the bow velocity and the string one is high, whereas it does in our model. The aim is to be able to produce particular gestures like a bow that ends without the bow on the string (in order to be able to produce the sound of the free motion of a string after

bowing). Indeed, if we want to cut the link between the vibrating structure and the MAS M_A , we just need to accelerate it until the operating point is always in the third part of the friction characteristic.

So the LNL link described in this part can be used to bow many different structures such as strings, bars, membranes... But as we will see below, this LNL link may be relevant for woodwind instruments modelling too. This leads to a generic approach of self-sustained instruments of different physical natures such as bowed strings and woodwinds.

3.2. A particular bowed structure

Now, if we take our previously developed string model and link only one of its extremities to a SOL module, the produced sound when we bow the free extremity (using the same LNL as above) sounds like a clarinet. In order to explain this, we can analyse the non-linear characteristic of a woodwind reed (cf. figure 6). It represents the volume flow through the reed as a function of the difference of pressure between the player's mouth and the reed. A remarkable fact is that the friction characteristic of the LNL module developed previously can easily approximate the shape of the curve above, with the help of an analogy that we explain below.

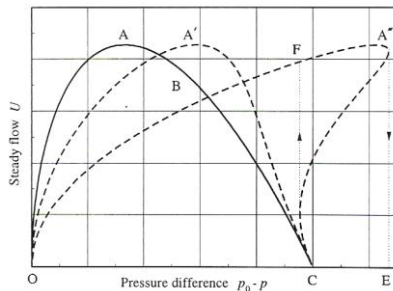


Figure 6. Characteristic of volume flow as a function of pressure difference for a woodwind single reed (OABC curve) and a woodwind double reed (one of the three curves, according to the reed channel resistance). After Wijnands and Hirschberg, 1995 [15].

The analogies between mechanical systems and aeroacoustical ones are well known and have been developed in many acoustics books [12]. First of all, the comparison between our LNL characteristic and the curve above suggests that the force applied on and the velocity of the MAS module are respectively the analogue of the volume flow and the pressure inside the reed. But in order to be more precise, let us consider two fluid tanks at different pressures $P1$ and $P2$, connected by a channel where a volume flow U of fluid circulates. According to the Euler's equation, we have got in this case:

$$\rho \frac{dv}{dt} = -\frac{dp}{dx} \Rightarrow \Delta P = P1 - P2 = \frac{L\rho}{S} \frac{dU}{dt}, \quad (1)$$

with L and S respectively the length and the section of the channel, v the speed of the fluid particles and ρ its density. One often calls the factor $L\rho/S$ the acoustic mass. The equation connecting the pressure difference

between the two tanks and the volume flow is similar to the one connecting the speed difference between two masses connected by a spring:

$$\Delta v = \frac{1}{k} \frac{dF}{dt}, \quad (2)$$

with Δv the speed difference between the two masses, K the stiffness coefficient of the spring and F the modulus of the force applied on the two masses. One can then carry out the analogies gathered in the following table:

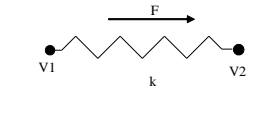
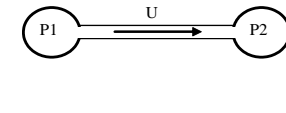
Mechanical system	Aeroacoustical system
	
$\Delta v = \frac{1}{k} \frac{dF}{dt}$	$\Delta P = \frac{L\rho}{S} \frac{dU}{dt}$
F	U
v	P
$1/k$	$L\rho/S = M_a$

Table 1. Analogies between mechanical and aeroacoustical systems.

These analogies let us develop easily woodwind instruments models with mass-spring networks. Indeed, just as our strings are modelled by a succession of masses connected by springs, the body of the wind instruments can be seen as a succession of tanks connected by cylindrical channels.

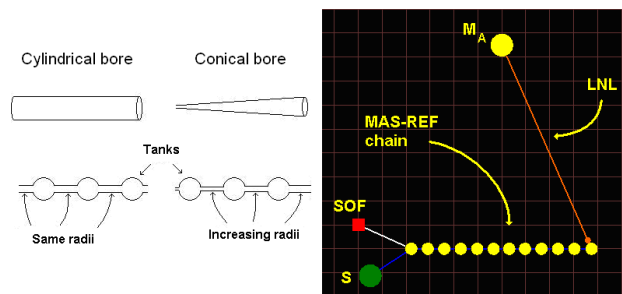


Figure 7. Left: simple models of cylindrical and conical bores for wind instruments. In the second case, on the right, the channels have increasing radii in order to model the widening of the bore. Right: woodwind as modelled in GENESIS. The non-linear characteristic used is the same than for the bowed string.

