

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À RIMOUSKI

Étude expérimentale d'un système actif de contrôle des vibrations par matériau piézoélectrique

Mémoire présenté

Dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie

En vue de l'obtention du grade de maître ès sciences appliquées

(M. Sc. A.)

PAR

© **Hamid Allah CHARFEDINE**

Sous la supervision de

Adrian Ilinca

Novembre 2020

Composition du jury :

Mohamed Yasser Hayyani, président du jury, UQAR

Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR

Drishtisingh Ramdenee, examinateur externe, Economic Development Board

Mauritius

Dépôt initial le 12 octobre 2020

Dépôt final le 05 novembre 2020

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 tiens à remercier mon directeur de recherche, le professeur Adrian Ilinca de l'Université du Québec à Rimouski, de m'avoir offert l'opportunité de travailler avec lui, de son soutien et ainsi que pour nous fournir tous les moyens nécessaires pour réussir ce projet, sa gentillesse tout au long de mon projet.

Même très loin de vous, ma famille je vous remercie pour tous ses conseils, d'avoir toujours été là pour moi et de m'avoir soutenu dans mes études.

Je remercie tous les amis que j'ai pu rencontrer pendant ma maîtrise, avec qui j'ai passé des moments inoubliables et qui m'ont soutenu pendant celle-ci.

Dans ce contexte de pandémie mondiale COVID-19 et avec l'accès limité à l'université, je tiens à remercier les techniciens de l'UQAR, pour leur professionnalisme surtout qu'ils ont évité le blocage des expériences au laboratoire.

Je remercie Ali Awada pour tous les bons moments passés ensemble, on a formé une belle équipe, ça nous a permis de traverser les difficultés de ce projet.

RÉSUMÉ

Ce mémoire fait partie du développement d'un système d'optimisation des performances des éoliennes par contrôle hybride des vibrations et dégivrage. Le projet s'inscrit dans une démarche de contrôle des amplitudes d'oscillations sur les pales d'éoliennes pour deux besoins, le premier pour éliminer les vibrations des pales causées par l'attaque du vent ou d'autres sources, le deuxième pour générer des ondes vibratoires ultrasonores permettant d'éliminer le givre cumulé sur les pales d'éoliennes.

Un banc d'essai a été réalisé de manière à simuler l'effet qu'aurait un amortissement implanté sur la pale. Pour simplifier, les tests ont été menés sur une plaque métallique qui représente la pale d'éolienne.

Le banc d'essai est composé d'une plaque vibrante rectangulaire en porte-à-faux en acier servant de système d'étude. Un dispositif permet d'appliquer un déplacement et il génère des vibrations sur l'extrémité de la plaque métallique. Un actionneur/capteur piézoélectrique sert à produire/mesurer les ondes pour ensuite amortir les vibrations ou, dans une application complémentaire, pour éliminer le givre.

À la fin de cette étude on a pu mesurer des données et produire des ondes à l'aide des transducteurs piézoélectriques pour agir sur les deux premiers modes de vibrations et réduire environ -45% le temps de vibration d'une amplitude initiale de -20 mm.

Mots clés : Vibration, Dégivrage, Amortissement actif, Piézoélectrique (mode capteur, mode actionneur), Banc d'essais ...

ABSTRACT

This thesis is part of developing a system for optimizing wind turbine performance by hybrid vibration control and defrosting. The project is part of an approach to control the amplitudes of oscillations on wind turbine blades for two purposes, the first to eliminate blade vibrations caused by wind or other sources, the second to generate ultrasonic vibration waves to eliminate accumulated ice on the blades of wind turbines.

A test bench was set up to simulate the effect that a damping system implanted on the blade would have. The tests were conducted on a metal plate representing the wind turbine blade.

The test bench is composed of a rectangular cantilevered steel vibrating plate used as a study system. A device is used to apply displacement and generate vibrations at the end of the metal plate. A piezoelectric actuator/sensor generate/measure the oscillations and then dampen the vibrations or, in a complementary application, remove ice.

At the end of this study, it was possible to measure data and generate waves using the piezoelectric transducers to act on the first two vibration modes and reduce the vibration time by about -45% with an initial amplitude of -20 mm.

