

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI

Contrôle des vibrations par amortisseur semi-actif

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en génie

en vue de l'obtention du grade de maître en science appliquées

(M. Sc. A.)

PAR

© **DAVID DELAUNAY**

Février 2018

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, président du jury, UQAR

Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR

Damien Gourgue, examinateur externe, Conceptrome

Dépôt initial le 20/12/2017

Dépôt final le 19/02/2018

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI
Service de la bibliothèque

Avertissement

La diffusion de ce mémoire ou de cette thèse se fait dans le respect des droits de son auteur, qui a signé le formulaire « *Autorisation de reproduire et de diffuser un rapport, un mémoire ou une thèse* ». En signant ce formulaire, l'auteur concède à l'Université du Québec à Rimouski une licence non exclusive d'utilisation et de publication de la totalité ou d'une partie importante de son travail de recherche pour des fins pédagogiques et non commerciales. Plus précisément, l'auteur autorise l'Université du Québec à Rimouski à reproduire, diffuser, prêter, distribuer ou vendre des copies de son travail de recherche à des fins non commerciales sur quelque support que ce soit, y compris l'Internet. Cette licence et cette autorisation n'entraînent pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits moraux ni à ses droits de propriété intellectuelle. Sauf entente contraire, l'auteur conserve la liberté de diffuser et de commercialiser ou non ce travail dont il possède un exemplaire.

REMERCIEMENTS

Je remercie mon directeur de recherche, le professeur Adrian Ilinca, pour m'avoir offert l'opportunité de travailler avec lui : j'ai pu travailler en autonomie.

Je remercie les techniciens de l'UQAR, pour leur professionnalisme aussi bien que pour leur bonne humeur et leur gentillesse.

Je remercie tous les amis que j'ai pu rencontrer pendant ma maîtrise et qui m'ont soutenu pendant celle-ci.

Je remercie Éric, qui est arrivé à un moment critique, et dont les connaissances m'ont été d'une grande aide ! Ce fut également très agréable de travailler avec lui.

Je remercie Gabriel et Pierre-Olivier pour tous les bons moments passés ensemble. Notre petit groupe m'a permis de traverser les difficultés de passage !

Je remercie ma famille pour tous ses conseils, et d'avoir toujours été là pour moi.

RÉSUMÉ

Ce mémoire fait partie du développement d'un système permettant de faire le contrôle des oscillations sur les pales d'éoliennes. Étant donné la forme générale du projet, le système pourrait être utilisé sur n'importe quelle structure flexible.

Un banc d'essai a été réalisé précédemment afin de tester une solution. La structure vibrante est une simple plaque métallique. Elle est attachée d'un côté à un excitateur, représentant le vent, n'imposant pas un déplacement, mais une force. De l'autre, elle est guidée en translation via un coulisseau, lui-même relié à un ressort et à un amortisseur.

L'idée est d'utiliser un amortisseur semi-actif, permettant de contrôler la force de l'amortisseur en temps réel. Plusieurs stratégies de contrôle ont été testées afin de valider l'utilisation de cette technologie.

Un modèle simplifié du banc d'essai a été développé. Le but de ce modèle est de s'exécuter en temps réel, pour pouvoir être utilisé dans une stratégie de contrôle.

Mots clés : vibration, amortissement, électro-rhéologique, éolienne, banc d'essai

ABSTRACT

This dissertation is part of the development of a system that would allow one to control vibrations on wind turbine blades. In consideration of the general state of the project, the system could also be used on any flexible structure.

A bench test has been made previously to test a solution. The structure is a simple vibration plate. It is attached on one end to a driver, representing the wind, imposing a force but not a displacement. On the other end, it is guided in translation with a slide, itself bound to a spring and a damper.

The idea is to use a semi-active damper, allowing one to control the damper force in real time. Several control strategies have been tested, to validate the use of this technology.

A simplified model has been developed. The goal of this model is to be used in real time, to be part of a control strategy.

Keywords : vibration, damping, electrorheologic, wind turbine, bench test

TABLE DES MATIÈRES

| | |
|--|-------------|
| REMERCIEMENTS | VIII |
| RÉSUMÉ | X |
| ABSTRACT..... | XII |
| TABLE DES MATIÈRES..... | XIV |
| LISTE DES FIGURES | XVI |
| LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES | XX |
| LISTE DES SYMBOLES..... | XXII |
| CHAPITRE 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE..... | 1 |
| CHAPITRE 2 THÉORIE..... | 7 |
| 2.1 PHENOMENES AEROELASTIQUES..... | 7 |
| 2.1.1 Divergence..... | 7 |
| 2.1.2 Flottement | 9 |
| 2.2 AMORTISSEURS SEMI-ACTIFS | 11 |
| 2.2.1 Principe d'utilisation d'un amortissement semi-actif..... | 11 |
| 2.2.2 Revue de littérature..... | 11 |
| 2.2.3 L'amortisseur utilisé | 13 |
| 2.3 BANC D'ESSAI..... | 15 |
| 2.3.1 Architecture | 15 |
| 2.3.2 Généralités vibratoires..... | 16 |
| CHAPITRE 3 CONCEPTION DU BANC D'ESSAI | 19 |
| 3.1 REDUCTION DES FROTTEMENTS DANS LA GLISSIERE | 19 |
| 3.2 INSTRUMENTATION..... | 22 |

| | | |
|---|---|-----------|
| 3.2.1 | Accéléromètres | 22 |
| 3.2.2 | ADC/DAC | 24 |
| 3.2.3 | Amplificateur de puissance classe D | 26 |
| 3.2.4 | Matlab & Simulink | 27 |
| 3.2.5 | Raspberry Pi..... | 28 |
| 3.3 | CONTROLE..... | 29 |
| 3.3.1 | PID | 29 |
| 3.3.2 | Sky-Hook | 30 |
| CHAPITRE 4 MODÉLISATION DU BANC D’ESSAI..... | | 31 |
| 4.1 | PREMIER MODELE | 31 |
| 4.2 | CALCUL DES PARAMETRES DU MODELE | 34 |
| 4.3 | RESOLUTION NUMERIQUE..... | 36 |
| 4.4 | DEUXIEME MODELE..... | 40 |
| CHAPITRE 5 ANALYSE DES RESULTATS | | 43 |
| 5.1 | BOUCLE OUVERTE | 43 |
| 5.2 | MODELISATION | 46 |
| 5.2.1 | Résultats du deuxième modèle..... | 46 |
| 5.2.2 | Correction des amplitudes | 48 |
| 5.2.3 | Décalage fréquentiel | 49 |
| 5.3 | CONTROLE..... | 51 |
| 5.3.1 | PID | 51 |
| 5.3.2 | Sky-Hook | 53 |
| 5.3.3 | Comparatif | 54 |
| CHAPITRE 6 CONCLUSION GÉNÉRALE | | 57 |
| ANNEXES..... | | 59 |
| RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES | | 69 |

LISTE DES FIGURES

| | |
|---|----|
| Figure 2.1 – Modélisation de la divergence | 8 |
| Figure 2.2 - Flottement d'une pale d'éolienne | 10 |
| Figure 2.3 – Caractéristique de l'amortisseur | 14 |
| Figure 2.4 – Banc d'amortisseur classique..... | 15 |
| Figure 2.5 – Banc d'essai | 16 |
| Figure 3.1 - 1 ^e liaison glissière..... | 19 |
| Figure 3.2 - 2 ^e liaison glissière..... | 20 |
| Figure 3.3 - Liaison glissière en arc-bouttement..... | 20 |
| Figure 3.4 - Support des barres de guidages | 21 |
| Figure 3.5 -Schéma de l'alimentation des accéléromètres | 24 |
| Figure 3.6 - Schéma bloc du PID | 29 |
| Figure 3.7 - Schéma bloc du sky-hook..... | 30 |
| Figure 3.8 - Schéma bloc du ground-hook..... | 30 |
| Figure 4.1 - Schéma du banc d'essai..... | 31 |
| Figure 4.2 - Schéma du banc d'essai simplifié..... | 33 |

| | |
|--|----|
| Figure 4. 3 - Schéma bloc du modèle simplifié | 36 |
| Figure 4.4 - Positions du banc d'essai au cours du temps | 37 |
| Figure 4.5 - Positions du banc d'essai en régime établi..... | 38 |
| Figure 4.6 - Positions du banc d'essai mesurées | 38 |
| Figure 4.7 - Réponse fréquentielle du modèle simplifié..... | 39 |
| Figure 4.8 - Schéma du deuxième modèle simplifié | 40 |
| Figure 4.9 - Schéma bloc du deuxième modèle simplifié..... | 41 |
| Figure 5.1 - Mesure en boucle ouverte à 4 Hz..... | 44 |
| Figure 5.2 - Réponse fréquentielle mesurée en boucle ouverte | 45 |
| Figure 5.3 - Réponse fréquentielle du deuxième modèle simplifié | 47 |
| Figure 5.4 - Plaque en rotation..... | 48 |
| Figure 5.5 - Plaque en déformation statique | 50 |
| Figure 5.6 - Positions mesurées pour $P = 500 \text{ V/m}$ | 51 |
| Figure 5.7 - Positions mesurées pour $P = 1000 \text{ V/m}$ | 52 |
| Figure 5.8 - Positions mesurées pour $P = 500 \text{ V/m}$ et $I = 500 \text{ V/ms}$ | 53 |
| Figure 5.9 - Positions mesurées pour la stratégie ground-hook..... | 54 |
| Figure 5.10 - Tableau comparatif des stratégies de contrôle | 55 |
| Figure A.1 - Conditions de START et STOP du protocole I2C | 60 |
| Figure A.2 - Lecture/écriture dans le protocole I2C | 61 |
| Figure A.3 - Instrumentation du banc d'essai sous Simlink | 63 |

Figure A.4 - Initialisation 63

Figure A.5 - Boucle de tests 64

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

ADC *Analog to Digital Converter* (Convertisseur Analogique Digital)

DAC *Digital to Analog Converter* (Convertisseur Digital Analogique)

LISTE DES SYMBOLES

| | |
|---|---|
| M_p | Masse de la plaque |
| M_e | Masse de l'excitateur suspendu à la plaque |
| M_c | Masse du coulisseau |
| F_e | Force d'excitation |
| F_a | Force d'amortissement généré par l'amortisseur variable |
| F_g | Force de frottements secs dans la glissière |
| α_g | Coefficient de frottement visqueux dans la glissière |
| k | Raideur du ressort de la suspension |
| k_p | Raideur équivalente de la plaque |
| k_a | Raideur équivalente de l'amortisseur |
| x | Déplacement du bout de la plaque |
| y | Déplacement du coulisseau |
| θ | Angle de la plaque |
| Amp_{plaque} | Amplitude des oscillations de la plaque |
| $Amp_{\text{coulisseau}}$ | Amplitude des oscillations du coulisseau |
| f_e | Fréquence de l'excitation |

| | |
|-------------------------|---|
| f_p | Fréquence de résonance de la plaque |
| U/E | Tension d'alimentation de l'amortisseur |
| kg | Kilogrammes |
| m | Mètre |
| mm | Millimètre |
| s | Seconde |
| Hz | Hertz |
| N | Newtons |
| A | Ampère |
| V | Volts |

CHAPITRE 1

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Face à une demande croissante en énergie, les constructeurs de grandes éoliennes se sont tournés vers des turbines de plus en plus grandes. En même temps, ils ont tenté de réduire les masses des différents éléments, afin de diminuer les coûts de fabrication [1]. Ces deux éléments ont conduit à l'utilisation de pales de plus en plus flexibles. Cette flexibilité grandissante a rendu les pales plus sensibles aux vibrations aéroélastiques. Ces vibrations peuvent détériorer les pales et amener à leur rupture, et réduire ainsi leur durée de vie - qui doit être supérieure à de 10 ans. Il devient important d'implanter des systèmes permettant le contrôle des vibrations induites sur les pales. Un tel système pourrait augmenter à la fois la durée de vie et la production des turbines.

Sur les éoliennes, deux phénomènes aéroélastiques sont principalement présents, la divergence et le flottement. La divergence est liée à un écoulement stationnaire, tandis que le flottement est lié à des phénomènes transitoires. On trouve dans la littérature de nombreux modèles analytiques qui tentent de décrire ces phénomènes [2]. Mais ils sont en général complexes, et ne parviennent pas à saisir l'ensemble du phénomène aéroélastique. C'est pourquoi, afin de compenser ce manque de précision, des modèles intégrant des interactions fluides-structures ont été développés sur des logiciels tels qu'ANSYS [3, 4]. Ces logiciels permettent de résoudre les équations de Navier-Stokes discrétisées à l'aide de méthodes par volumes finis. Cependant, la résolution de ces équations est très longue et demande une grande puissance de calcul, ce qui ne permet pas d'utiliser ces solutions pour faire du contrôle en temps réel. Toutefois, les résultats obtenus ont permis de développer un modèle simplifié (« lumped »). Ce modèle utilise les résultats des premières simulations, mais possède l'avantage de pouvoir être utilisé en temps réel. Il a pu être implanté sur le logiciel Matlab [4], et les résultats sont prometteurs.

OBJECTIFS

Ce projet étudie l'application de ce modèle dans un dispositif permettant de dissiper l'énergie des vibrations aéroélastiques. Ce dispositif devra être capable de faire varier l'amortissement de la structure afin de s'adapter à un large éventail de sollicitations aéroélastiques. En effet, il ne sera pas possible de réduire complètement les vibrations sur les pales. Dans certains cas, les vibrations peuvent être intéressantes, et pourraient par exemple servir pour éjecter la glace en hiver. Une solution optimale est donc un compromis entre rigidité et flexibilité.

Il existe différents types d'amortisseurs : passifs, actifs, et semi-actifs. La première catégorie est la plus répandue. Ils permettent uniquement de dissiper l'énergie du système avec un coefficient d'amortissement fixé, et ne permettent donc pas l'adaptabilité requise par notre cas. Les amortisseurs actifs sont des actionneurs qui peuvent au choix dissiper de l'énergie, ou donner de l'énergie au système. Cela les rend efficaces, mais sujets à deux problèmes. Le premier est qu'ils requièrent beaucoup d'énergie pour fonctionner [5]. Le deuxième problème est lié à la stabilité du système. Comme ces amortisseurs peuvent donner de l'énergie au système, ils peuvent le rendre instable [6]. Les amortisseurs semi-actifs sont une sorte de compromis entre les deux précédents types d'amortisseurs. Ils sont uniquement capables de dissiper l'énergie du système, ce qui élimine le problème d'instabilité. Toutefois, contrairement aux amortisseurs passifs, leur coefficient d'amortissement peut être modifié en temps réel [7]. Nous avons choisi d'utiliser des amortisseurs semi-actifs pour les raisons citées précédemment.

Il existe plusieurs solutions qui permettent de faire varier l'amortissement des amortisseurs semi-actifs. La première solution est mécanique, et utilise une vanne proportionnelle. En faisant varier la taille d'un orifice à travers lequel s'écoule l'huile de l'amortisseur, on modifie les caractéristiques de l'écoulement ce qui modifie l'amortissement [8]. La présence de parties mobiles dans la vanne proportionnelle rend cette technologie peu robuste et peu fiable, c'est pourquoi nous avons écarté cette solution. Une autre solution est celle des fluides magnétorhéologiques. Ce sont des fluides dans lesquels on a placé des

particules magnétiques. Lorsqu'ils sont plongés dans un champ magnétique, ces particules vont alors s'aligner et former des microstructures qui vont s'opposer à l'écoulement, augmentant ainsi la viscosité apparente du fluide [9]. Les fluides électrorhéologiques sont semblables aux précédents, mais des particules diélectriques ont été ajoutées au fluide, et ils réagissent à un champ électrique [9]. Les amortisseurs magnétorhéologiques ont connu un développement plus rapide que les amortisseurs électrorhéologiques en raison de viscosités plus élevées, d'une meilleure résistance aux impuretés, et de l'absence de dispositifs à haut voltage pour créer le champ électrique [9]. Cependant, les amortisseurs électrorhéologiques présentent un meilleur temps de réponse [10], ce qui signifie un meilleur contrôle de l'amortissement. Ces deux types d'amortisseurs ont connu des applications dans de nombreux domaines, comme le bâtiment [11] et l'automobile [7, 10]. Il existe d'autres solutions d'amortisseurs semi-actifs, comme des amortisseurs générant une force à l'aide de frottements secs [12]. Toutefois, ces technologies étant moins courantes, nous avons préféré choisir une solution électrorhéologique.

METHODOLOGIE

Un banc d'essai a été réalisé à l'UQAR afin de tester le comportement de l'amortisseur et de pouvoir le modéliser [13]. Ce banc d'essai est constitué d'une plaque - représentant la pale - encastrée sur un coulisseau à une extrémité, et laissée libre à l'autre extrémité. Sur le coulisseau, l'amortisseur à tester est également fixé. Un excitateur magnétique est fixé de l'autre côté, ce qui permet d'exciter la plaque et l'amortisseur. Nous avons choisi de ne pas utiliser une soufflerie, mais d'utiliser un simple excitateur pour reproduire l'effort de l'air sur la pale, car les tests en soufflerie sont longs, coûteux et complexes [14]. De plus, nos travaux effectués restent généraux, et peuvent s'appliquer à n'importe quelle structure flexible.