So, one can translate now this schematised aeroacoustical model into a mass-spring system by means of the developed analogies. On the figure 7 (right), we can see the GENESIS model that can be used for woodwind sound synthesis. The mass-spring chain is bowed at its free extremity, that is to say, where the v/F ratio is the highest. This is coherent with the behaviour of woodwind instruments for which the P/U ratio is the highest at the reed. On the contrary, a fixed point will represent a hole in the bore. So the SOL at the left extremity represents the hole of the bell. It is possible to model the tone holes too, by adding SOL modules linked to masses along the chain.

As we said above, it sounds like a clarinet for a homogeneous mass-spring chain. This is understandable since the clarinet has got a cylindrical bore. Thus, it might be interesting to try to model other bores, for example a conical one, to obtain oboe-like sounds. The section of the bore of the oboe increases like the square of the distance to the mouth (since its diameter is proportional to the latter). The analogue of the section S is the constant of elasticity K (with a constant factor $L\rho$). Thus, by giving values, according to a parabolic law, to the K parameters of the consecutive REF modules, it is possible to obtain oboe-like sounds.

On the figure below, it is possible to compare the spectra of the sounds obtained for the homogeneous string model (called CLARINET) and the non-homogeneous one (called OBWA) to experimental data taken in [10]. It is also possible to compare these with the results given in the chapter 21 of [2].

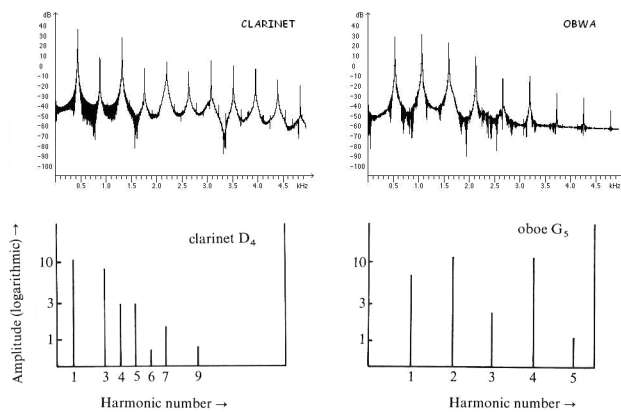


Figure 8. Spectra of the sounds that we obtained with the CLARINET and OBWA models and comparison with experimental data on real woodwinds. After Fletcher and Rossing 1998 [10].

So, as for the real instruments, the fundamental prevails for the CLARINET whereas the second harmonic does for the OBWA.

Furthermore, as for a real clarinet, the sound obtained with our CLARINET model has got prevalent odd-numbered harmonics. Even-numbered harmonics are not absent of the spectrum, which has been explained in different references [2] [4].

The analogies developed in this part are very useful since an air column will be simply modelled by the same modules than a string. So it will be very easy to couple structures like strings or membranes with a tube: we only need a <LIA> module. Thus, one can hear for example an oscillating structure vibrating through a duct that has got vocal formants in order to produce vocalizing sounds. This example illustrates the coherence of CORDIS-ANIMA as a general formalism; there is no need to deal with the compatibility of the different models that we develop since the language itself ensures the compatibility.

4. A NEW WAY OF COMPOSING MUSIC: THE BOWING OF MACROSTRUCTURES

In this last section we use the bowed structures behaviour in order to work at the composition level. Indeed, by using bowed macrostructures we can develop features and tools in the GENESIS environment, that enable to create events at macrotemporal (compositional and instrumentalist performance) scale. The “macrostructure” term is used to speak about structures that can vibrate at very low frequencies and so that can model the instrumentalist’s gestures. The underlying idea is that everything that has got inertia is modelled by a MAS module in GENESIS. Consequently, the MAS module, used to model the excitation of a vibroacoustical structure (such as a bow or a plectrum) can itself be a part of a vibrating macrostructure, which can lead to a complex movement of our excitor.

4.1. A bowed “macrostring”

If we consider a bowed string, as in the third session above, but with a low frequency fundamental mode (~1Hz), and if different MAS modules of this string are used to interact with vibroacoustical structures, it is possible to simulate a complex performance with this macrostructure. On the figure below, we can see such a model, with a bowed “macrostring” that contains plectra, as it has been built in GENESIS.