Key words: Vibration, Defrost, Active Damping, Piezoelectric (sensor mode, actuator mode), Wind turbine, Test bench ...

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS.....	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX	X
LISTE DES FIGURES.....	XI
LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES	XIV
CHAPITRE 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
OBJECTIFS.....	2
MÉTHODOLOGIE	2
STRUCTURE DU MÉMOIRE.....	3
CHAPITRE 2 REVUE DE THEORIE DES VIBRATIONS.....	5
2.1 INTRODUCTION.....	5
2.2 PHENOMENE DE VIBRATION	5
2.1.1. Définition	5
2.1.2. Mode de vibration.....	6
2.1.3. Théorie aéroélastique	9
2.3 LES DISPOSITIFS DE CONTROLE DE VIBRATION	11
2.2.1. Amortisseur passif	12
2.2.2. Amortisseur semi-actif	12
2.2.3. Amortisseur actif	13
2.4 STRATEGIE DE CONTROLE ACTIF.....	13

2.3.1.	Contrôle par anticipation (feedforward control)	14
2.3.2.	Contrôle par rétroaction (feedback control)	15
2.3.3.	Comparatif Feedback Versus Feedforward	21
CHAPITRE 3 MATÉRIAUX PIÉZOÉLECTRIQUES		23
3.1	EFFET PIEZOELECTRIQUE	23
3.1.1.	Généralités	23
3.1.2.	Mise en équations	24
3.1.3.	Coefficients piézoélectriques	28
3.2	TRANSDUCTEURS PIEZOELECTRIQUES	31
3.2.1.	Capteur piézoélectrique.....	31
3.2.2.	Actionneur piézoélectrique.....	33
3.2.3.	Exemple d'intégration des matériaux piézoélectriques	35
CHAPITRE 4 REALISATION DU BANC D'ESSAI		39
4.1	LA STRUCTURE VIBRANTE	39
4.1.1.	Architecture	39
4.1.2.	Modifications appliquées	40
4.1.3.	Les résonateurs piézoélectriques	41
4.2	INSTRUMENTATIONS :	42
4.2.1.	Module d'acquisition de données.....	42
4.2.2.	Amplificateur de charge	43
4.2.3.	Amplificateur de tension	44
4.3	LOI DE CONTROLE	45
4.3.1.	Contrôleur PID.....	45
4.3.2.	Modélisation du banc d'essai	47
CHAPITRE 5 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET DISCUSSIONS.....		49
5.1	REPONSE VIBRATOIRE LIBRE (SANS CONTROLEUR)	49
5.1.1.	Réponse de la structure	49

5.1.2.	Détermination des fréquences propres d'une poutre	51
5.2	REGLAGE DES PARAMETRES DE CONTROLE	52
5.2.1.	Réglage des paramètres PID.....	52
5.2.2.	Effet de la tension d'alimentation sur le contrôle.....	53
5.3	RESULTATS ET DISCUSSIONS	54
5.3.1.	Réponse de la structure (avec contrôleur).....	54
5.3.2.	Analyse fréquentielle	56
CHAPITRE 6 CONCLUSION GÉNÉRALE		57
ANNEXES.....		59
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES		64

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2: Comparaison entre les stratégies feedback et feedforward	21
Tableau 3 : Propriétés mécaniques d'acier S235	40
Tableau 4: Données piézoélectrique du constructeur.....	41

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Cycle vibratoire	5
Figure 2 : Poutre encastrée.....	6
Figure 3 : Premiers modes de vibration d'une poutre encastrée.....	7
Figure 4 : Bilan des forces et des moments sur une longueur élémentaire dx de la poutre vibrante	7
Figure 5 : Détermination graphique des solutions de $\cosh(kL) \cos(kL) = -1$	9
Figure 6 : Flottement d'une pale [7]	11
Figure 7 : Plage de fonctionnement de diverses méthodes d'amortissement [9].....	12
Figure 8 : Diagramme de Contrôle actif [11]	14
Figure 9: Contrôle par boucle d'anticipation	15
Figure 10 : Contrôle par boucle de rétroaction	15
Figure 11: Diagramme bloc PPF positive position feedback	17
Figure 12 : Diagramme du bloc CPPF SISO [15]	18
Figure 13 : Structure G avec un transducteur piézoélectrique [18]	20
Figure 14 : Représentation sous forme de diagramme de rétroaction de force intégrale classique [19]	21