Pour modéliser le banc, nous utiliserons un modèle analytique. Comme l'architecture du banc d'essai est relativement complexe, il conviendra de la simplifier en utilisant des ressorts, des masses et des amortisseurs afin de ne pas se perdre dans les équations. Certains modèles d'amortisseurs sont déjà présents dans la littérature [15]. Cependant nous n'aurons pas besoin de modéliser l'amortisseur puisque le constructeur fournit toutes les données qui

nous sont nécessaires (force en fonction de la vitesse et de l'alimentation). Ce modèle pourra ensuite être comparé aux résultats expérimentaux pour être validé.

Une fois le modèle du banc établi, nous pourrions nous concentrer sur les stratégies de contrôle. Pour cela, nous pourrions utiliser un modèle du banc d'essai précédemment établi, et inverser ce modèle. Une autre solution serait de trouver des critères qui définissent quand l'amortisseur est alimenté. Par exemple, alimenter l'amortisseur en phase de compression, mais le laisser libre en phase de détente. Nous pourrions ainsi implanter plusieurs stratégies sur le banc d'essai afin de comparer leurs performances. La troisième solution est d'utiliser un modèle empirique. Le principe est de soumettre le système à de nombreuses sollicitations et de regarder son comportement. Le but est ainsi d'entraîner le système à réagir aux différentes sollicitations. Ce type de méthode a connu une forte croissance avec par exemple le développement des réseaux de neurones [11]. Ils présentent l'avantage de ne pas avoir besoin de connaître les paramètres du système pour réaliser le modèle – puisque la méthode est empirique. Cependant, ces méthodes ne sont efficaces que sur les sollicitations qui ont servi à entraîner le système, et ne permettent pas d'extrapoler les résultats.

STRUCTURE DU MEMOIRE

Ce mémoire est composé de 5 chapitres, et l'introduction générale en est le premier.

Le CHAPITRE 2 présente des résultats théoriques utilisés dans la suite du mémoire. La première section présente des modèles aéroélastiques. La deuxième visite la littérature sur les amortisseurs semi-actifs, et la dernière section présente le banc d'essai qui sera utilisé dans ce mémoire.

Le CHAPITRE 3 traite des modifications apportées au banc d'essais. Une attention particulière est portée sur la nouvelle instrumentation permettant de réaliser le contrôle de l'amortisseur.

Le CHAPITRE 4 présente le modèle analytique utilisé. Deux versions de ce modèle ont dû être développées, à cause de la mauvaise réponse fréquentielle du premier modèle.

Le CHAPITRE 5 regroupe les résultats expérimentaux et numériques obtenus.

CHAPITRE 2

THÉORIE

2.1 PHENOMENES AEROELASTIQUES

L'aéroélasticité est l'étude des interactions entre une structure et l'écoulement dans lequel cette structure évolue. Cela porte autant sur les contraintes et déformations du solide soumis à un écoulement qu'aux modifications des paramètres de l'écoulement à cause des déformations et déplacements du solide. Cela en fait une étude à la fois aérodynamique et structurelle. Les domaines d'applications sont vastes et vont de l'étude des ailes d'avion à l'étude des ponts.

La course au gigantisme des éoliennes, avec le développement de pales de plus en plus grandes, tout en étant également extrêmement légères, requiert une étude approfondie des effets aéroélastiques. La flexibilité des pales est nettement augmentée et les pales sont soumises à des phénomènes aéroélastiques souvent destructifs dont les communs sont la divergence et le flottement.

2.1.1 Divergence

La divergence aéroélastique est un phénomène lié à un écoulement stationnaire. Elle se produit lorsque l'équilibre entre les forces élastiques et aérodynamiques ne peut plus exister. Pour des vitesses de vent suffisamment faibles, l'équilibre de la structure est respecté. Si le vent augmente de manière trop importante, cela peut entraîner une augmentation de ces déformations, généralement jusqu'à la rupture de la structure.

Pour illustrer notre propos, nous prendrons comme exemple le cas d'une pale d'éolienne dans un écoulement stationnaire.

Avec L la force de portance générée par le vent sur la pale et W le poids de la pale.

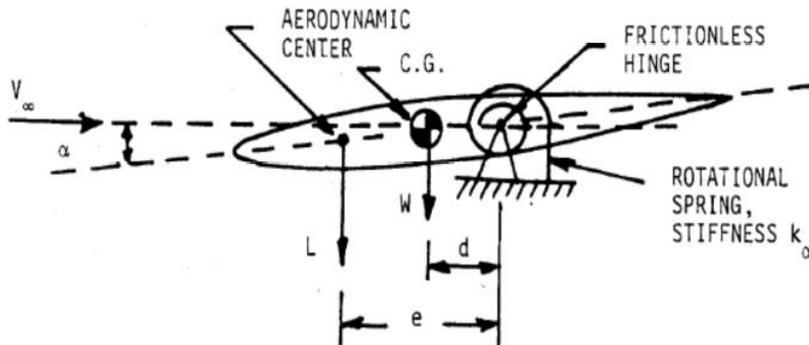


Figure 2.1 – Modélisation de la divergence

Pour comprendre d'où vient cette instabilité, considérons notre pale plongée dans un écoulement stable. À un moment, la vitesse de cet écoulement augmente légèrement. Cela a pour effet d'augmenter la portance générée sur la pale. La pale va donc se tordre jusqu'à ce que le moment généré par cette torsion puisse compenser cet ajout de portance. Cette nouvelle torsion augmente l'angle d'incidence, ce qui va à nouveau augmenter la portance, portance qui va continuer de déformer la pale, etc. Dans certaines situations, la pale arrive à trouver un état d'équilibre, mais dans d'autres situations, cet équilibre n'est pas atteint avant la rupture de la pale.

Pour s'en convaincre, on peut aussi utiliser le principe fondamental de la statique appliqué aux moments au centre du ressort équivalent :

$$L * e + W * d - k_\alpha * \alpha = 0 \quad (2.1)$$

$$q * S * c_L * e + Wd = k_\alpha * \alpha \quad (2.2)$$

Avec $q = \frac{1}{2} \rho v^2$ la pression dynamique,

S la surface de la pale,

c_L le coefficient de portance.

En considérant un angle α petit, on peut écrire $\sin \alpha = \alpha$ et $\cos \alpha = 1$

$$c_L = M_0 \alpha \quad (2.3)$$

Nous pouvons ainsi exprimer l'angle α en fonction de la pression dynamique

$$\alpha = \frac{Wd}{k_\alpha - q S e M_0} \quad (2.4)$$

$$\alpha = \frac{\frac{Wd}{k_\alpha}}{1 - q \frac{S e M_0}{k_\alpha}} \quad (2.5)$$

On pose $\alpha_0 = \frac{Wd}{k_\alpha}$ qui correspond à l'angle d'attaque quand il n'y a pas d'écoulement (la déformation est uniquement due au poids propre de la pale).

$$q_l = \frac{k_\alpha}{S e M_0} \text{ la pression dynamique limite.}$$

On arrive donc au résultat :

$$\alpha = \frac{\alpha_0}{1 - \frac{q}{q_l}} \quad (2.6)$$

On voit donc très bien que lorsque la pression dynamique (c.-à-d. la vitesse) augmente, et qu'elle tend vers la pression dynamique limite, α diverge et tend vers l'infini.

2.1.2 Flottement

Le flottement, contrairement à la divergence, est un phénomène associé à un écoulement instationnaire. Si la déformation causée par la divergence augmente de manière

linéaire, la déformation due au flottement augmente de manière exponentielle, ce qui la rend beaucoup plus rapide et dangereuse.

Ce phénomène se produit lorsque l'énergie dissipée par l'amortissement de la structure lors d'une vibration est inférieure à l'énergie fournie par les forces aérodynamiques. Cela amène les oscillations à s'amplifier rapidement, jusqu'au bris de la structure.

Dans le cas d'une pale d'éolienne, le flottement se produit lorsque le mode vibration de flexion, « plonge », et le mode de vibration de torsion, « pitch », sont excités en même temps. En général, les deux fréquences de ces modes sont différentes. Cependant, lorsque la vitesse du vent change, les deux fréquences peuvent se rapprocher, et cela donne alors lieu à une résonance du flottement.

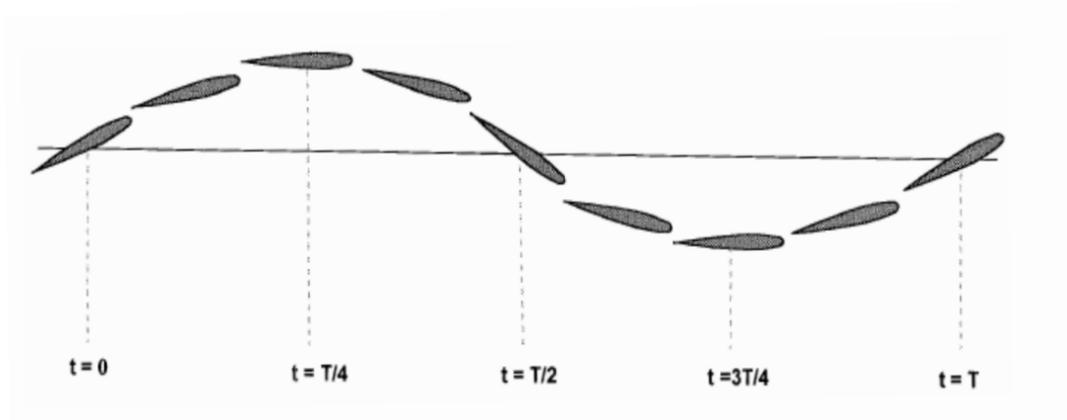


Figure 2.2 - Flottement d'une pale d'éolienne

Supposons qu'à l'instant initial, une perturbation amène la pale à prendre un angle d'attaque important. Cet angle d'attaque amène à une augmentation de la portance et entraîne la pale vers le haut. En même temps, l'angle d'attaque diminue à cause de la rigidité en torsion. Ensuite, la rigidité en flexion ramène la pale sur l'axe neutre, et l'angle d'attaque devient négatif. Cela entraîne une nouvelle oscillation dans l'autre sens, et le cycle peut recommencer. À chaque oscillation, le mouvement de flexion a tendance à s'amortir, mais le mouvement de torsion a tendance à augmenter, ce qui peut aller jusqu'au bris de la structure.

2.2 AMORTISSEURS SEMI-ACTIFS

2.2.1 Principe d'utilisation d'un amortissement semi-actif

Si l'on regarde l'équation du mouvement, son expression générale est la suivante :

$$\ddot{x} + c\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = F \quad (2.7)$$

Une instabilité du système se traduit par un coefficient d'amortissement global du système c négatif. Dans le cas général, ceci est impossible, car l'amortissement d'une structure tend toujours à s'opposer à sa déformation, ce qui se caractérise par un coefficient c positif. Toutefois, dans certains cas, il est possible que la force d'excitation devienne égale à un terme de type $c_{excitation}\dot{x}$. Le nouveau coefficient global devient alors $c - c_{excitation}$, qui peut devenir négatif.

En ajoutant un amortisseur dans le système, l'équation devient donc :

$$\ddot{x} + (c + c' - c_{excitation})\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = F \quad (2.8)$$

Avec c' l'amortissement induit par l'ajout de l'amortisseur. Puisque nous pouvons contrôler c' , il est ainsi possible de s'assurer que le coefficient global $c + c' - c_{excitation}$ reste positif.

2.2.2 Revue de littérature

En majorité, les articles de littérature sur les amortisseurs semi-actifs étudient les fluides électro-rhéologiques, ou les amortisseurs qui utilisent ces fluides.

Il existe cependant d'autres types d'amortisseurs. Chen et al. [8], ont, par exemple, étudié un amortisseur dont le coefficient d'amortissement est modifié en changeant la taille

d'un orifice où s'écoule l'huile. Ils ont étudié l'influence des paramètres du système, tels que les forces en jeu, la température de l'huile, ou encore les paramètres de la structure. Le but étant de fournir une base théorique pour le développement et l'utilisation de ces amortisseurs.

Certains amortisseurs ont également une architecture différente. Jagadish et Ravikumar [16] ont étudié un amortisseur rotatif pour des applications hautes vitesses. Le fluide électrorhéologique est comprimé entre deux paliers rotatifs, et permet de filtrer les vibrations. Ils ont cherché à connaître l'impact de la température, du champ magnétique appliqué, et des contraintes de cisaillement dans le fluide sur sa viscosité. Prusa et Rajagopal [17] ont également étudié un écoulement de ce type. Ils se sont concentrés sur l'influence d'un non-alignement entre les deux cylindres, dans un écoulement en trois dimensions.

L'essentiel des travaux est cependant consacré aux fluides magnétorhéologiques et aux amortisseurs basés sur leur utilisation. Wang et Gordaninejad [15] ont développé un modèle de fluide magnétorhéologique ou électrorhéologique. Leur modèle est basé sur l'approche de Herschel-Bulkley, très présente dans la littérature. Il permet de tenir compte de la non-linéarité des fluides magnétorhéologique. Les auteurs valident ensuite le modèle expérimentalement.

Hussein [7] a dimensionné un amortisseur pour une utilisation dans l'automobile. Il a également étudié différentes lois de commande et leur efficacité sur un modèle de voiture simplifié.

Khalid et al. [11] ont modélisé un amortisseur magnétorhéologique à l'aide d'un réseau de neurones. Pour entraîner le réseau, ils ont fait varier le champ magnétique aléatoirement. Cela leur a permis d'obtenir rapidement une très large plage d'utilisation de l'amortisseur. Bien que leur raisonnement ait été effectué avec un amortisseur magnétorhéologique, il reste valable pour un amortisseur électrorhéologique.

Il existe également une partie conséquente de la littérature dédiée aux amortisseurs électrorhéologiques. Abu-Jdayil et al. [18] ont proposé une solution pour augmenter l'effet électrorhéologique, en recouvrant les électrodes appliquant le champ électrique d'une

couche de polymère. Cela a pour effet de modifier les conditions aux limites, particulièrement importantes dans ce type d'écoulement. Ils recommandent donc d'étudier plus en détail l'influence des conditions aux limites sur les performances des fluides électro-rhéologiques. Choi et al. [19] ont réalisé des simulations sur des fluides électro-rhéologiques. Le but a été d'étudier la formation des structures de particules diélectriques dans le fluide en fonction de paramètres comme la vitesse d'écoulement et les contraintes de cisaillement.

Kuo et al. [20] ont conçu un amortisseur et évalué ses performances. Ils ont commencé par déterminer les caractéristiques du fluide de manière expérimentale. Ils ont ensuite utilisé leurs données expérimentales pour concevoir l'amortisseur. Un modèle à un degré de liberté ainsi que des tests leur ont ensuite permis de confirmer l'efficacité de leur amortisseur.

2.2.3 L'amortisseur utilisé

Comme expliqué dans l'introduction, l'amortisseur utilisé est électro-rhéologique. En effet, c'est cette solution qui offrait le plus de contrôle, et donc s'adaptait mieux à notre application.

L'amortisseur utilisé est le modèle RheDamp RD25/75 de Fluidicon. La caractéristique, force en fonction de la vitesse, de l'amortisseur nous est fournie par le constructeur :

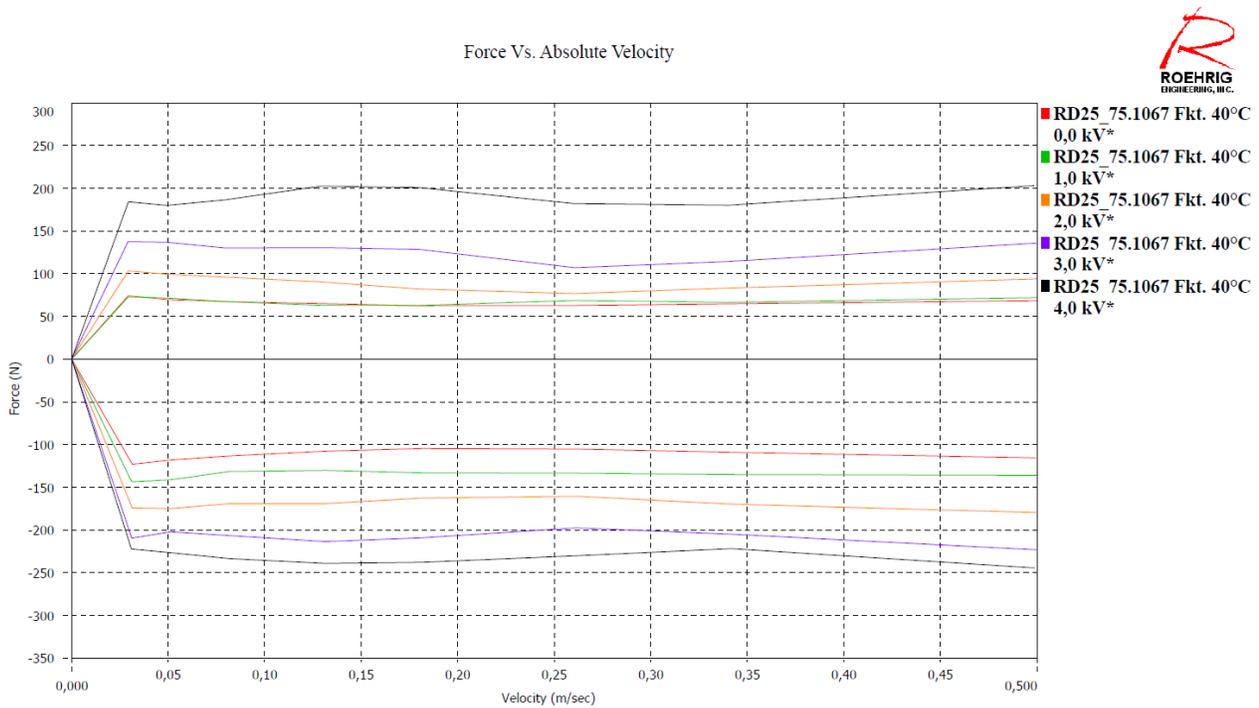


Figure 2.3 – Caractéristique de l'amortisseur

Les courbes supérieures correspondent à l'extension de l'amortisseur, tandis que les autres correspondent à sa compression. Chaque couleur de courbe correspond à une alimentation fixée de l'amortisseur. On voit donc que dès que la vitesse de l'amortisseur dépasse 0.03 m/s, la force déployée par celui-ci dépend uniquement de son alimentation.