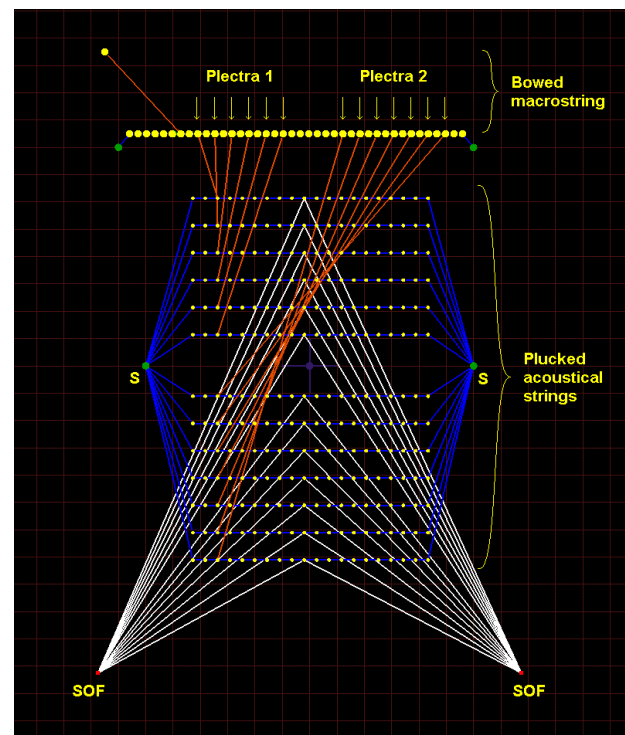


Figure 9. Model implying a “macrostring” which contains thirteen plectra playing on different acoustical strings.

The model, as it appears on figure 9 has been conceived in order to produce a particular play going from low to high acoustical frequencies. Indeed, from top to bottom, the thirteen acoustical strings’

fundamental frequency increases. So we have separated these into two groups, each one plucked by a type of plectra (1: low frequency strings, 2: high frequency strings). The first type of plectra corresponds to a LNL module which is calibrated to obtain plucking when the MAS modules of the “macrostring” are at a precise negative altitude “ $x=-a$ ” (the acoustical strings are in the “ $x=0$ ” plan), which is an altitude reached by the “macrostring” during its motion (cf. figure 10). The second type of plectra is calibrated to pluck when the MAS modules reach the “ $x=0$ ” plan. Figure 10 and 11 show the advantage of working with two plectra groups, since what we can see is a movement between two plans⁷. So the “instrumental play” has got a repeated cycle that is divided into two phases: the first when the “macrostring” is at its negative altitude (figure 10) and the low frequency strings are plucked, the second when it is at the zero altitude and the other strings are plucked.

4.2. Waves and rains of plectra: immersive musical architectures.

The “instrumental performance” produced is a periodic alternation between complex series of low and high-pitched notes. Furthermore, these musical events evolve in time since the behaviour of the “macrostring” described above is the transient one. Progressively, higher amplitude oscillations take place, and it results in less plucks (but more disorganised). This gives the impression to pass from a vigorous part with lots of musical events to calm and quietness.

Due to its physical origin, the musical architecture obtained is strongly immersive and has a strong evocative capacity. Indeed, according to the acoustical strings damping (or more generally acoustical structures damping) and the macrostring oscillation frequency, the sensed musical events can be in the cognitive domain of rain, fall of water drops, running water or waves breaking on a beach. This is not surprising since the mechanism used - that is propagation of waves along a string - has analogies with the propagation of surface gravity waves in a sea. So, the musical architecture resulting of the macrostring behaviour leads to immersive sound environment with musical events that may have an aqueous characteristic.

Finally, concerning the temporal distribution of the musical events, the bowed “macrostring” produces an “instrumental play” that is not precisely predictable but, so far, not unpredictable either. Its periodic oscillation leads to a pulsation. Moreover the precise analysis of the model’s behaviour can give information on how to use it, to privilege statistically a precise note for example.

⁷ The string behaviour is typical of a bowed string transient. But for this system, this one is very long because of the very low frequency of the string oscillation.