Figure 15: Illustration du comportement d'une pastille piézoélectrique: la contrainte appliquée crée un signal électrique ou inversement [20]	24
Figure 16 : Schéma de principe d'un transducteur piézoélectrique [20]	25
Figure 17 : Nomenclature des axes	26
Figure 18 : Disposition de transducteur piézoélectrique pour la mesure d31	28
Figure 19 : Dépôt de charge sur un transducteur piézoélectrique, autre force égale, mais opposée à F	29
Figure 20 : Un transducteur piézoélectrique en circuit ouvert sous une force dans la direction 1 - Une force égale, mais opposée, F, n'est pas représentée.....	30
Figure 21: Une poutre avec un seul actionneur piézoélectrique [20].....	33
Figure 22: Décomposition de la distribution asymétrique des contraintes (a) en deux parties : (b) flexion et (c) composantes longitudinales.	34
Figure 23 : Exemple simple de structure de contrôle actif de vibrations	35
Figure 24 : Mécanisme de base du capteur et de l'actionneur	35
Figure 25 : Réponse temporelle de la poutre.....	37
Figure 26 : Ancien banc d'essai [23]	39
Figure 27 : Banc d'essai modifié	40
Figure 28 : Montage du système asservi	42
Figure 29 : Carte d'acquisition des données	43
Figure 30 : Amplificateur de charge	43
Figure 31:Schéma de l'amplificateur de tension.....	45

Figure 32 : Diagramme du bloc de contrôle PID.....	46
Figure 33: Masse, ressort et amortisseur	47
Figure 34 : Réponse vibratoire libre en millimètres (extrémité libre).....	50
Figure 35: Réponse vibratoire libre en Volts (extrémité fixe).....	50
Figure 36 : Fréquences propres de la poutre sans contrôle.....	51
Figure 37 : Face avant LabView (tableau de bord PID).....	52
Figure 38: Comparatif des cycles vibratoires avec variation de tension	53
Figure 39: Comparatif vibratoire coté fixe de la poutre	55
Figure 40: Comparatif vibratoire coté libre de la poutre	55
Figure 41: Comparatif des analyses fréquentielles	56

LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES

COMSOL	Logiciel de calcul par éléments finis.
MATLAB	Logiciel de Calcul.
PID	Un régulateur permettant d'améliorer les performances d'un asservissement.
UQAR	Université du Québec à Rimouski.
LabView	Logiciel de conception de systèmes de mesure et de contrôle électronique.
PPF	Positive position feedback.
DVF	Direct Velocity Feedback.
IFF	Integral force feedback.
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers.
PB58	Référence d'un amplificateur de puissance de chez APEX.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION GÉNÉRALE

De nos jours, le monde est soumis à une demande immense en énergie et plusieurs nations s'orientent vers les énergies renouvelables. Dans ce contexte, les éoliennes doivent augmenter aussi leur potentiel de production en électricité. Par conséquent, l'industrie éolienne a une tendance à maximiser les dimensions de ses machines tout en réduisant la masse des éléments tournants. Cela a influé négativement sur la rigidité des structures et rend les pales d'éoliennes bien plus susceptibles aux sollicitations aéroélastiques. Celles-ci peuvent les placer dans des conditions de fonctionnement critiques pouvant mener à la rupture et réduire ainsi leur durée de vie qui devrait être supérieure à 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. Le défi est alors de contrôler ou éliminer ces vibrations, par l'ajout de dispositifs actifs ou passifs.

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 [1]. Ces modèles sont en général très complexes, et ne parviennent pas à saisir l'ensemble du phénomène aéroélastique. C'est pourquoi une analyse expérimentale précise pour valider les sollicitations aéroélastiques est nécessaire, surtout dans la construction de structures telles que les éoliennes dont la durée de vie peut aller de 20 à 30 ans et qui auront à endurer des conditions extrêmes.

La littérature est riche en théories décrivant le phénomène de vibration, et nous avons eu l'opportunité de consulter une large base de référence sur les lois de contrôle des vibrations. Des modèles analytiques et numériques qui décrivent des lois de contrôle à l'aide de COMSOL et MATLAB, ont été étudiés pour déterminer les modes de vibration et ensuite contrôler ces derniers.