La course totale est de 75 mm.

De plus, une force élastique est présente dans l'amortisseur, due à la compression d'un gaz. Cette force vaut 130 N lorsque l'amortisseur est complètement replié, et 0 N lorsque l'amortisseur est complètement déployé, ce qui fait une raideur équivalente de 1.73 N/mm.

2.3 BANC D'ESSAI

2.3.1 Architecture

Afin de tester notre amortisseur variable, et de valider ou non l'utilisation d'une telle technologie pour contrôler des vibrations, un banc d'essai a dû être réalisé à l'UQAR en 2016.

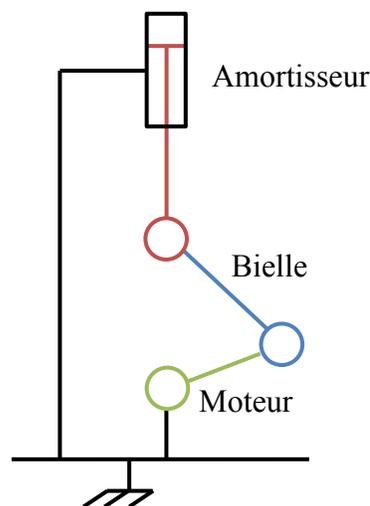


Figure 2.4 – Banc d'amortisseur classique

Les bancs d'essai classiques qui sont utilisés pour caractériser les amortisseurs sont constitués d'un moteur et d'une bielle, qui permettent d'imposer un déplacement et une vitesse à l'amortisseur à tester. Il ne reste alors plus qu'à mesurer l'intensité qui traverse le moteur, afin d'en déduire le couple qu'il fournit, et ainsi obtenir la force que l'amortisseur fournit [13].

Cependant ce banc ne permet pas de simuler correctement l'action du vent sur les pales d'une éolienne. En effet, avec ce système, il ne peut pas y avoir d'oscillations libres. Afin de permettre au système d'osciller librement, une plaque a été insérée entre l'amortisseur et le système d'excitation.

De plus, l'amplitude du mouvement est fixée par la longueur de la bielle. Pour simuler l'action du vent, utiliser une force plutôt qu'un déplacement serait plus judicieux. Il a donc été choisi d'utiliser un exciteur composé d'une bobine dans un champ magnétique, dont le déplacement n'est pas fixé, mais dont la force est contrôlable *via* l'intensité qui parcourt la bobine.

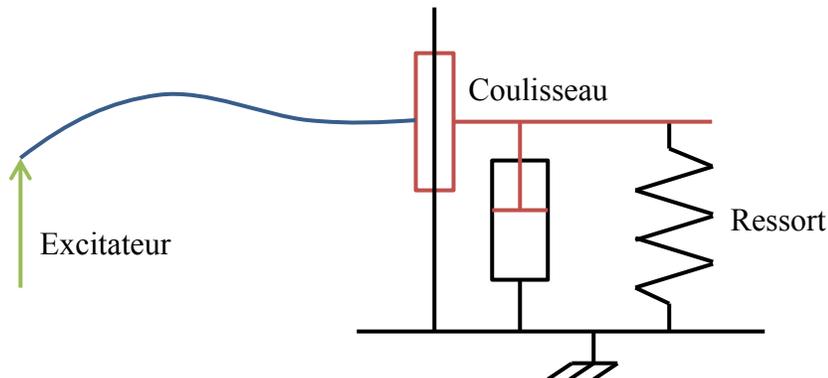


Figure 2.5 – Banc d'essai

La plaque rentre alors en vibration, ce qui a pour effet de faire bouger son autre extrémité, qui est reliée au coulisseau. Le coulisseau est guidé en translation verticale par rapport au châssis du banc d'essai. Il est également relié au châssis *via* l'amortisseur et un ressort de suspension.

2.3.2 Généralités vibratoires

L'équation différentielle d'un système oscillant non amorti avec N degrés de liberté est :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.9)$$

Avec $[M]$ la matrice $N \times N$ représentant la répartition des masses dans le système, et $[K]$ la matrice représentant les différentes raideurs du système. $\{x\}$ est le vecteur des déplacements, et $\{F(t)\}$ la matrice des forces d'excitations.

Pour une seule fréquence propre, l'équation est réduite à :

$$\ddot{M}x + Kx = F(t) \quad (2.10)$$

Cette équation correspond à l'équation différentielle d'un système masse ressort non amorti, où dont la fréquence propre $\omega_0 = 2\pi f_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$

On peut donc assimiler un système oscillant à un seul degré de liberté à un simple système masse ressort.

CHAPITRE 3

CONCEPTION DU BANC D'ESSAI

3.1 REDUCTION DES FROTTEMENTS DANS LA GLISSIERE

La liaison glissière qui était présente sur le banc d'essai avait été conçue pour être très rigide, afin de ne pas vibrer à des fréquences proches de celles de la plaque. Pour cela, une liaison hyperstatique a été faite, en utilisant deux liaisons pivots glissant en parallèle. Les liaisons pivots glissant sont constituées d'un roulement linéaire guidé par une barre de guidage, verticale. La liaison équivalente a trois degrés d'hyperstatisme. Deux viennent des angles pour que les liaisons soient parallèles, le dernier degré est que la longueur du coulisseau doit être égale à la longueur entre les deux axes.

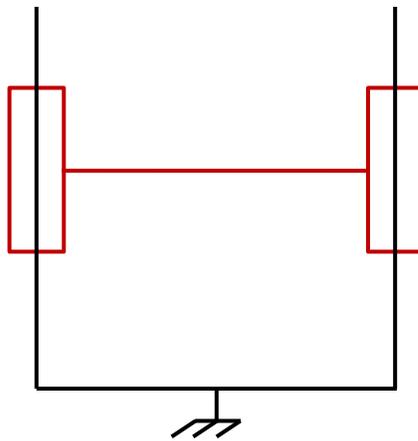


Figure 3.1 - 1^e liaison glissière

Comme le support de la liaison a été réalisé avec des plaques soudées, il n'y avait pas une grosse précision sur les trois contraintes précédentes. La liaison avait donc beaucoup de frottements. De plus, un phénomène d'arc-boutement était présent, ce qui pouvait bloquer la liaison dans certaines conditions.

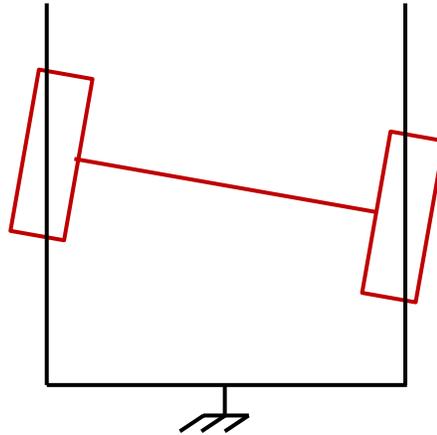
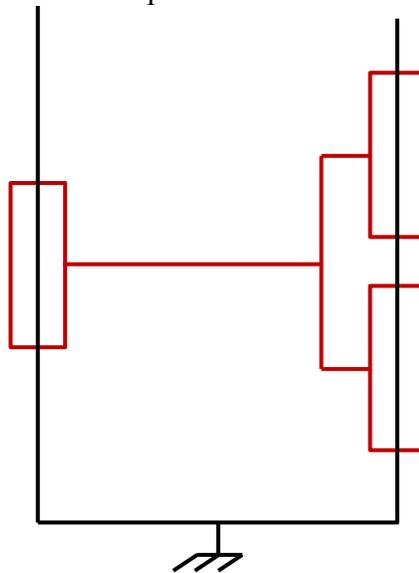


Figure 3.3 - Liaison glissière en arc-boutement

Afin de tenter de régler ce problème, plusieurs solutions ont été recherchées. La première a été de rajouter une liaison pivot glissant en série d'une des liaisons. Ceci a bien supprimé l'arc-boutement. Toutefois, cela a aussi ajouté de l'hyperstatisme, car les deux liaisons doivent être parallèles. Cependant, cela ne s'est pas révélé gênant en pratique, car la pièce était usinée, donc avait une bonne précision.

Figure 3.2 - 2^e liaison glissière

La deuxième solution a été de régler la liaison en décalant les supports fixés sur les plaques avec des petites cales. Mais le simple fait de charger la plaque sur le coulisseau

déformait celui-ci. Le coulisseau était peu rigide, car fait en aluminium. Un autre réglage aurait été nécessaire.

La solution qui a été choisie pour résoudre ce problème a été de diminuer le degré d'hyperstatisme de la liaison. Tenter de refaire une liaison plus précise n'aurait peut-être pas apporté d'amélioration du fait de la déformation du coulisseau pendant le mouvement. En effet, en plus de se déformer à cause de la plaque, le coulisseau se déforme pendant le mouvement. Refaire un coulisseau en acier, plus rigide, aurait été possible, mais aurait modifié la dynamique du système. De plus, la solution choisie a été plus rapide à mettre en place, et moins coûteuse.

Afin de diminuer le degré d'hyperstatisme, les supports d'une des deux barres verticales ont été agrandis afin de pouvoir y insérer une bande de caoutchouc sur tout le périmètre de la barre. Il est dès lors possible pour la barre de se déplacer légèrement, supprimant ainsi des degrés d'hyperstatisme.

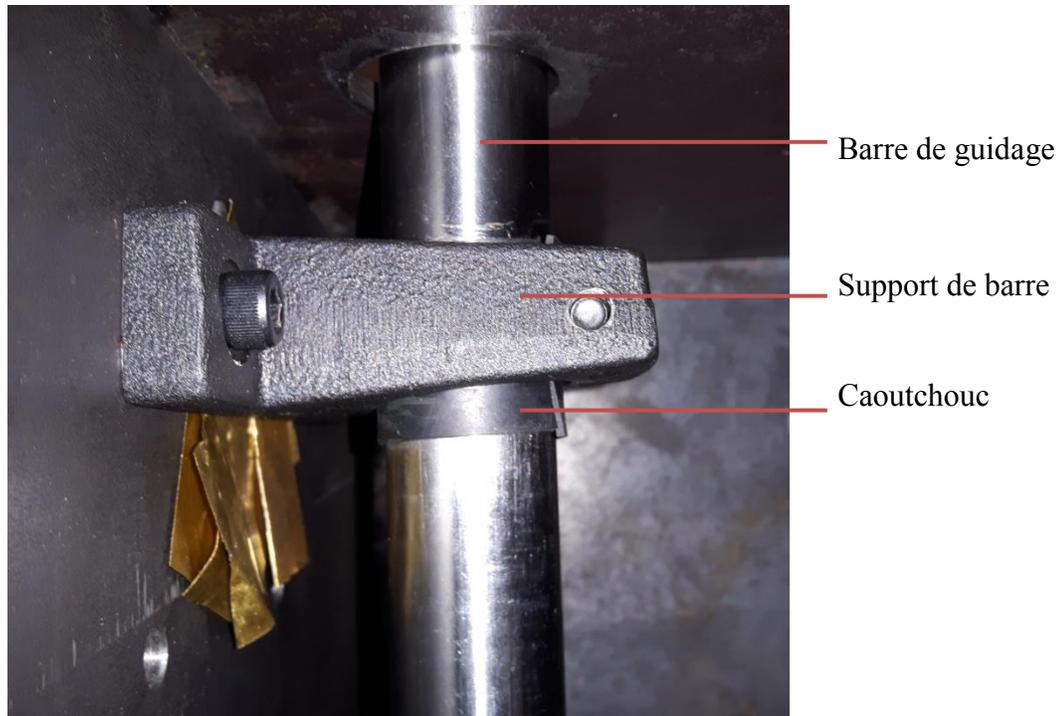


Figure 3.4 - Support des barres de guidages

On constate en effet une diminution des frottements. À 4 Hz, une alimentation de l'amortisseur à 2 V suffisait à bloquer totalement le mouvement du coulisseau, alors que maintenant le mouvement persiste même à 4 V.

3.2 INSTRUMENTATION

Lors de la conception du banc d'essai, l'instrumentation utilisait des cartes d'acquisition National Instruments et le logiciel Labview. Cela semblait être un bon choix, car il aurait pu être utilisé pour la suite du projet, réaliser le contrôle du banc d'essai, et le matériel était disponible à l'UQAR.

Cependant, le manque d'expérience à l'UQAR sur le logiciel Labview, et le coût important de certains modules Labview et du matériel National Instrument® nous ont amenés à choisir une solution différente. La solution qui a été retenue a été d'utiliser une carte Raspberry Pi et le logiciel Matlab. En effet, Matlab étant disponible à l'université avec tous les modules nécessaires, le coût a été inférieur à 200 \$CAD (contre plusieurs milliers pour la solution Labview).

3.2.1 Accéléromètres

Les accéléromètres qui ont été utilisés étaient ceux déjà présents sur le banc, dans un souci d'économie.

Une des technologies les plus répandues pour mesurer une accélération est d'utiliser l'effet piézo-électrique. Les matériaux piézo-électriques ont la propriété de se charger en

fonction de la déformation qui leur est appliquée, ou inversement. Lorsqu'ils sont soumis à une accélération, une charge peut donc être mesurée si on a au préalable métallisé les faces perpendiculaires au mouvement. Cette charge peut ensuite être reliée à la force d'accélération à laquelle le cristal est soumis, et donc à l'accélération du cristal.

Comme ces capteurs sont autogénérateurs, ils n'ont pas besoin d'alimentation. Cependant, le signal délivré est un signal haut, et a donc besoin d'un amplificateur également à haute impédance. Cet amplificateur est généralement un amplificateur de charge, qui permet de transformer la différence de charge en différence de potentiel. Cependant, ce type d'accéléromètre requiert des câbles coaxiaux de très bonne qualité, et le signal ne peut être transmis sur de longues distances.

Avec l'apparition de la microélectronique, une autre solution est apparue. Elle consiste à intégrer un amplificateur dans l'accéléromètre. Ainsi, la sortie du capteur est une différence de potentiel. De plus, comme la sortie est basse impédance, il n'est pas nécessaire d'utiliser des câbles réducteurs de bruit.

Cette technologie requiert d'alimenter le capteur, rendant cette solution moins efficace pour des systèmes autonomes. Afin d'alimenter le capteur sans augmenter le nombre de câbles, la solution généralement adoptée est définie par la norme IEEE 1451.4. Elle consiste à alimenter le capteur via une source de courant constante (2-20 mA typique), et à lire la différence de potentiel sur le même fil. Le deuxième fil est utilisé comme masse commune, et sert de protection au bruit sur les câbles coaxiaux. Le signal de sortie est une tension alternative, centrée sur un biais d'environ 13 V. Un condensateur de couplage est utilisé afin de retirer la composante constante du signal.