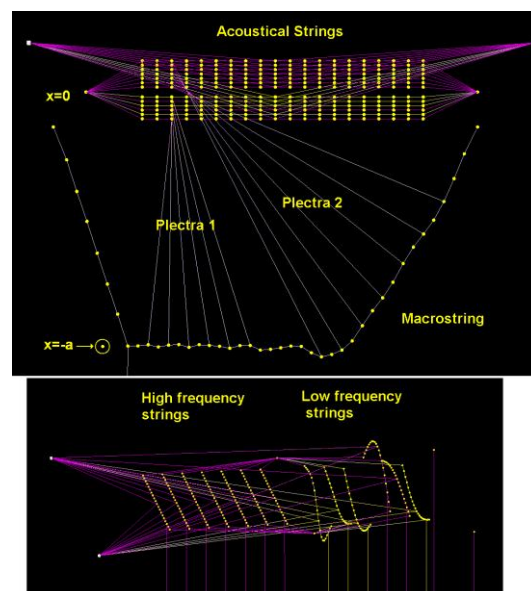


Figure 10. Two different viewpoints of the simulation of the model shown on figure 9 at 1,25 second. First phase of the period of the “macrostring” movement. This one goes down until it reaches an altitude located by the MAS circled (top picture). The six plectra on left are calibrated to pluck the low frequency strings at this altitude. So we can see on the bottom picture that these six strings oscillate. On this picture, the vertical scale is much lower than for the top picture.

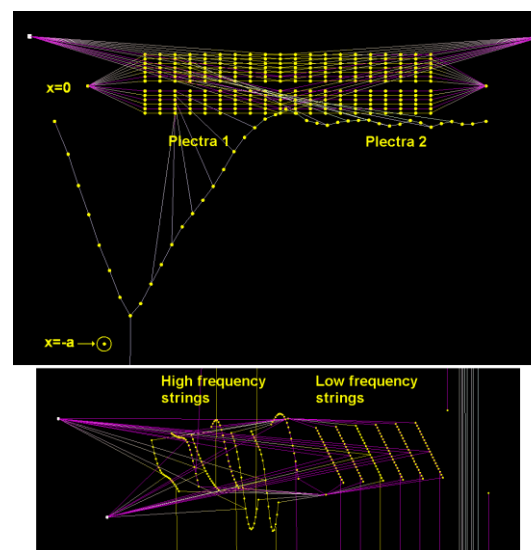


Figure 11. Two viewpoints of the simulation of the model shown on figure 9 at 2,5 seconds. Second phase of the period of the “macrostring” movement. This one goes up until it reaches the “ $x=0$ ” plan. Now the seven plectra of the second group pluck the high frequency strings as we can verify it on the bottom picture.

Furthermore it has got very rich possibilities. For instance, it is possible to change the period of the “instrumental play” by changing the “macrostring” fundamental frequency or to increase or decrease its transient by influencing the bow’s friction characteristic. It is possible to change the acoustical strings damping in order to get more or less resonant sounds, or to bow these ones instead of plucking them... By varying all

these parameters, it is possible to travel, with the different musical architectures obtained, in various cognitive domains.

4.3. The role of excitation and vibroacoustical structure

A macrostructure with a complex behaviour is not sufficient to obtain a rich “instrumentalist like” model. One must work also on the type of excitation and on the vibroacoustical structure. Indeed, the bowed macrostring used in the previous part can lead to a particular complex “instrumental play” with the plectra described but a completely different one with bows for example. This is due to the displacement dependence of the plectrum interaction, and the velocity dependence of the bow one. Thus, the type of excitation will reveal differently our macrostructure behaviour. That is why we call the latter a “potential events generator” since it must be connected to vibroacoustical structures with appropriate links to obtain particular musical events.

Furthermore, different vibroacoustical structures will reveal more or less the complexity of the potential events generator behaviour. For example, the plectra dynamic has little influence on the behaviour of the acoustical strings used in the previous part. If we make possible a contact between the strings during their movement, we can obtain a totally different vibroacoustical structure which behaviour depends strongly on plectra dynamic. By connecting our different acoustical strings with BUT modules (see 2.1) with appropriate thresholds, they will be free for low amplitude movements but not for large amplitude ones. So according to the hardness of the plucks (related to the plectra velocity), they will collide or not. At the beginning, the plucks will lead to lots of collisions but progressively, as the amplitude of the macrostring increases, collisions will more and more seldom occur and finally there only will remain plucked strings that oscillate freely. So, this vibroacoustical structure will clearly reveal the macrostring behaviour evolution via the musical events timbre.