OBJECTIFS

Ce projet a comme objectif de développer un banc expérimental pour déterminer la faisabilité de l'utilisation des matériaux piézoélectriques dans le contrôle des vibrations des structures flexibles (dans notre cas les pales d'éoliennes). Lors de ce projet nous allons acquérir des données expérimentales permettant de déterminer l'effet sur l'amplitude et la fréquence des vibrations de l'intégration des matériaux piézoélectriques sur une plaque métallique encastrée. Ces données sont ensuite utilisées pour valider les simulations numériques et analytiques. Nous étudions l'effet de la tension d'alimentation et du réglage des paramètres PID sur le système de contrôle des vibrations.

Plusieurs types d'amortisseurs sont utilisés et peuvent être classés selon leur technique d'amortissement : passifs, actifs, et semi-actifs. Nous avons choisi d'utiliser des amortisseurs actifs à base des matériaux piézoélectriques. Ces dispositifs sont des actionneurs qui peuvent, au choix, dissiper de l'énergie, ou donner de l'énergie au système pour contrôler les ondes vibratoires.

Les matériaux piézoélectriques utilisés ont comme avantages de fonctionner suivant deux modes : actionneur et capteur. Notre objectif est d'utiliser ce matériau dans notre banc d'essai pour mesurer les vibrations et ensuite générer des oscillations avec le même dispositif pour amortir les vibrations, en utilisant une loi de contrôle qui joue le rôle d'un pré-actionneur et qui sert à gouverner et contrôler les vibrations.

MÉTHODOLOGIE

Cette étude expérimentale est effectuée sur un banc d'essai réalisé à l'UQAR pour tester le comportement du matériau piézoélectrique et son effet amortisseur sur les structures souples.

Dans ce cadre nous avons entamé une étude bibliographique sur les vibrations pour comprendre et détailler ce phénomène, d'où on a constaté que la vibration d'un point donné en fonction du temps représente la combinaison de plusieurs modes vibratoires.

L'étude bibliographique nous a permis de choisir l'amortissement actif avec système co-localisé [2]. Ici nous découvrons les différentes lois de contrôle qui seront utilisées dans l'algorithme de contrôle et qui vont nous permettre ensuite d'optimiser les mouvements vibratoires.

Le banc d'essai est modélisé numériquement (Labview) et câblé électroniquement, pour avoir les entrées et les sorties du système et permettre à l'algorithme de fonctionner pour collecter les données et ensuite faire les réglages nécessaires pour avoir un amortissement idéal.

STRUCTURE DU MÉMOIRE

Ce mémoire est composé de 6 chapitres, l'introduction générale en est le premier.

Le CHAPITRE 2, dédié à la revue bibliographique, est composé de trois sections. La première section présente le phénomène de vibration. La deuxième porte sur les dispositifs d'amortissements, et la dernière section présente les stratégies de contrôle actif.

Le CHAPITRE 3 traite les matériaux piézoélectriques: la théorie, historique et l'application dans le contrôle de vibration.

Le CHAPITRE 4 traite du développement, de la conception et modifications réalisées sur le banc d'essai. Une attention particulière est portée sur la nouvelle instrumentation permettant d'effectuer le contrôle de l'amortisseur piézoélectrique en expliquant les équipements utilisés, la partie matérielle et logicielle.

Dans le 5e CHAPITRE, nous présentons les résultats et les discutons portant d'une part sur les capacités des matériaux piézoélectriques à contrôler les oscillations de systèmes en porte-à-faux et d'autre part sur la dégradation des amplitudes et des fréquences de vibration

face au réglage des paramètres de l'amortisseur. Ces résultats sont traités et analysés de manière à obtenir des corrélations satisfaisantes reflétant le comportement du système.

La conclusion fait une synthèse des résultats et conclusions du CHAPITRE 5 et ouvre des perspectives sur les suites possibles à donner au projet.