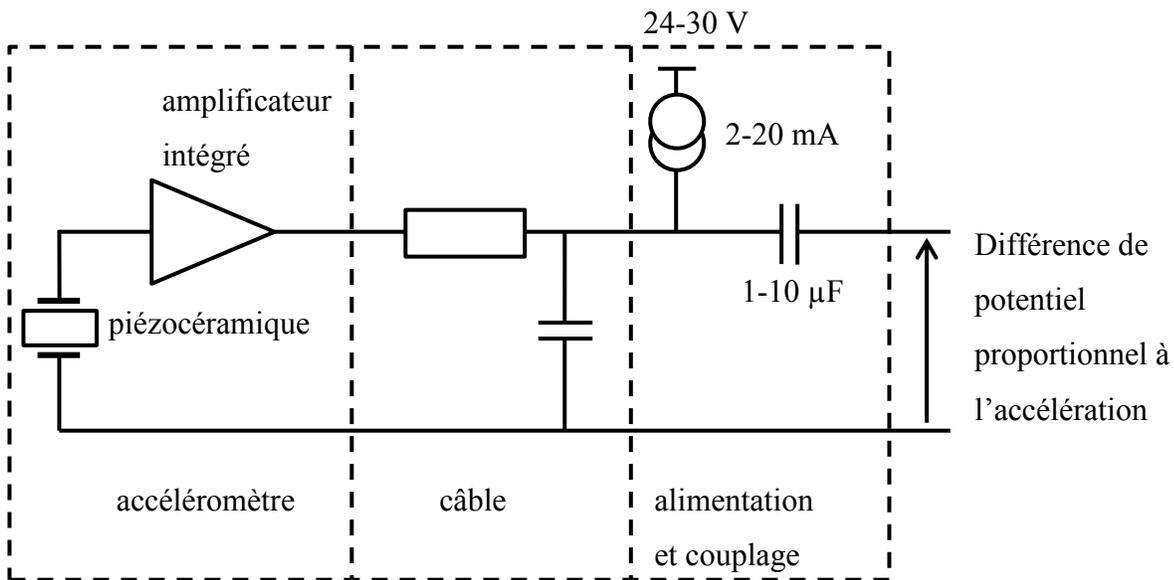


Figure 3.5 -Schéma de l'alimentation des accéléromètres

3.2.2 ADC/DAC

Comme la Raspberry Pi ne dispose pas d'entrée ou de sortie analogique, nous avons utilisé le bus I2C pour connecter des composants DAC (Digital to Analogique Converter) et ADC (Analogique to Digital Converter).

Le bus I2C est un bus de communication à 2 voies de type maître-esclave sur 8 bits. Les communications ne peuvent être effectuées qu'entre un maître et un (ou tous les) esclave(s) du bus. Le protocole de communication est expliqué en détail en annexe 1.

Les ADC nous ont permis de mesurer la différence de potentiel aux bornes des accéléromètres, et donc de mesurer l'accélération du bout de la plaque et du coulisseau. Il aurait été possible d'utiliser des accéléromètres qui utilisaient déjà le protocole I2C.

Cependant, le coût de deux ADC étant inférieur à celui de deux accéléromètres, il a été choisi de conserver les deux accéléromètres déjà présents sur le banc d'essai.

Le modèle qui a été retenu pour les ADC est le modèle ADS1015 fourni par Adafruit. Il fonctionne sur 12 bits, a une vitesse d'échantillonnage de 3300 éch/s, ce qui est largement suffisant pour des signaux dont la fréquence ne dépasse pas 10 Hz. Il possède 4 voies, et permet de faire des lectures différentielles. Il possède un amplificateur intégré qui lui permet de toujours utiliser le maximum de son amplitude de mesure, qui va de ± 6.144 V à ± 0.256 V. Les deux adresses utilisées sont 0x48 et 0x49.

Les DAC, quant à eux, nous ont permis de fournir un signal pour l'amplificateur de l'excitateur, ainsi que pour l'amortisseur. Le modèle qui a été choisi est le MCP4725 également fourni par Adafruit. Il permet de générer un signal de sortie compris entre sa tension d'alimentation, 3,3 V ou 5 V, et 0 V. Cela convient parfaitement pour le signal de l'amortisseur, qui est compris entre 0 et 4 V, ainsi que pour la communication avec l'Arduino, capable de mesurer des signaux 0-5 V. Les deux adresses utilisées sont 0x62 et 0x63.

Afin d'utiliser les DAC pour générer des signaux 0-5 V, nous avons dû les alimenter en 5 V. Comme la Raspberry Pi utilise des niveaux logiques de 3,3 V, nous avons dû utiliser un bit shifter, qui nous a permis de faire le lien entre le bus I2C de la Raspberry Pi et le bus I2C des DAC. Le modèle utilisé est le BSS138, également fourni par Adafruit. Ce dernier est spécialement conçu pour être utilisé sur des bus I2C. Pour les ADC, il aurait été possible de les alimenter aussi bien en 5 V qu'en 3,3 V. Il a été choisi de les alimenter en 5 V pour les utiliser dans les meilleures conditions.

3.2.3 Amplificateur de puissance classe D

L'amplificateur de puissance qui était utilisé sur le banc d'essai était un amplificateur de classe AB. Ces amplificateurs sont souvent utilisés pour amplifier des signaux audio, car ils ne créent que peu de distorsion, et disposent d'un grand gain d'amplification. Mais ces amplificateurs possèdent un mauvais rendement (pour réguler la puissance envoyée à la sortie, l'amplificateur dissipe plus ou moins d'énergie). Cela peut également causer un problème d'emballement thermique, et détruire certains composants. Pour finir, l'amplificateur utilisé était relativement cher (surtout en prenant en considération du risque d'abîmer des composants).

Un autre type d'amplificateur est celui de classe D. Dans ce type d'amplificateur, les composants fonctionnent en régime saturé ou bloqué. L'amplificateur fonctionne comme un hacheur, en tout ou rien. Le signal d'entrée est un signal PWM (Pulse Wide Modulation) où le rapport cyclique est le signal à amplifier.

Comme les composants ne consomment presque pas d'énergie en régime bloqué ou saturé (en régime bloqué, aucune puissance ne passe de la source à la sortie, et en régime saturé, les composants sont assimilables à des fils), donc le rendement de ce type d'amplificateur est très bon. Il n'y a pas de problème d'emballement thermique. Il est également aisé de réaliser des amplificateurs où le gain, rapport de la puissance du signal d'entrée sur la puissance du signal de sortie, est très élevé.

Ce type d'amplificateur nécessite un filtre passe-bas afin d'éliminer les hautes fréquences créées par le PWM, et possède donc des niveaux de distorsion supérieurs. Ceci n'est pas gênant dans notre cas, puisque la bobine de l'amplificateur agit comme un filtre passe-bas, et les fréquences mécaniques sont nettement inférieures aux fréquences électriques (quelques Hz contre quelques kHz).

La solution utilisée est partie d'une drive de moteur, en n'utilisant que deux des 3 voies disponibles. L'amplificateur nécessite une source d'alimentation (au lieu de 2 pour le précédent amplificateur).

Le nouvel amplificateur peut fournir 2 A à 250 V maximum, et supporte des fréquences PWM jusqu'à 15kHz. Nous n'avons pas pu monter au-dessus de 100 V, car nous n'avions pas de source assez puissante. Cela reste un gros progrès par rapport à l'ancien amplificateur, qui fournissait 1 A à 60 V.

Le code utilisé sur l'Arduino pour générer les signaux PWM, nécessaires à l'amplificateur, à partir du signal 0-5 V du DAC, est fourni en annexe 2. L'Arduino est piloté par la Raspberry Pi, comme expliqué en 3.2.2.

3.2.4 Matlab & Simulink

Matlab (« matrice laboratory ») est un langage de programmation et un environnement de développement du même nom. Ce dernier est optimisé pour faire du calcul numérique. Il permet, comme son nom l'indique, de manipuler des matrices, de traiter ou d'afficher des données, de créer et de tester des algorithmes. Il peut être utilisé avec d'autres langages de programmation comme le C, le C++, le Java ou le Fortran.

De nombreuses toolbox sont aussi disponibles, gratuitement, augmentant encore le nombre d'applications possibles de Matlab.

L'une d'entre elles est devenue un logiciel à part entière, Simulink. C'est un outil de modélisation multi physique. Il fournit un environnement graphique permettant de mettre en place rapidement divers modèles et de les tester.

Les modèles développés sur Simulink peuvent également être déployés sur des plateformes comme une Raspberry Pi ou une carte Arduino grâce à différentes toolbox dédiées. Cela permet de créer rapidement des solutions automatisées.

Un mode « external » permet d'ajuster des paramètres et de visualiser des signaux, choisis par l'utilisateur, en temps réel. Le code s'exécute alors sur la plateforme choisie, mais continue de mettre à jour les signaux et paramètres définis au préalable. Cela permet de définir rapidement des paramètres par la méthode essai-erreur, comme les différents gains d'un correcteur PID.

3.2.5 Raspberry Pi

Les deux choix possibles pour faire tourner le modèle Simulink étaient une carte Arduino et Raspberry Pi. La deuxième option a été choisie, car la Raspberry offre une puissance de calcul supérieure pour un coût équivalent.

La liaison avec la Raspberry Pi a été faite *via* le réseau de l'UQAR, qui offre des performances suffisantes pour notre application.

Le modèle Simulink est disponible en annexe 3.

Le premier sous-système permet d'initialiser les deux ADC et de vérifier ensuite qu'ils sont bien paramétrés. Le deuxième sous-système est la boucle de contrôle, chargé de lire les données d'accélérations, de les traiter, et de générer un signal pour l'amortisseur. Ce signal peut soit être une constante définie par l'utilisateur, soit être défini en fonction des accélérations mesurées, selon les méthodes définies ci-dessous. Une saturation a été ajoutée après la stratégie de contrôle afin de s'assurer que le signal de l'amortisseur reste compris entre 0 et 4 V, pour ne pas l'endommager.

3.3 CONTROLE

3.3.1 PID

Une des stratégies très simple et utilisée dans toutes sortes de contrôle est d'utiliser un correcteur Proportionnel Intégral Dérivateur (ou PID). Ce système utilise une boucle fermée. L'écart entre la sortie et la commande est mesuré, puis trois actions sont réalisées. L'écart est multiplié par un gain P, intégré est multiplié par un gain I, et dérivé est multiplié par un gain D. Le signal obtenu est alors renvoyé au système.

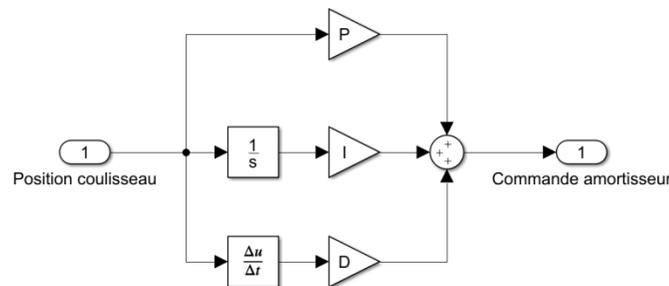


Figure 3.6 - Schéma bloc du PID

Dans notre cas, la commande sera toujours 0 (on veut que la plaque reste immobile).

Pour déterminer les coefficients, plusieurs méthodes peuvent être utilisées. Il est possible de le faire de manière analytique.

La méthode la plus employée reste de régler les coefficients par essai erreur. On commence par fixer les gains intégral et dérivateur à 0, puis on règle le gain proportionnel. On peut ensuite régler le gain intégral, et finir par le gain dérivateur. Cette méthode n'est pas aussi précise qu'une méthode analytique, mais elle est beaucoup plus simple à mettre en place, surtout lorsque le système est mal connu. C'est cette méthode qui sera utilisée.

3.3.2 Sky-Hook

La deuxième stratégie de contrôle que nous allons utiliser est dérivée d'une stratégie utilisée dans l'industrie automobile sur des amortisseurs semi-actifs [7].

Le principe du sky-hook est de relier la voiture à un amortisseur théorique, fixé au ciel qui est immobile. On règle ensuite l'amortisseur semi-actif de manière à s'approcher le plus possible de cet amortisseur théorique. Cela revient à alimenter l'amortisseur lorsque celui-ci est en traction, et à ne pas l'alimenter lorsqu'il se trouve en compression.

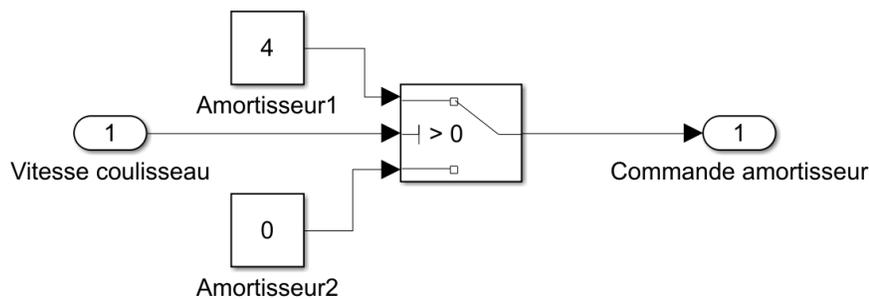


Figure 3.7 - Schéma bloc du sky-hook

Le ground-hook est opposé au sky-hook. L'amortisseur théorique relie la voiture et le sol, sans l'intermédiaire de la roue. Elle consiste à alimenter l'amortisseur lorsque celui-ci est en compression, et à ne pas l'alimenter lorsqu'il se trouve en traction.

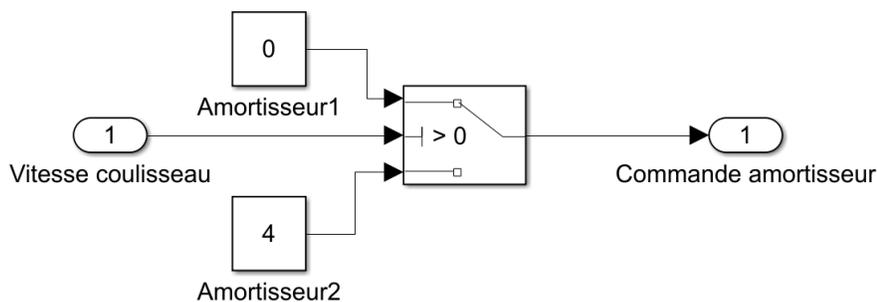


Figure 3.8 - Schéma bloc du ground-hook

Les deux stratégies seront testées et comparées au PID.

CHAPITRE 4 MODÉLISATION DU BANC D'ESSAI

4.1 PREMIER MODELE

L'architecture du banc d'essai qui a été conçue précédemment à l'UQAR est la suivante :

La mise en équation consiste à trouver un système d'équations qui relie F_e à x et à y .

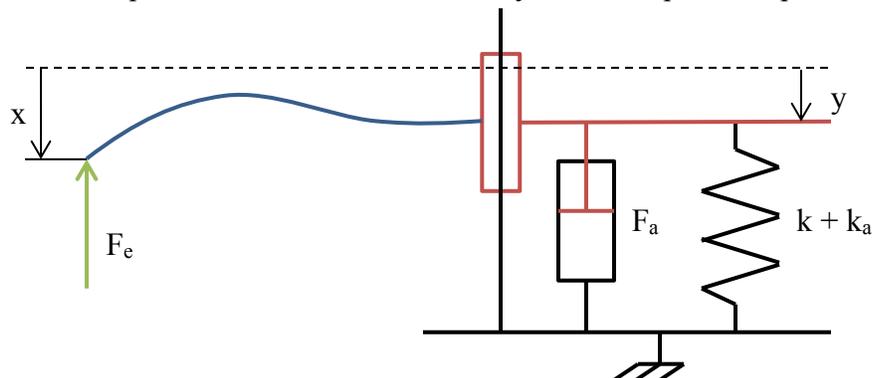


Figure 4.1 - Schéma du banc d'essai

Cependant, les équations de la plaque en vibration sont complexes. Nous allons donc essayer de simplifier le problème.

L'étude effectuée précédemment à l'UQAR nous a permis de déterminer les fréquences des modes de vibrations de la plaque encadrée. Pour le premier mode, celle-ci est de 3,9 Hz. Pour le deuxième mode, la fréquence monte à 21,2 Hz. De plus, le deuxième mode de vibration est un mode de torsion, et notre banc d'essai ne permet pas de rotation. Pour étudier l'influence des modes de torsion, il faudrait modifier le banc d'essai pour permettre au

coulisseau de faire une rotation. Il apparaît alors clairement que nous pouvons exciter uniquement le premier mode de vibration, et négliger les autres.

Par conséquent, nous allons modéliser la plaque vibrant sur son premier mode uniquement. Nous pouvons assimiler la plaque à une inertie et à une élasticité, ce qui correspond donc à un oscillateur harmonique non amorti. Nous avons choisi de ne pas modéliser l'amortissement de la plaque, car cette dernière reste dans son domaine élastique, il n'y a donc qu'une très faible dissipation d'énergie, qui est négligeable devant celle générée par l'amortisseur.

On remarque que ce modèle ne permet pas de connaître l'amplitude des vibrations en n'importe quel point de la plaque. Cependant, comme la plaque est excitée sur son premier mode uniquement, ces amplitudes sont nécessairement plus faibles que celle en bout de plaque et ne nous intéressent donc pas.

Le banc d'essai devient donc :

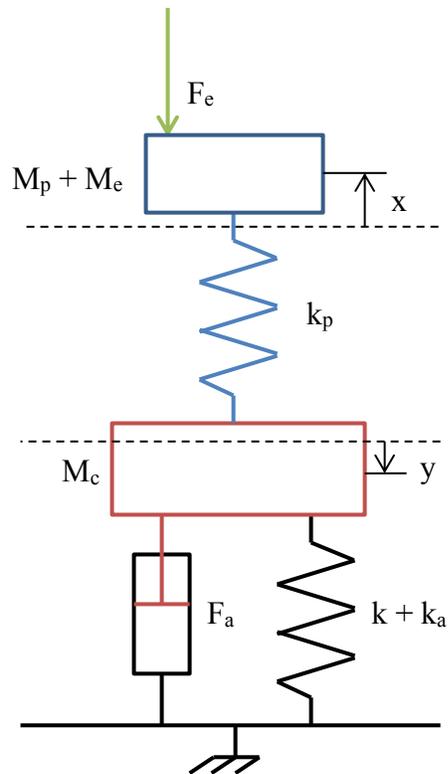


Figure 4.2 - Schéma du banc d'essai simplifié

Où M_p , M_e et M_c sont respectivement la masse de la plaque, la masse de l'excitateur suspendu à la plaque et la masse du coulisseau. k_p représente la raideur du ressort qui représente la plaque, calculée de manière à avoir la même fréquence propre de 3.9 Hz.