4.4. Potential events generator analysis

As said previously, the potential events generator described here was built with global considerations on its possible behaviour. By using this technique for music composition, the aim is not to describe, like with a score, which musical event must occur at one precise moment, but to make complex musical architectures emerge from global and statistical considerations. Of course the analysis of these musical architectures must be very precise in order to improve understanding of our potential events generator behaviour and to know what are the pertinent parameters that influence particular characteristics of this behaviour. According to what we said in the previous parts, the type of excitation and the vibroacoustical structure characteristic response to this excitation has a main role in the production of particular musical patterns or timbres. For example if we consider the example developed, it is necessary to work on

displacement signals of the different plectra inserted in the macrostring since the plectrum-type interaction is a non-linear one that depends on position difference between two <MAT> modules. More precisely, it is an elastic interaction that takes place in a finite zone which length is L . On the figure 12 (up) is shown the displacement signal of a plectrum inserted in the previous model macrostring for the first seconds of simulation. There is an interaction when the plectrum has got more or less an altitude comprised between $x=0$ and $x=L$, according to the deviation calculated resulting of the vibroacoustical string vibration amplitude. We can see on the figure 12 the intersection (in bold) between the zone of interaction and the temporal signal, which shows when and how the acoustical string is plucked. “Indents” on both sides of “plucking zones” show their maximum possible deviation.

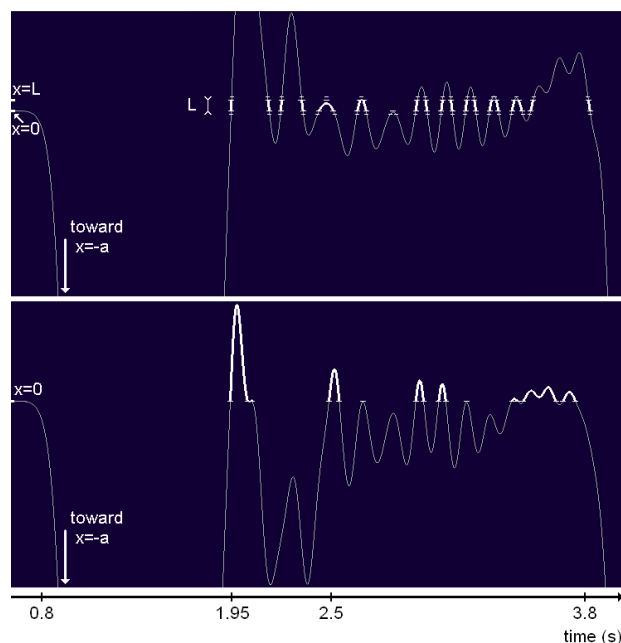


Figure 12. Displacement signal of a MAS module inserted in a bowed macrostring and which is linked by a plectrum-like interaction to an acoustical string. Up, the plectrum length L is small. Down, it is big.

As we can see on figure 12 (up), plucks won’t be identical. For example, the first four plucks are well determined whereas the fifth (at 2.5 seconds of simulation) corresponds to a plectrum that grips slowly the string but do not release it immediately. This leads to a sound with a “sliding fundamental”, since the string vibrates with a smaller length when it is hold by the plectrum. On figure 12 (down) the plectrum length is much bigger, which leads to soft percussive sounds, with “sliding fundamentals” too.

We can see also on figure 12 a change of behaviour of the macrostring due to the interaction with the vibroacoustical structure. Indeed, long plectra will lead to stronger interactions with acoustical strings and a bigger change of the macrostring behaviour, whereas in the case of small plectra, the displacement signal is almost the same as for a macrostring without interaction

with acoustical structures. So, even if we are able to accurately describe, respectively the macrostring behaviour alone or the acoustical structure one, it may be very difficult in some cases to foresee what will be the coupled system behaviour. It is for example the case for long plectra in the system above. But it may nevertheless be interesting to use this kind of plectra: whereas with small plectra, macrostring permanent oscillation regime will rapidly occur, leading then to a repetitive pattern, it will be very hard to obtain with long plectra, leading to a rich and evolving “instrumental play”.

Finally, it is possible to have a visual representation of the “instrumental play” resulting of the potential events generator behaviour, by using displacement signals of the different plectra of the macrostring. It is possible to organise these (for example ones above the others according to pitches, timbre characteristics, etc...) in order to create a kind of staff or score where we can see the repartition of musical events in time and how they are “interpreted” according to the shape of the displacement signal. Of course, this approach is generic; it can be used for every models where we can separate vibroacoustical structures from potential events generators and linked to these with interactions defined in displacement or velocity space.