CHAPITRE 2 REVUE DE THEORIE DES VIBRATIONS

2.1 INTRODUCTION

Les vibrations mécaniques indésirables endommagent les équipements mécaniques en marche. Cela pourrait entraîner une fatigue du matériau, une détérioration des performances du système, ainsi qu'une augmentation du niveau de bruit. En particulier, la structure pourrait être endommagée en raison de la vibration de haute amplitude lorsque l'excitation se situe juste autour des fréquences propres de la structure. Plusieurs catastrophes telles que l'effondrement d'un pont, l'accident d'avion ont été attribuées à des problèmes causés par les vibrations. Ainsi, le contrôle des vibrations devient une question urgente pour les ingénieurs en mécanique. Au cours des dernières décennies, ces techniques se sont rapidement développées dans des types de domaines industriels. Ces approches peuvent être généralement classées en trois catalogues, qui sont le contrôle passif, le contrôle actif et le contrôle semi-actif ou semi-passif.

2.2 PHENOMENE DE VIBRATION

2.1.1. Définition

Les vibrations sont des mouvements aléatoires et simultanés, sont sous la forme d'oscillations, se propagent dans un corps, ces mouvements sont causés d'une ou plusieurs sources, ils génèrent des désordres des inconforts et des contraintes énormes, ces effets ont un coût qui peut être considérable dans le cas d'endommagements.

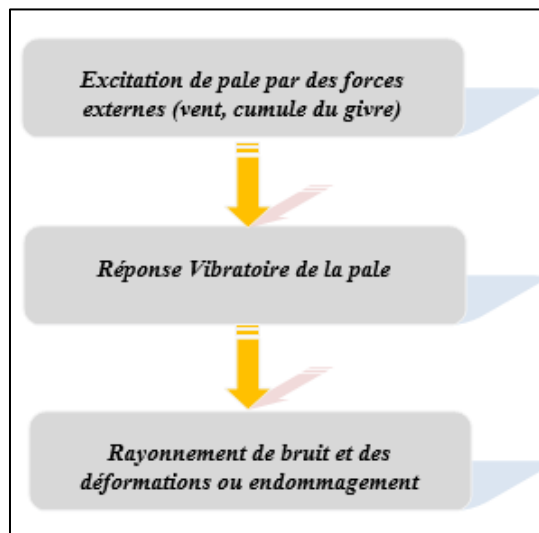


Figure 1: Cycle vibratoire

2.1.2. Mode de vibration

2.1.2.1. Définition :

Un mode de vibration peut être défini comme une façon de vibrer ou un modèle de vibration, lorsqu'il est appliqué à un système ou à une structure qui comporte plusieurs points ayant des amplitudes de déflexion différentes. Un mode de vibration comprend deux éléments distincts : premièrement, une variation temporelle de la vibration et, deuxièmement, une variation spatiale de l'amplitude du mouvement à travers la structure. La variation temporelle définit la fréquence des oscillations ainsi que tout taux de décroissance ou de croissance associé. La variation spatiale définit les différentes amplitudes des vibrations d'un point à l'autre de la structure [3].

Dans un système vibratoire à plusieurs degrés de liberté, le mode normal ou mode propre est la forme spatiale et le mouvement selon lequel le système mécanique peut osciller autour de sa position d'équilibre à cause d'une excitation. Chaque objet ou système a un nombre de modes normaux de vibration qui dépend de la forme du système, sa complexité et ses conditions aux limites, généralement le nombre de modes propres est lié au nombre de degrés de liberté de l'objet.

Lors de l'oscillation d'une poutre encastrée d'un côté et libre de l'autre côté (poutre en porte-à-faux comme à la Figure 2), on distingue deux classes de modes vibratoires : mode propre particulier correspondant à la fréquence f_1 est appelé **Mode fondamental**, toutes les autres fréquences correspondent à un mode propre appelé **Mode harmonique** ($f_2, f_3 \dots$) tel qu'illustré à la Figure 3.



Figure 2 : Poutre encastrée

La superposition des différents modes de vibrations mentionnés dans la Figure 3 nous renseigne sur le mouvement général du système.