À partir de cette structure, nous pouvons voir deux fréquences du système apparaître.

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_p}{M_p + M_e}} \quad (4.1)$$

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k + k_a}{M_c}} \quad (4.2)$$

La première est la fréquence de la plaque encastrée. La seconde est celle du coulisseau. Modifier la première fréquence peut s'avérer complexe, mais pour modifier la deuxième fréquence il nous suffit d'augmenter la masse du coulisseau ou de modifier la raideur du

ressort. Nous pouvons donc nous retrouver dans deux cas. Le premier, où les deux fréquences sont proches et interfèrent, et le deuxième, où les deux fréquences sont distantes, et n'interfèrent pas.

Nous pouvons également écrire la 3^e loi de Newton appliquée à la première masse, puis à la deuxième masse :

$$(M_p + M_e)\ddot{x} = F_e + k_p(x - y) \quad (4.3)$$

$$M_c\ddot{y} = (k + k_a)y - k_p(x - y) - F_a(\dot{y}) \quad (4.4)$$

Nous avons donc un système de deux équations différentielles à deux inconnues. Même s'il est compliqué de trouver une solution analytique, ce système est très simple à résoudre numériquement.

4.2 CALCUL DES PARAMETRES DU MODELE

Les masses des différents composants sont simples à obtenir, à l'aide du modèle Solidworks.

Pour définir la force d'excitation, nous avons besoin de connaître son amplitude. Pour le reste, on considérera qu'il s'agit d'une force sinusoïdale, dont la fréquence varie entre 2 et 6 Hz. L'étude précédente [13] nous donne la relation suivante pour déterminer l'amplitude de la force :

$$F_{eMAX} = 2\pi B_{entrefer} R_{spire} N_{spire} I \quad (4.5)$$

Avec $B_{entrefer}$ le champ magnétique dans l'entrefer du circuit magnétique de l'excitateur, R_{spire} le rayon d'une spire de la bobine, N_{spire} le nombre de spires dans le champ magnétique de l'entrefer, et I le courant traversé par la bobine.

Sur le circuit magnétique actuel, $B_{\text{entrefer}} = 0.1 \text{ T}$

La hauteur de l'entrefer est de 101.6mm, et l'épaisseur du fil de 0.51 mm, il y a donc 200 fils par épaisseur.

Comme il y a 6 épaisseurs de fils, il faudra additionner chaque rayon de spire pour avoir le rayon équivalent final. Le plus petit rayon est de 36 mm. Les autres sont plus grands d'une épaisseur de fil, d'où le rayon équivalent :

$$R_{\text{spire}} = 36 + (36+0.51) + (36+0.51*2) + (36+0.51*3) + (36+0.51*4) + (36+0.51*5) =$$

$$R_{\text{spire}} = 223.65 \text{ mm}$$

Le courant efficace qui traverse la bobine a été mesuré à 1.2 A, ce qui donne une valeur maximale de $1.2*\sqrt{2} \text{ A} = 1.7 \text{ A}$.

On a donc $F_e = 47.8 \text{ N}$

Le ressort utilisé a une raideur de $k = 500 \text{ N/m}$.

La raideur équivalente de l'amortisseur est définie en partie 2.2.3, $k_a = 1730 \text{ N/m}$.

La raideur de la plaque sera calculée de manière à avoir une fréquence de résonance à 3.9 Hz.

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{M_p}{k_p}} \quad (4.6)$$

D'où $k_p = 6215 \text{ N/m}$

Le script résumant la valeur des différents paramètres est disponible en annexe 4.

4.3 RESOLUTION NUMERIQUE

Le modèle Simulink utilisé est le suivant :

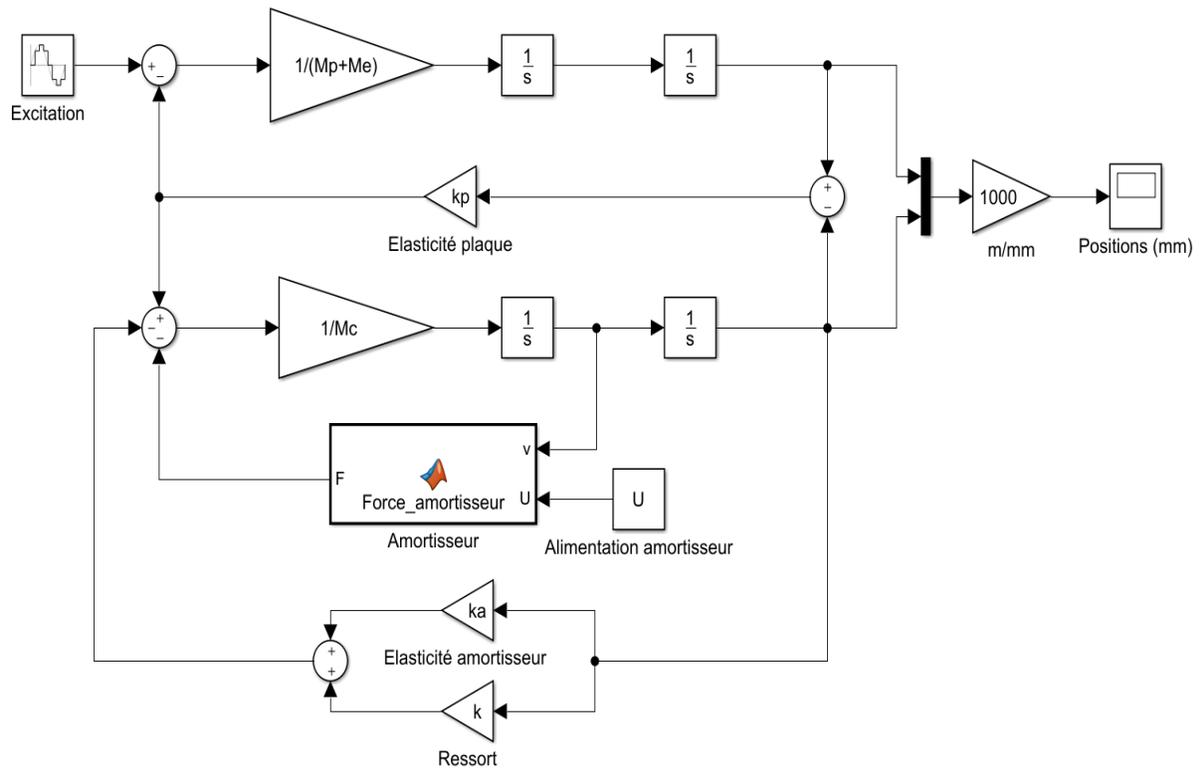


Figure 4. 3 - Schéma bloc du modèle simplifié

Sur ce schéma bloc, on distingue deux boucles de rétroaction, chacune représentant une équation, et donc une des deux inerties simulées. La boucle supérieure correspond à la masse de la plaque. Le seul paramètre d'entrée est la force d'excitation. Les boucles de rétroaction permettent d'exprimer les forces à considérer dans le modèle, à savoir les forces élastiques, qui sont calculées à partir des positions, et les forces d'amortissement, calculées à partir des vitesses. Le script utilisé pour la fonction personnalisée est disponible en annexe 5, et permet

de calculer la force exercée par l'amortisseur en fonction de sa vitesse, et de sa tension d'alimentation (qui est ici une constante), selon les courbes présentées en 2.2.4.

Le temps final de la simulation a été défini en l'augmentant progressivement jusqu'à voir apparaître un régime stable pendant un temps suffisant. Ici 5 secondes sont suffisantes. Le pas de temps a été défini en le diminuant progressivement jusqu'à ce que les résultats soient indépendants de celui-ci (amplitudes des oscillations).

Les résultats obtenus sont de la forme suivante, pour une fréquence de 4 Hz :

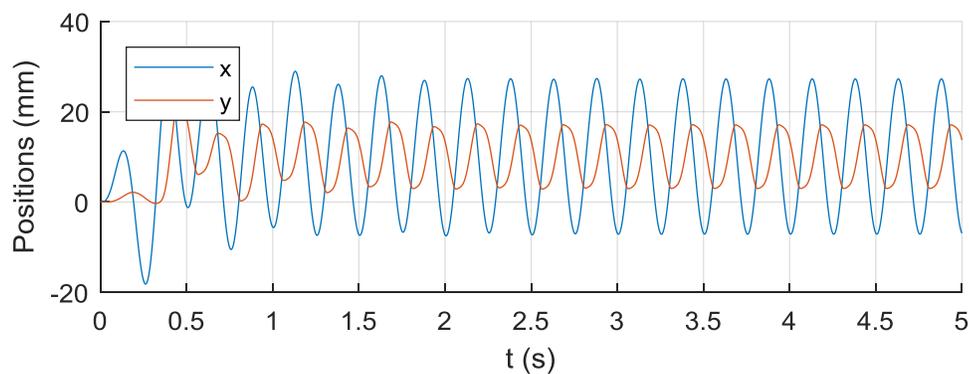


Figure 4.4 - Positions du banc d'essai au cours du temps

En bleu la position du bout de la plaque et en rouge la position du coulisseau.

Nous pouvons distinguer deux comportements distincts. Un régime transitoire, qui dure environ 8s, puis un régime établi après ça. Il est apparu que la durée du régime transitoire est liée à des paramètres de la simulation, comme le pas de temps utilisé. Pour cette raison, nous avons choisi d'ignorer ce régime transitoire, et d'étudier seulement le régime établi.

De plus, les oscillations se font autour de la position 10mm. Cette position moyenne étant également liée au régime transitoire, nous n'en avons pas tenu compte dans nos résultats.

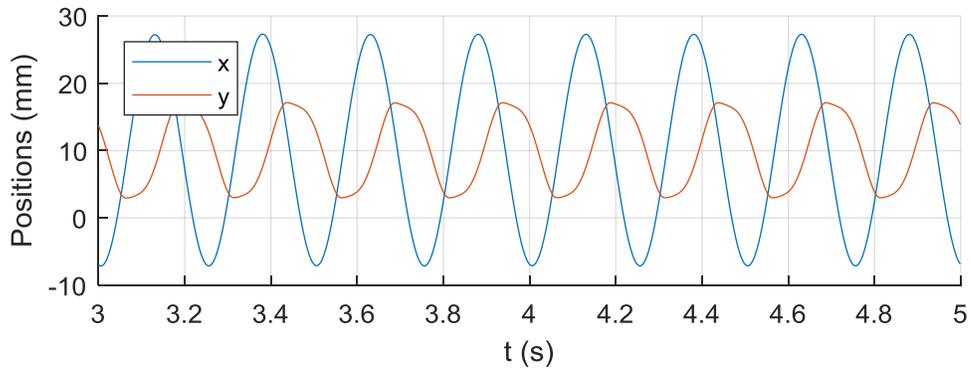


Figure 4.5 - Positions du banc d'essai en régime établi

En régime établi, la position du bout de la plaque est sinusoïdale, et la position du coulisseau l'est presque. Ces résultats sont cohérents avec ce qui est observé sur le banc d'essai.

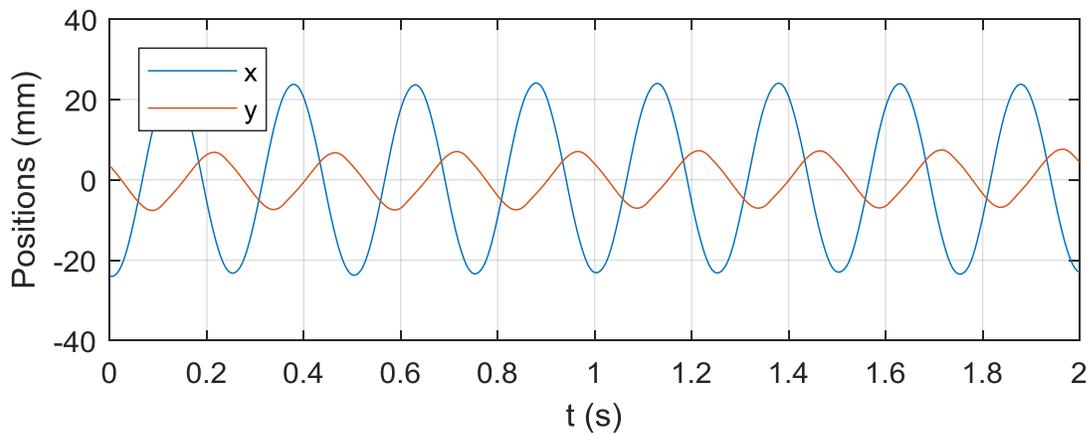


Figure 4.6 - Positions du banc d'essai mesurées

En faisant varier la fréquence de l'excitation ou la tension d'alimentation de l'amortisseur, et en relevant à chaque fois l'amplitude du coulisseau et du bout de la plaque, on peut tracer la réponse fréquentielle des amplitudes pic à pic du système.

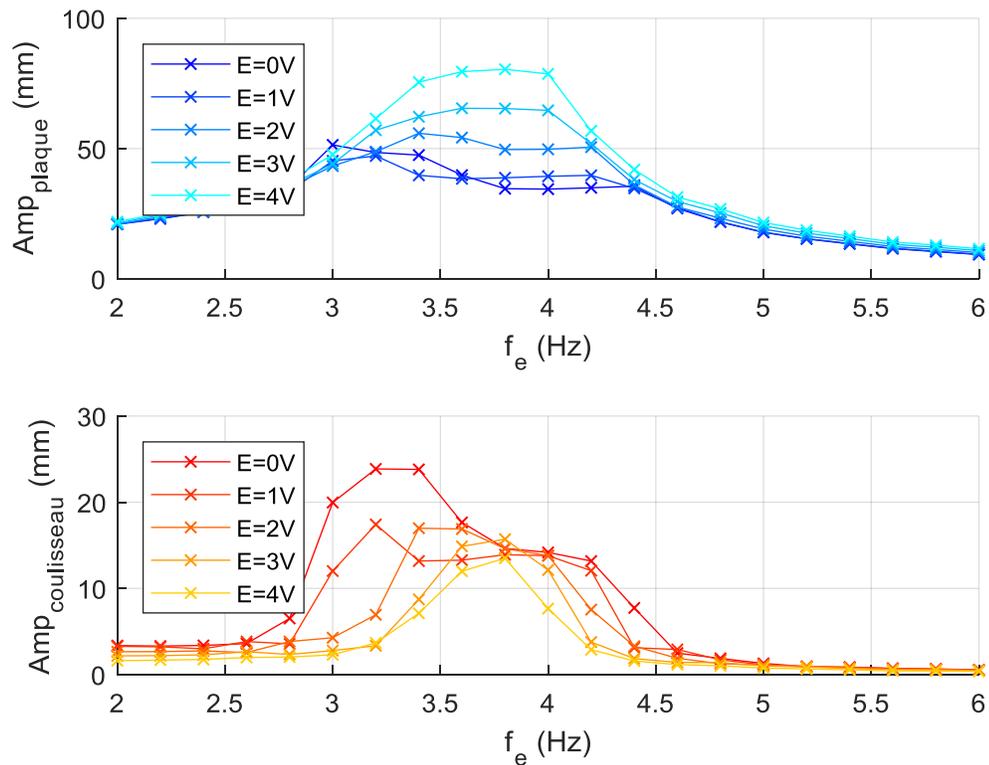


Figure 4.7 - Réponse fréquentielle du modèle simplifié

Il y a deux résonances qui apparaissent alors. La première autour de 3.2 Hz, qui apparaît surtout sur les amplitudes du coulisseau. Et la deuxième, davantage sur les amplitudes de la plaque, autour de 4 Hz. Ces deux résonances correspondent bien aux deux fréquences propres mises en avant précédemment.

Cependant, on n'observe pas la première résonance en pratique, alors qu'elle est largement prédominante ici. Elle n'est pas assez amortie dans notre modèle. Un deuxième

modèle va donc être mis en place, et ce dernier va prendre en compte les frottements présents dans la glissière afin de faire disparaître cette première résonance.

4.4 DEUXIEME MODELE

Le modèle simplifié devient donc le suivant :

Avec α_a l'amortissement présent la glissière, et F_g la force de frottements secs dans la glissière.