4.5. Conclusion of this part

As a conclusion, the composition with GENESIS corresponds to a different approach than the “classical” one. Indeed, in this environment, everything is modelled with physical mass-interaction networks and the arbitrary boundary between the timbre, the composition and the “performance” tends to be erased: for example one changed parameter of the vibroacoustical structure can have an influence on these three levels of music creation. Finally, one must study in details these sorts of models because in one hand they have got rich possibilities but in the other hand one must wonder: what are the minimum characteristics required to get a relevant “instrumentalist like” model? There is no doubt that the research on this point with GENESIS is at its infant. But it is an important question and it will be certainly fruitful to carry out deeper researches in this way.

5. CONCLUSION

Self-sustained oscillating structures category is a very useful family of models that is relevant for studies upon both timbre and composition in GENESIS. By means of analogies, real musical instruments of different natures can be simply modelled by almost the same bowed structure. Moreover, GENESIS environment ensures the compatibility of all the models developed, since the same elementary modules are used for the building of all structures. It is thus possible to couple easily different vibroacoustical structures in order to build complex networks, leading to interesting timbres.

As for the composition in GENESIS, bowed macrostructures offer many possibilities that can lead to

various immersive musical architectures, but need to be deeply analysed in order to be used in the most possible precise way. By using appropriate displacement or velocity signals, it is possible to have a visual representation of the musical architecture. It can give us a better comprehension of this kind of tools, which is necessary in order to use these in a musical piece.

6. REFERENCES

- [1] Adrien, J.-M. “The missing link: Modal synthesis”. *Representations of Musical Signals* (G. De Poli, A. Piccialli and C. Roads), pp. 269-297, Cambridge, MA: MIT Press, 1991.
- [2] Benade, A.H. *Fundamental of Musical Acoustics*. Oxford U. P., New York, 1976.
- [3] Benade, A.H. “On woodwind instrument bores”. *J. Acoust. Soc. Am.* vol. 31, pp. 137-146, 1959.
- [4] Benade, A.H. and Kouzoupis, S.N. “The clarinet spectrum: Theory and experiment”. *J. Acoust. Soc. Am.* vol. 83, pp. 292-304, 1988.
- [5] Boutillon, X. “Corde frottée sur un violon : dynamique, mouvements, standards et instabilités”. *Mécanique et Industrie 1*. pp. 609-619, 2000.
- [6] Cadoz, C., Luciani, A. and Florens, J. L. “CORDIS-ANIMA: A Modeling and Simulation System for Sound and Image Synthesis – the General Formalism”. *Computer Music Journal*, vol. 17, no. 4, pp. 19-29, 1993.
- [7] Castagné, N. and Cadoz, C. “GENESIS: A Friendly Musician-Oriented Environment for Mass-Interaction Physical Modeling”. *Proc. of the 2002 Internat. Comp. Mus. Conf.* San Fransisco, International Computer Music Association, 2002.
- [8] Cook, P. R. “SPASM: A Real-Time Vocal Tract Physical Model Editor/Controller and Singer: the Companion Software Synthesis System”. *Computer Music Journal*, vol. 17(1), pp. 30-44, 1992.
- [9] Cremer, L. *The Physics of the Violin*. Transl. by J. S. Allen, MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1984.
- [10] Fletcher, N.H. and Rossing, T.D. *The Physics of Musical Instruments*, 2nd Edition, Springer, 2005.
- [11] McIntyre, M. E., Schumacher, R. T., Woodhouse, J. “On the oscillation of musical instruments”. *J. Acoust. Soc. Am.* vol. 74, pp. 1325-1345, 1983.
- [12] Rossi, M. *Electroacoustique*. Traité d’électricité, vol. 21, PPUR, 1993.
- [13] Smith, J. O. “Efficient synthesis of stringed musical instruments”. *Proc. of the 1993 Internat. Comp. Mus. Conf.* Tokyo, pp.64-71, International Computer Music Association, 1993.
- [14] Välimäki, V. and Karjalainen, M. “Digital waveguide modelling of wind instrument bores constructed of truncated cones”. *Proc. of the 1994 Internat. Comp. Mus. Conf.* Arhus, pp. 423-430, International Computer Music Association, 1994.
- [15] Wijnands, A. P. J. and Hirschberg, A. “Effect of a pipe neck downstream of a double reed”. *Proc. Internat. Symp. Mus. Acoust.* (Dourdan, France), pp.148-151, IRCAM, Paris, 1995.