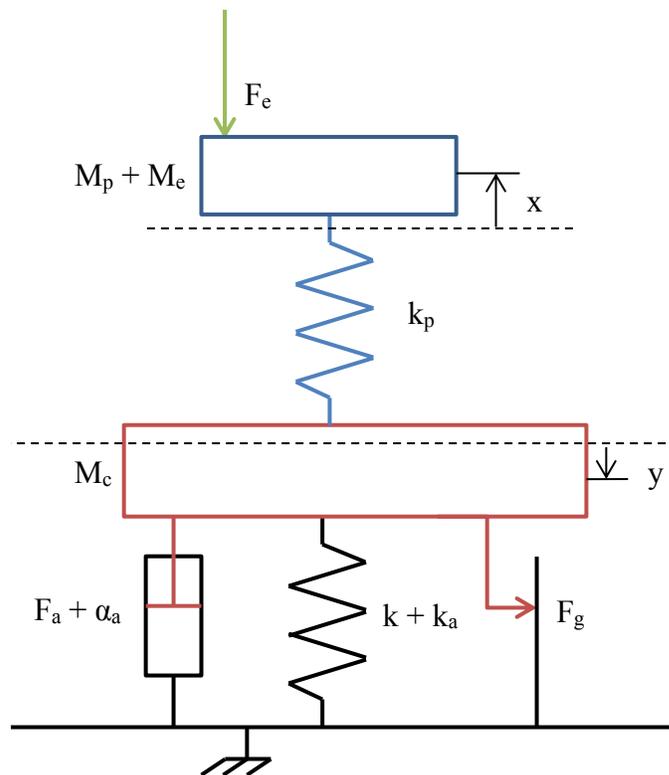


Figure 4.8 - Schéma du deuxième modèle simplifié

Les équations du mouvement deviennent donc :

$$(M_p + M_e)\ddot{x} = F_e + k_p(x - y) \quad (4.7)$$

$$M_c\ddot{y} = (k + k_a)y - k_p(x - y) - F_a(\dot{y}) - \alpha_p\dot{y} - F_g \quad (4.8)$$

Afin de connaître les paramètres F_g et α_g des mesures ont été effectuées. Ces mesures sont décrites en partie 4.2.

Le nouveau modèle Simulink est le suivant :

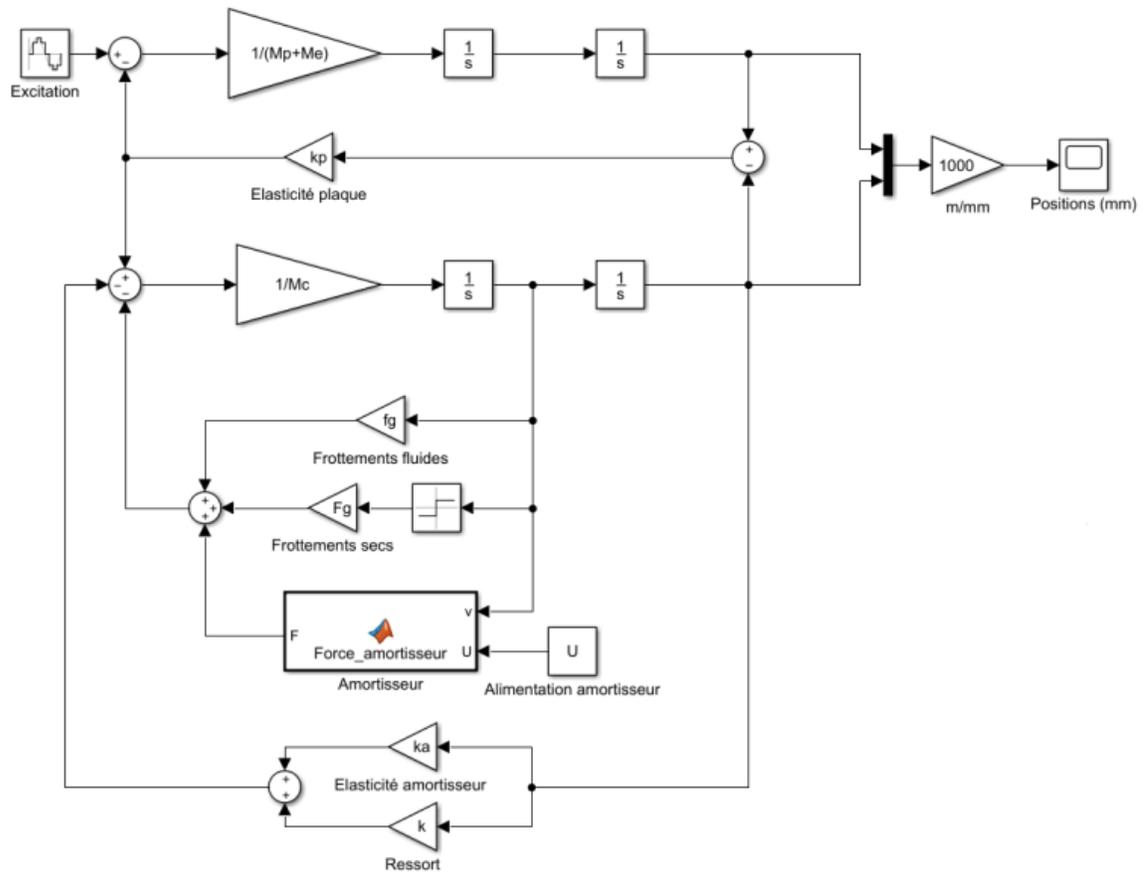


Figure 4.9 - Schéma bloc du deuxième modèle simplifié

Les résultats de ce modèle sont présentés dans le chapitre suivant et comparés aux résultats expérimentaux.

CHAPITRE 5

ANALYSE DES RESULTATS

5.1 BOUCLE OUVERTE

Pour ce test, l'amortisseur est alimenté par une tension constante, comprise entre 0 et 4 V. On commence par faire vibrer le banc à une fréquence donnée, pour laquelle on relève les accélérations au bout de la plaque, et au niveau du coulisseau, tel que présenté ci-dessous, dont sont déduites les positions au cours du temps.

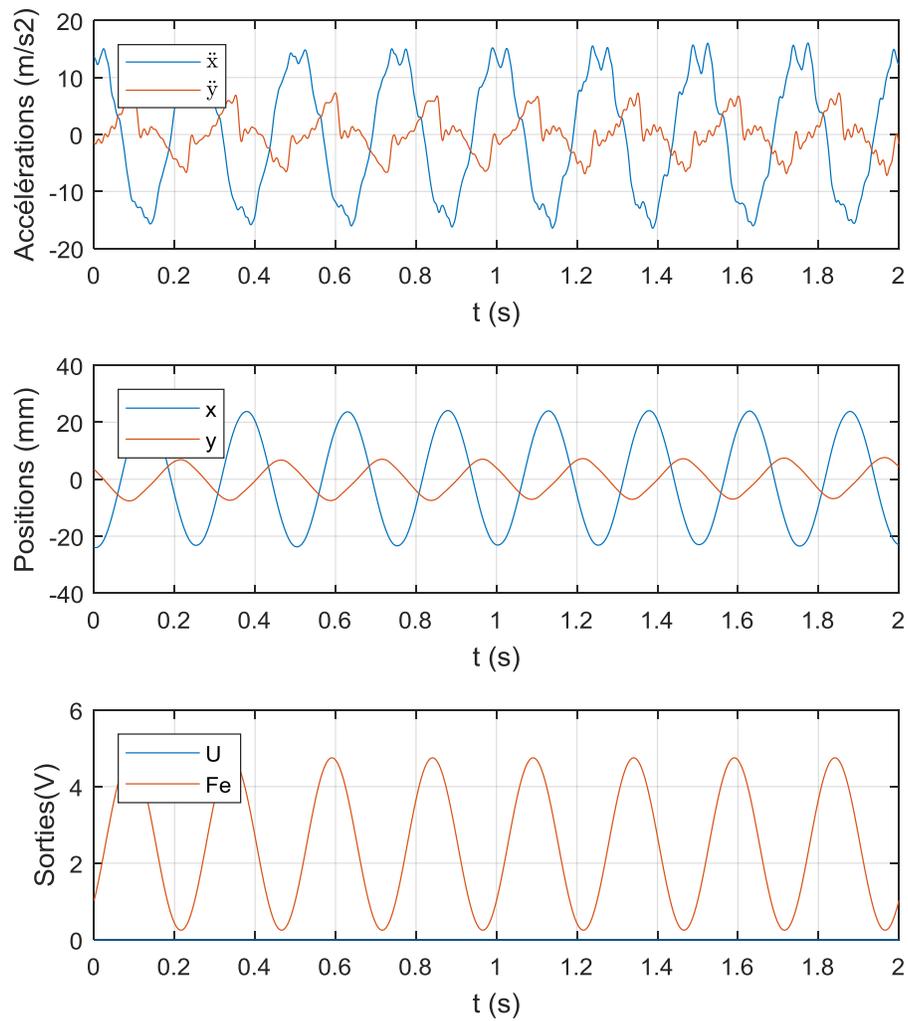


Figure 5.1 - Mesure en boucle ouverte à 4 Hz

Des données de position, on extrait alors les amplitudes des oscillations. On fait ensuite varier la fréquence de l'excitateur. On obtient ainsi la réponse fréquentielle du système en amplitude.

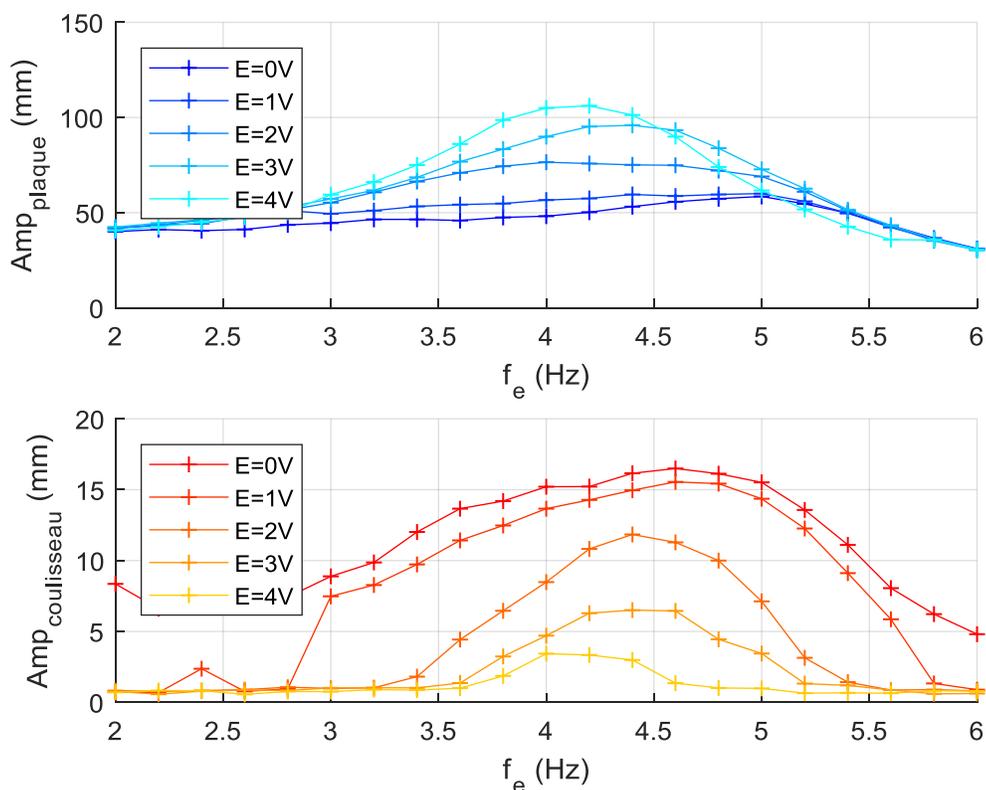


Figure 5.2 - Réponse fréquentielle mesurée en boucle ouverte

On constate tout d'abord une différence entre la fréquence de résonance de la plaque, 3.9 Hz, et la fréquence de résonance qui apparaît sur les courbes, de l'ordre de 4.4 Hz. Il apparaît également que cette fréquence diminue lorsque l'alimentation de l'amortisseur augmente, pour se rapprocher de la fréquence de résonance de la plaque seule. Ceci est logique, car lorsque l'alimentation de l'amortisseur augmente, les oscillations au niveau du coulisseau diminuent, et le système se rapproche alors de plus en plus d'une plaque encadrée seule.

De plus, à mesure que l'alimentation de l'amortisseur augmente, les oscillations au niveau du coulisseau diminuent, alors que celles au bout de la plaque augmentent. C'est un résultat attendu, car lorsque l'alimentation de l'amortisseur augmente, il devient plus difficile

de déplacer celui-ci, donc moins d'énergie lui est transmise. L'énergie qui n'est pas transmise à l'amortisseur augmente alors les oscillations en bout de plaque.

5.2 MODELISATION

5.2.1 Résultats du deuxième modèle

La réponse fréquentielle du deuxième modèle décrit en 4.4 est la suivante :

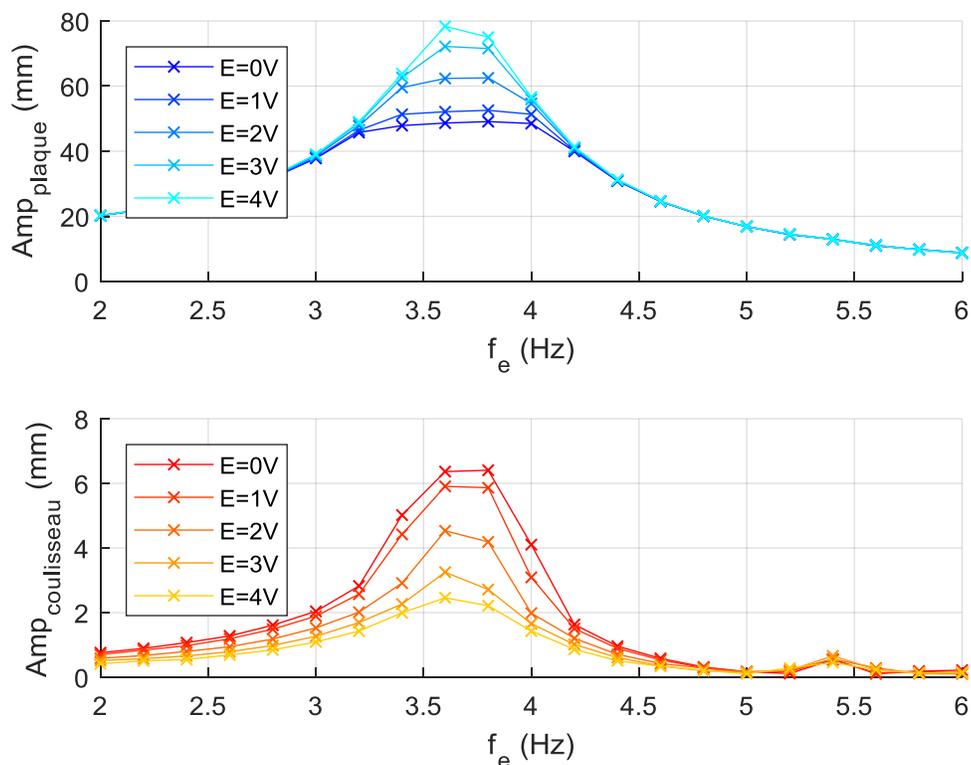


Figure 5.3 - Réponse fréquentielle du deuxième modèle simplifié

On constate une différence dans les fréquences de résonance. Selon les tests décrits ci-dessus, elle est mesurée autour de 4.4 Hz, et diminue quand l'alimentation de l'amortisseur augmente. Cependant, la fréquence de résonance du modèle est ici de 3.6 Hz, et reste constante lorsque l'alimentation de l'amortisseur augmente.

Il y a également une grosse différence au niveau des amplitudes. Elles sont jusqu'à deux fois grandes sur le coulisseau. L'écart est d'en moyenne 20% entre les amplitudes calculées et les amplitudes mesurées.

Nous allons donc explorer deux manières de corriger ces deux erreurs de notre modèle.

5.2.2 Correction des amplitudes

Une des hypothèses qui permettrait d'expliquer les différences entre les amplitudes mesurées et les amplitudes calculées par le modèle serait une différence d'énergie cinétique entre la plaque réelle, et le système masse-ressort.

On peut considérer que la plaque encastrée décrit un mouvement de translation et un mouvement de rotation. L'énergie cinétique de la plaque serait donc la somme de ses deux énergies cinétiques.

$$E_{C \text{ total}} = E_{C \text{ translation}} + E_{C \text{ rotation}} \quad (5.1)$$

Avec $E_{C \text{ translation}} = \frac{1}{2} M_p \dot{x}^2$; et $E_{C \text{ rotation}} = \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2$.

Pour une plaque dont on néglige l'épaisseur,

$$J = \frac{1}{12} M_p (L^2 + l^2) \quad (5.2)$$

De plus on a la relation,

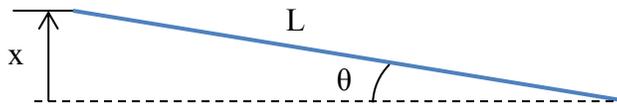


Figure 5.4 - Plaque en rotation

$$\sin \theta = \frac{x}{L} \quad (5.3)$$

Pour des petits angles, on a $\sin \theta = \theta$, donc en dérivant l'équation ci-dessus,

$$\dot{\theta} = \frac{\dot{x}}{L} \quad (5.4)$$

$$E_{C \text{ rotation}} = \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 \quad (5.5)$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{12} M_p (L^2 + l^2) \right) \left(\frac{\dot{x}}{L} \right)^2 \quad (5.6)$$

$$= \frac{1}{12} \frac{(L^2 + l^2)}{L^2} * \frac{1}{2} M_p \dot{x}^2 \quad (5.7)$$

$$E_{C \text{ rotation}} = \frac{1}{12} \frac{(L^2 + l^2)}{L^2} E_{C \text{ translation}} \quad (5.8)$$

Avec $l = 304.8$ mm et $L = 914.4$ mm,

$$E_{C \text{ rotation}} = 0.093 * E_{C \text{ translation}} \quad (5.9)$$

D'où la relation

$$E_{C \text{ total}} = 1.093 * E_{C \text{ translation}} \quad (5.10)$$

Comme le modèle simplifié ne prend en compte que l'énergie de translation, et pas l'énergie cinétique de rotation, nous faisons une erreur de l'ordre de 10%, ce qui est loin d'être négligeable, et pourrait expliquer les amplitudes plus faibles données par le modèle par rapport à celles qui sont mesurées.

5.2.3 Décalage fréquentiel

Un autre problème du modèle vient du décalage de la résonance. En pratique, elle se produit autour de 4.4 Hz, alors que le modèle la calcule pour 3.6 Hz. Ceci est déjà un problème en soit, puisque la raideur du ressort qui modélise la plaque a été calculée pour résonner à 4 Hz.

Cependant, la raideur calculée est une raideur dynamique, calculée de manière à obtenir la même réponse en fréquence. Pour corriger ce décalage, il serait possible de prendre en compte la raideur statique de la plaque.

Si on considère la plaque comme un ressort,

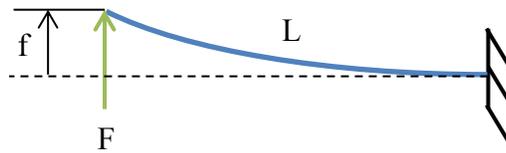


Figure 5.5 - Plaque en déformation statique

$$F = k_{p \text{ statique}} f \quad (5.11)$$

En utilisant la théorie des poutres, on a,

$$f = \frac{FL^3}{3EI} \quad (5.12)$$

$$k_{p \text{ statique}} = \frac{3EI}{L^3} \quad (5.13)$$

D'où $k_{p \text{ statique}} = 9.26 * 10^6 \text{ N/m}$.

Cette raideur est nettement plus élevée que la raideur dynamique $7.1 * 10^3 \text{ N/m}$ utilisée jusqu'à présent. On peut donc considérer qu'à basse fréquence la plaque se comporte comme un solide indéformable devant les efforts mis en jeu (avec $F = 50 \text{ N}$, $f = 5 \text{ }\mu\text{m}$), au moins en partie. Ce qui expliquerait le décalage fréquentiel. Il faudrait vérifier avec des efforts plus importants que la fréquence de résonance diminue afin de valider cette hypothèse.

5.3 CONTROLE

Les tests sur les stratégies de contrôle ont été effectués uniquement à 4.4 Hz. C'est en effet la fréquence de résonance qui a été mesurée sur le banc. Il y a donc plus d'amplitudes à cette fréquence, et les différences pourront mieux être observées.

5.3.1 PID

Pour un PID avec un gain proportionnel à 500 V/m, nous avons obtenu les résultats suivants :

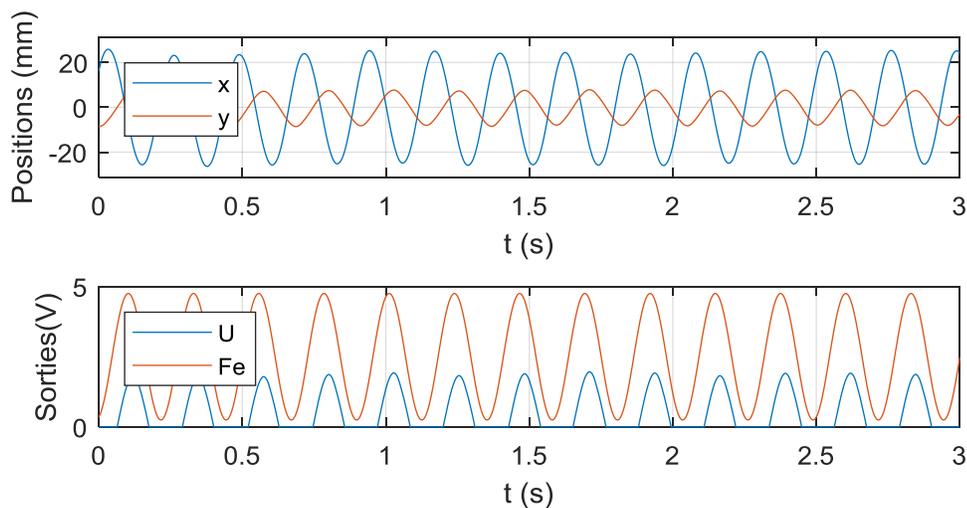


Figure 5.6 - Positions mesurées pour $P = 500$ V/m

Le signal de l'amortisseur est compris entre 0 et 2 V, ce qui correspond à la moitié de son amplitude maximale. Pour un gain proportionnel à 1000 V/m, nous avons les résultats suivants :

Comme attendu, le signal de l'amortisseur est maintenant compris entre 0 et 4 V.

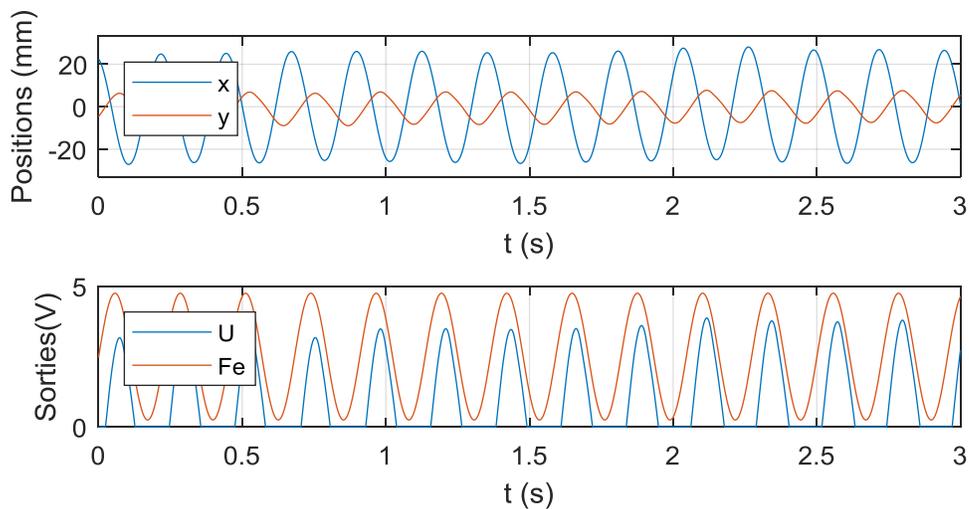


Figure 5.7 - Positions mesurées pour $P = 1000$ V/m

Cependant, il n'y a pratiquement aucune différence entre les amplitudes.

Nous avons choisi d'utiliser un gain proportionnel de 500 V/m afin de mieux voir l'effet de l'ajout d'un gain intégral. Avec un gain proportionnel de 500 V/m et un gain intégral de 500 V/ms, nous avons eu les résultats suivants :

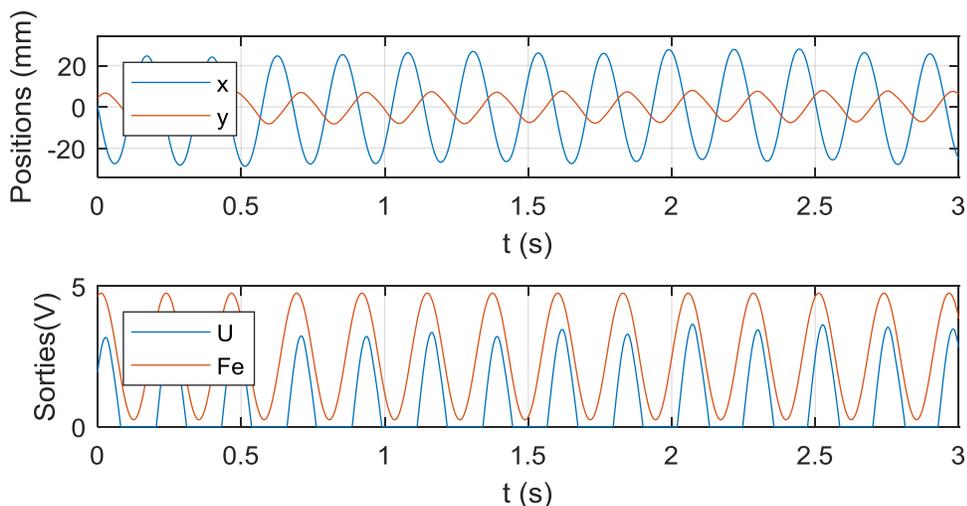


Figure 5.8 - Positions mesurées pour $P = 500 \text{ V/m}$ et $I = 500 \text{ V/ms}$

Encore une fois, on ne note pas de différence majeure au niveau des amplitudes.

Malheureusement, nous n'avons pas pu augmenter plus le gain intégrateur pour voir son effet. En effet, dès lors qu'il dépassait 500 V/ms , la position moyenne des oscillations était décalée, et l'amortisseur tapait dans sa butée basse. Nous avons essayé de remonter l'amortisseur afin de décaler cette position moyenne en montant le ressort, mais le problème inverse s'est posé, l'amortisseur tapait dans sa butée haute.

Le même problème est arrivé avec le gain dérivateur. Dès l'ajout de celui-ci, l'amortisseur tapait dans une de ses butées.

Pour résoudre ce problème, il faudrait être capable de régler précisément la hauteur du ressort, pour que les oscillations se fassent toujours au milieu de la course de l'amortisseur.

5.3.2 Sky-Hook

Pour le sky-hook, nous avons eu le même problème que précédemment. L'amortisseur tapait dans ses butées, et il n'a pas été possible de trouver un réglage qui règle le problème.

Pour le ground-hook, nous avons eu les résultats suivant :

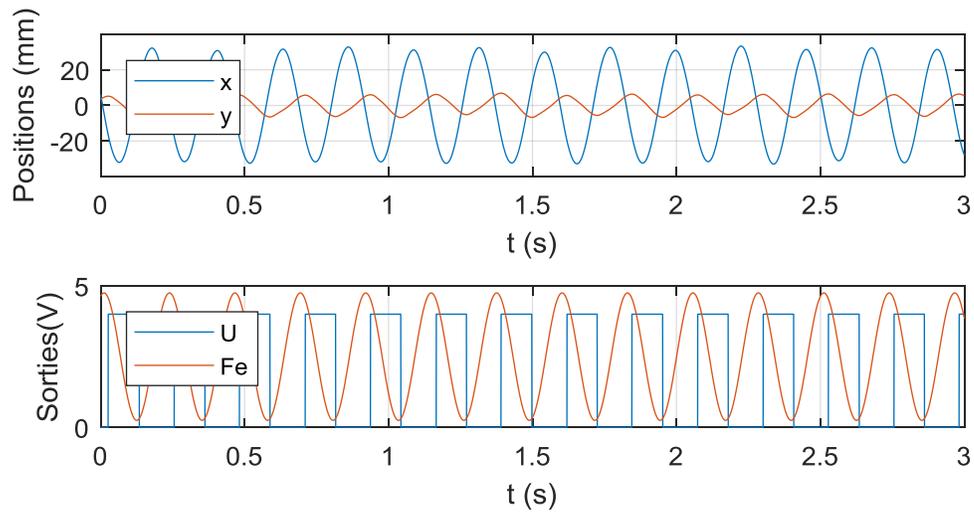


Figure 5.9 - Positions mesurées pour la stratégie ground-hook

Les résultats sont similaires aux résultats du PID. On ne remarque pas de baisse d'amplitude.

5.3.3 Comparatif

Le tableau ci-dessous présente les différents résultats obtenus pour la même excitation :

| | Boucle ouverte, E=0 V | Boucle ouverte, E=1 V | Boucle ouverte, E=2 V | PID, P=500 V/m | PID, P=500 V/m, I=500 V/ms | ground-hook |
|---------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------|----------------------------|-------------|
| Amplitude plaque (mm) | 53 | 60 | 75 | 52 | 57 | 66 |
| Amplitude coulisseau (mm) | 16 | 15 | 12 | 17 | 16 | 14 |

Figure 5.10 - Tableau comparatif des stratégies de contrôle

Les stratégies de contrôle utilisées ne s'avèrent pas très concluantes. Elles correspondent chacune à une alimentation fixée de l'amortisseur, sans réduction des amplitudes notable.

CHAPITRE 6

CONCLUSION GÉNÉRALE

La majeure partie des travaux de ce mémoire a été consacrée à la conception d'une nouvelle instrumentation permettant de faire un contrôle du banc de l'amortisseur, ainsi que la modélisation du banc d'essai. Peu de temps a par conséquent été attribué aux stratégies de contrôle, ce qui explique qu'elles aient été peu efficaces, et offre une opportunité pour les travaux futurs.

L'ancienne instrumentation du banc d'essai utilisait le logiciel Labview, qui aurait été suffisant pour notre application. Cependant, le manque de support ne nous a pas permis de créer un programme fonctionnel. Le problème a alors été contourné en utilisant le logiciel Matlab Simulink, s'exécutant sur une Raspberry Pi. Cette solution, plus documentée, nous a permis de répondre à notre cahier des charges. Elle s'est avérée très peu coûteuse et polyvalente. En effet, de nombreuses stratégies de contrôle peuvent être envisagées, en raison de la grande diversité de Matlab Simulink.

La nouvelle instrumentation nous a conduits à refaire beaucoup de choses qui étaient intégrées dans les cartes d'acquisition National Instruments, comme l'alimentation des accéléromètres, ce qui a pris du temps. Ces cartes étaient plus performantes que notre système actuel. Cela n'est cependant pas un problème pour notre application.

En concevant à nouveau l'instrumentation, l'amplificateur de l'excitateur a lui aussi été revu, car c'était un point à améliorer du précédent travail. Le nouvel amplificateur permet désormais une augmentation de près de 50% de l'intensité transmise, et donc de la force de l'excitateur.

La glissière du banc d'essai a également été modifiée afin de réduire les frottements. On remarque en effet des oscillations plus importantes au niveau du coulisseau. Cela est très positif, car c'est bien l'amortisseur qu'on cherche à tester. Nous pourrions le faire sur un plus large spectre d'excitations.

Malgré les deux itérations du modèle du banc d'essai, celui-ci reste incorrect. Un premier problème a cependant pu être résolu. Des solutions ont été proposées pour corriger les deux problèmes persistants.

Par ailleurs la simplification du banc d'essai a mis en avant un paramètre qui avait été négligé jusqu'alors, la raideur du ressort utilisé en parallèle de l'amortisseur. Ce paramètre joue en effet sur la fréquence de résonance de l'ensemble amortisseur coulisseau. Une étude devrait être réalisée sur ce paramètre, afin de déterminer s'il serait préférable d'avoir les deux fréquences de résonances proches ou éloignées.

Quand un modèle de banc d'essai fiable aura été obtenu, des stratégies de contrôle plus poussées et créées spécifiquement pour notre application devront être développées. Une de ces stratégies pourra alors utiliser le modèle, afin de valider, ou non, l'utilisation d'amortisseurs semi-actifs dans notre système.

ANNEXES

ANNEXE 1 : Protocole I2C

La première voie, SCL, est l'horloge du bus et ne peut être contrôlée que par les maîtres sur le bus. La deuxième voie, SDA, permet l'échange des données. Cependant, les différents esclaves ne peuvent lire ou écrire des données que sur demande d'un maître.

Au repos, les deux voies sont à l'état haut, 1. Pour faire remonter la tension lors du repos, deux résistances de pull-up doivent être utilisées. Pour faire passer une voie à l'état bas, 0, les composants connectent la voie directement à la masse. Ce système permet d'éviter tout court-circuit qui pourrait arriver si deux composants veulent écrire en même temps sur la même voie.

La lecture de SDA se fait uniquement quand l'horloge est à 1, il est donc impératif que tous les changements apportés à SDA se fassent quand l'horloge est à 0. Lorsque la voie SDA passe de 1 à 0, cela est interprété comme une condition de START, et une communication va être initiée par un maître. Quand cette communication est terminée, le maître envoie une condition STOP, qui revient à passer SDA de 0 à 1 lorsque l'horloge est à 1.

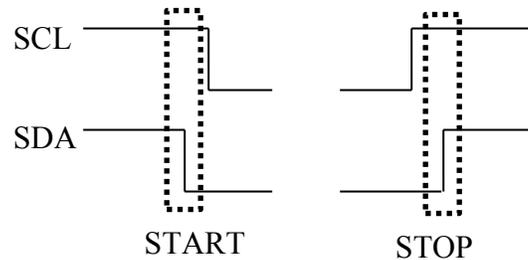


Figure A.1 - Conditions de START et STOP du protocole I2C

Afin de différencier chaque périphérique sur le bus, une adresse de 7 bits est attribuée à chacun, le dernier des 8 bits de la communication étant utilisé pour lire ou pour écrire (bit R/W). Lors d'une communication, le maître commence par une condition de START, puis écrit l'adresse de l'esclave avec lequel il veut communiquer sur SDA. L'esclave répond alors par un bit d'acquittement, ACK ou acknowledge, qui correspond à SDA à 0. En cas de non-réception, ou de l'absence de l'esclave sur le bus, SDA reste à 1, ce qui correspond à un bit de non-acquittement, NACK, ce qui met fin à la communication. Sinon, le maître peut alors écrire ses instructions.

Pour une lecture/écriture, il est possible d'envoyer les données directement, ou alors on peut cibler un registre spécifique.

Pour une lecture/écriture directe, le maître commence par écrire l'adresse de l'esclave, avec le bit R/W à 1 pour une écriture, et à 0 pour une lecture. Si l'esclave répond bien par un bit d'ACK, le maître (ou l'esclave en cas de lecture), peut alors écrire les données à écrire (ou lire) sur SDA. Si les données sont réparties sur plusieurs octets, un bit d'ACK est envoyé par l'esclave (ou le maître) entre chaque octet. Quand c'est terminé, le maître peut envoyer une condition de STOP pour mettre fin à la communication.

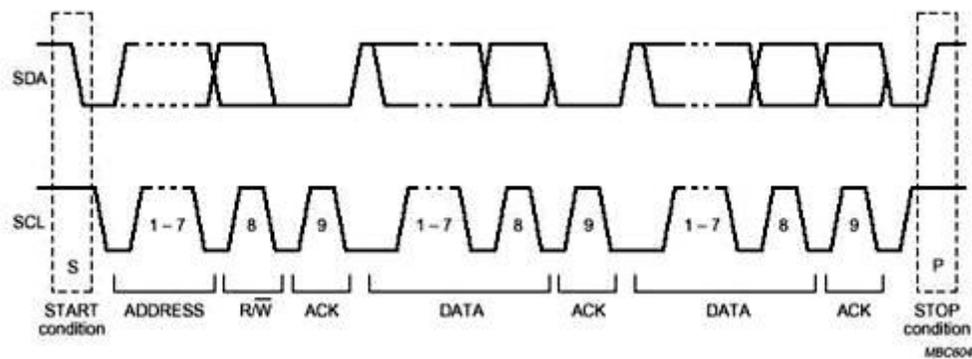


Figure A.2 - Lecture/écriture dans le protocole I2C

Pour écrire ou lire dans un registre spécifique, le maître commence par écrire l'adresse du registre, en suivant la procédure d'écriture ci-dessus. Après avoir mis fin à la communication, il reprend alors, avec le bit R/W à 1 pour une écriture, et à 0 pour une lecture. Les données du registre peuvent alors être échangées, avec entre chaque octet un bit d'ACK.

Annexe 2 : Code Arduino

```
void setup() {

    TCCR1B = TCCR1B & 0b11111000 | 0b00000010 ;
    // régler le diviseur du timer 1 à 8, pour une fréquence de PWM de 3921 Hz

    analogWrite(9,254);
    analogWrite(10,1);
    // initialise les deux signaux PWM
}

void setPWM (int val) {
    // créer une fonction PWM qui créer un signal et le signal inverse, avec un temps mort

    OCR1A = val-2 ;
    OCR1B = val+2 ;
    // écrit la valeur du signal PWM dans le registre A (pin9) et B (pin10)
    // avec un décalage pour créer le temps mort

    TCCR1A = 0b10110000 | (TCCR1A & 0b00001111) ;
    // inverse le signal PWM du pin 10
}

void loop() {

    int value = analogRead(5)*255/1023;
    // lire la valeur mesuré sur le pin 5, et la convertie de 10 bit en 8 bit

    setPWM(value);
    // règle la valeur du PWM
```

ANNEXE 3 : Instrumentation du banc d'essai via Simulink

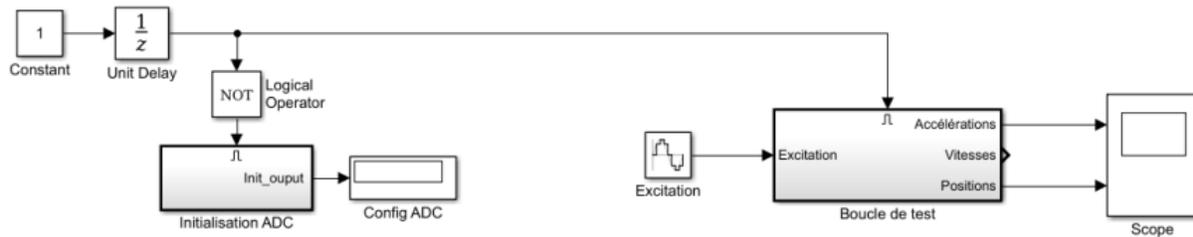


Figure A.3 - Instrumentation du banc d'essai sous Simlink

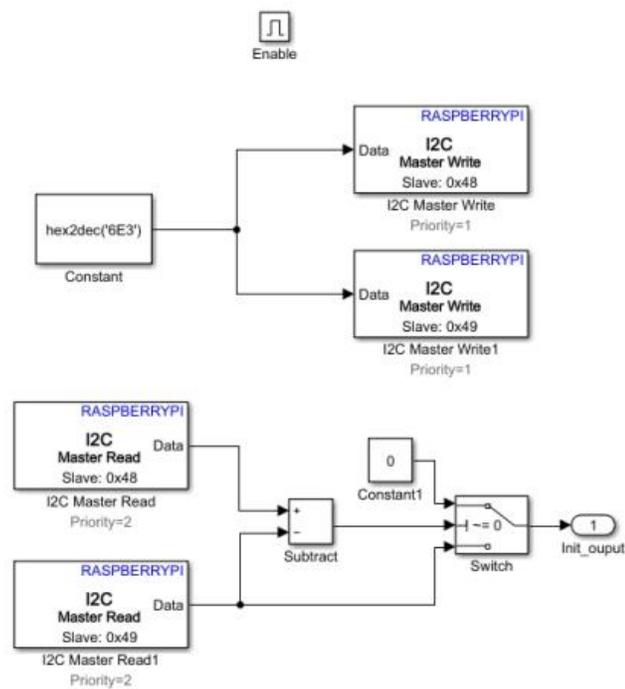


Figure A.4 - Initialisation

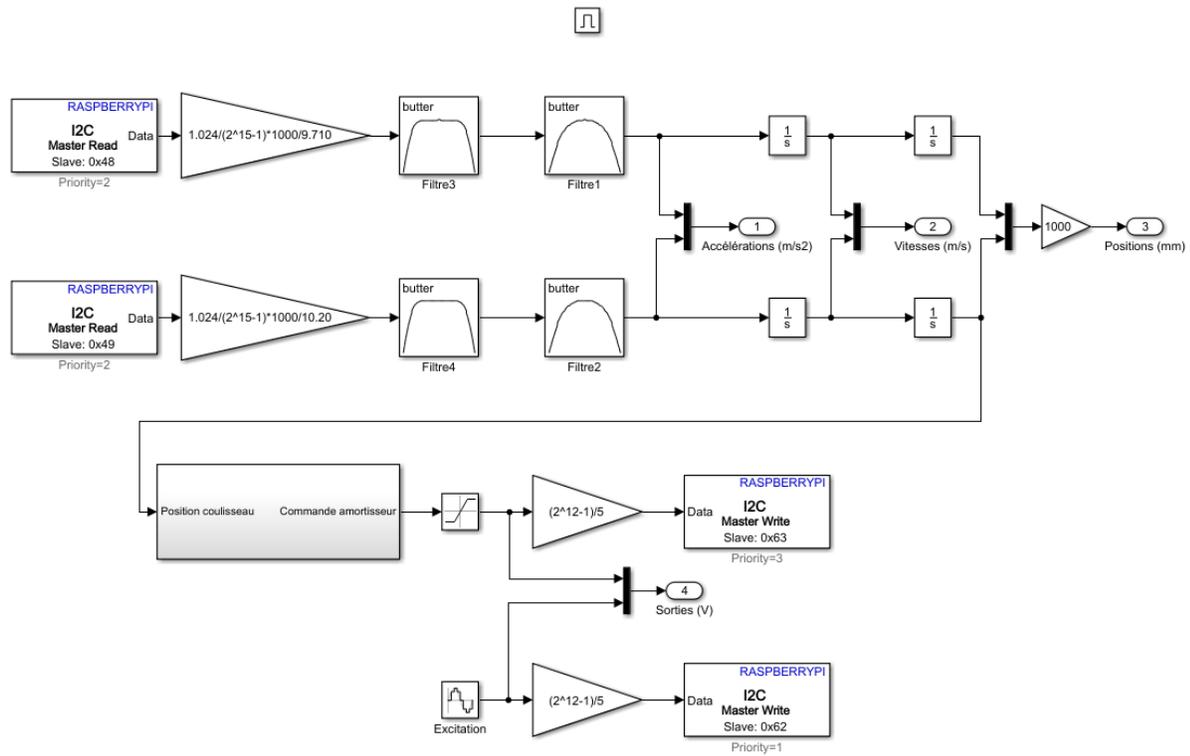


Figure A.5 - Boucle de tests

ANNEXE 4 : Définition des paramètres du modèle Simulink du banc simplifié

```
%Simulation
tpas = 0.001;    %(s) Pas de temps de la simulation
tfinal = 100;   %(s) Temps final de la simulation

%Excitation
fex = 4;         %(Hz) Fréquence de l'excitation
Ampex = 47.8;   %(N) Amplitude de la force d'excitation

%Masses
Mp = 10.35;     %(kg) Masse de la plaque
Me = 1.2;       %(kg) Masse de l'excitateur
Mc = 11.13;     %(kg) Masse du coulisseau

%Raideur des ressorts
k = 500;        %(N/m) Raideur du ressort
ka = 1730;      %(N/m) Raideur de l'amortisseur
kp = 6215;      %(N/m) Raideur équivalente de la plaque

%Alimentation de l'amortisseur
U = 0;         %(V)

%Frottements
Fg = 10;        %(N)
alpha_g = 2*Mc*1.03; %(Ns/m) Frottements fluides dans la glissière
```

ANNEXE 5 : Script Force_amortisseur

```

function F = Force_amortisseur(v,U)
%v la vitesse de l'amortisseur en m/s, compris entre -0.5 m/s et 0.5 m/s
%U la tension d'alimentation de l'amortisseur en kV, compris entre 0 kV
et 4 kV
%F en N

M = [-0.5 -0.34 -0.26 -0.18 -0.13 -0.08 -0.05 -0.03 0 0.03
0.05 0.08 0.13 0.18 0.26 0.34 0.5 ;
-115.68 -109.09 -105.36 -104.65 -107.65 -113.38 -117.97 -122.98 0 74.26
69.68 67.39 64.95 62.66 62.8 64.66 68.53 ;
-135.92 -135.21 -133.63 -133.06 -130.19 -131.63 -141.22 -143.66 0 72.92
71.63 67.63 63.04 62.75 68.77 66.47 72.06 ;
-179.56 -169.82 -160.51 -162.65 -169.1 -169.24 -175.12 -174.11 0
103.34 99.48 96.18 90.31 82.14 76.7 83.15 93.89 ;
-223.11 -205.06 -197.47 -209.22 -213.66 -206.5 -202.2 -209.65 0
137.42 136.85 129.97 130.55 128.54 107.06 114.22 135.7 ;
-244.43 -221.8 -230.25 -237.99 -239.13 -233.54 -226.81 -222.37 0
184.14 179.99 186.29 202.62 200.76 182.28 180.28 203.05];
%Matrice des données du constructeur de l'amortisseur
%(1ère ligne : vitesse)
%(Lignes suivantes : force déployée pour 0,1,2,3 ou 4 kV)

%Sélection de l'intervalle dans lequel la valeur est demandée
if M(1,1)<=v && v<M(1,2)
    a = 1;
elseif M(1,2)<=v && v<M(1,3)
    a = 2;
elseif M(1,3)<=v && v<M(1,4)
    a = 3;
elseif M(1,4)<=v && v<M(1,5)
    a = 4;
elseif M(1,5)<=v && v<M(1,6)
    a = 5;
elseif M(1,6)<=v && v<M(1,7)
    a = 6;
elseif M(1,7)<=v && v<M(1,8)
    a = 7;
elseif M(1,8)<=v && v<M(1,9)
    a = 8;
elseif M(1,9)<=v && v<M(1,10)
    a = 9;
elseif M(1,10)<=v && v<M(1,11)
    a = 10;
elseif M(1,11)<=v && v<M(1,12)
    a = 11;
elseif M(1,12)<=v && v<M(1,13)
    a = 12;
elseif M(1,13)<=v && v<M(1,14)
    a = 13;

```

```

elseif M(1,14)<=v && v<M(1,15)
    a = 14;
elseif M(1,15)<=v && v<M(1,16)
    a = 15;
elseif M(1,16)<=v && v<=M(1,17)
    a = 16;
else
    a = 0;
end

p1 = (M(floor(U)+2,a+1)-M(floor(U)+2,a))/(M(1,a+1)-M(1,a));
oo1 = M(floor(U)+2,a)-p1*M(1,a);
p2 = (M(floor(U)+3,a+1)-M(floor(U)+3,a))/(M(1,a+1)-M(1,a));
oo2 = M(floor(U)+3,a)-p2*M(1,a);
%Définition des portions de courbe supérieure et inférieure à la valeur
demandée

F = (1-U+floor(U))* (p1*v+oo1) + (U-floor(U))* (p2*v+oo2);
%Force de l'amortisseur

end

```


RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] F. Rasmussen, M. H. Hansen, K. Thomsen, T. J. Larsen, F. Bertagnolio, J. Johansen, *et al.*, "Present status of aeroelasticity of wind turbines," *Wind Energy*, vol. 6, pp. 213-228, // 2003.
- [2] SpringerLink and R. Clark, *A Modern Course in Aeroelasticity*, Fourth Revised and Enlarged Edition.. ed. Dordrecht: Springer Science + Business Media, Inc., 2005.
- [3] M. Ion-Sorin, "Analyse de la Réponse Dynamique des Pales d'Éoliennes," Maîtrise, UQAR, 2011.
- [4] R. Drishtysingh, "Simulation des phénomènes aéroélastiques des pales d'éoliennes," Maîtrise, UQAR, 2012.
- [5] N. R. Fisco and H. Adeli, "Smart structures: Part I - Active and semi-active control," *Scientia Iranica*, vol. 18, pp. 275-284, 2011.
- [6] A. K. Agrawal, J. N. Yang, W. E. Schmitendorf, and F. Jabbari, "Stability of actively controlled structures with actuator saturation," *Journal of Structural Engineering*, vol. 123, pp. 505-512, 1997.
- [7] H. Sleiman, "Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l'automobile," Thesis, Génie Electrique, ENSAM, 2010.
- [8] R. Chen, W. Ouyang, J. Xu, X. Yuan, and Y. Li, "Modeling and applications of variable structure damper," *Xi'an*, 2013, pp. 316-320.
- [9] K. D. Weiss, J. D. Carlson, and D. A. Nixon, "Viscoelastic Properties of Magneto- and Electro-Rheological Fluids," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 5, pp. 772-775, November 1, 1994 1994.
- [10] S.-B. Choi, S.-R. Hong, C.-C. Cheong, and Y.-K. Park, "Comparison of Field-Controlled Characteristics between ER and MR Clutches," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 10, pp. 615-619, August 1, 1999 1999.
- [11] M. Khalid, R. Yusof, M. Joshani, H. Selamat, and M. Joshani, "Nonlinear identification of a magneto-rheological damper based on dynamic neural networks," *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, vol. 29, pp. 221-233, 2014.
- [12] A. Downey, L. Cao, S. Laflamme, D. Taylor, and J. Ricles, "High capacity variable friction damper based on band brake technology," *Engineering Structures*, vol. 113, pp. 287-298, 2016.
- [13] D. Gource, "Etude et contrôl des systèmes flexible par amortissement variable," Maîtrise, UQAR, 2016.
- [14] J. Jobin, "La mesure de la vitesse du vent dans un écoulement atmosphérique turbulent ayant de fortes variations saisonnières de température," Maîtrise, Génie mécanique, ETS, 2008.

- [15] X. Wang and F. Gordaninejad, "Flow analysis and modeling of field-controllable, electro- and magneto-rheological fluid dampers," *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, vol. 74, pp. 13-22, 2007.
- [16] H. P. Jagadish and L. Ravikumar, "Effect of temperature and electric field on the damping and stiffness characteristics of ER fluid short squeeze film dampers," *Advances in Tribology*, 2013.
- [17] V. Pruša and K. R. Rajagopal, "Flow of an electrorheological fluid between eccentric rotating cylinders," *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, vol. 26, pp. 1-21, 2012.
- [18] B. Abu-Jdayil, H. Asoud, and P. O. Brunn, "Effect of polymer coating on the behavior of an electro-rheological fluid in slit flow," *Materials and Design*, vol. 28, pp. 928-940, 2007.
- [19] H. G. Choi, S. H. Cho, and J. Y. Yoo, "Direct numerical simulation of two-dimensional channel flows of electro-rheological fluids," *International Journal of Engineering Science*, vol. 48, pp. 1110-1122, 2010.
- [20] W. H. Kuo, T. N. Wu, J. Guo, M. H. Chiang, and Y. N. Chen, "Design and performance evaluation of a serial multi-electrode electrorheological damper," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 292, pp. 694-709, 2006.