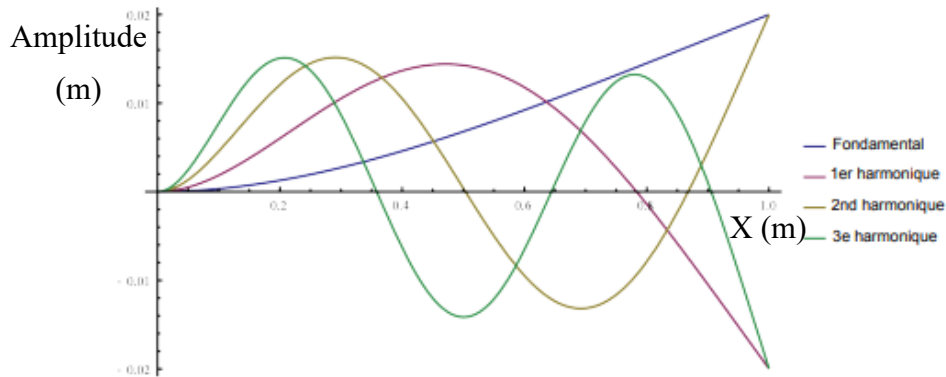


Figure 3 : Premiers modes de vibration d'une poutre encadrée

2.1.2.2. Détermination des modes de vibration :

Dans l'analyse vibratoire, les modes de vibration sont les différents types dans lesquels le système essaie d'osciller naturellement, c'est-à-dire sans aucune force d'excitation. La fréquence d'oscillation est appelée fréquence modale (ou fréquence naturelle) et la forme faite par le système est appelée forme de mode. Maintenant, il peut y avoir différents types dans lesquels un système peut vibrer, mais le système a tendance à suivre certaines formes tout en oscillant en fonction de ses propriétés mécaniques (densité, module d'Young, amortissement, etc.), de la mécanique de gouvernance (équations obtenues après application de l'approche de Newton (équilibre des forces) ou de l'énergie) et des conditions aux limites (la manière dont le système est maintenu aux limites).

D'autre part, dans le contrôle de vibrations, certaines lois de contrôle demandent la détermination des modes de vibration, il s'agit d'un bilan des forces et des moments qui agissent sur une longueur élémentaire dx de la poutre (Figure 4)

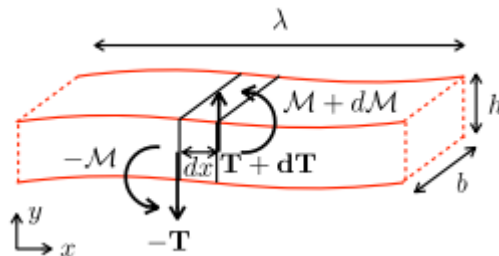


Figure 4 : Bilan des forces et des moments sur une longueur élémentaire dx de la poutre vibrante

En théorie [3-6], nous écrivons l'équilibre des moments autour du centre de masse :

$$-M + M + dM + T \frac{dx}{2} + \frac{(T + dT)dx}{2} = dJ \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \quad (2.1)$$

Où $dJ = (\rho b h^3 dx)/12$ est le moment d'inertie de l'élément dx autour de son centre de masse et θ la pente de la tangente à la poutre.

Pour cela on applique les conditions aux limites pour résoudre le problème et le simplifier, nous obtenons un polynôme de 4^e degré et les combinaisons linéaires peuvent être écrites de la manière suivante :

$$Y(x) = a \sin(kx) + b \cos(kx) + c \sinh(kx) + d \cosh(kx) \quad (2.2)$$

Les constantes a, b, c, d sont à déterminer à partir des conditions aux frontières spécifiques dans le cas d'une poutre encastree à son extrémité. Nous cherchons donc les solutions du système linéaire suivant :

$$\begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ -\sin(kL) & -\cos(kL) & \sinh(kL) & \cosh(kL) \\ -\cos(kL) & \sin(kL) & \cosh(kL) & \sinh(kL) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

On cherche les modes propres de vibration qui sont indépendants de l'amplitude des oscillations, c'est-à-dire des solutions où les constantes a, b, c et d sont proportionnelles à une constante arbitraire. Ceci n'est possible que si le déterminant de la matrice est nul. Passons les calculs, le déterminant vaut $2 \cosh(kL) \cos(kL) + 2$. La pulsation propre k doit donc vérifier :

$$\cosh(kL) \cos(kL) = -1 \quad (2.4)$$

Une manière simple de visualiser les solutions consiste à tracer $\cos(x)$ et $-1/\cosh(x)$ et de regarder quand les deux courbes s'intersectent (Figure 5).

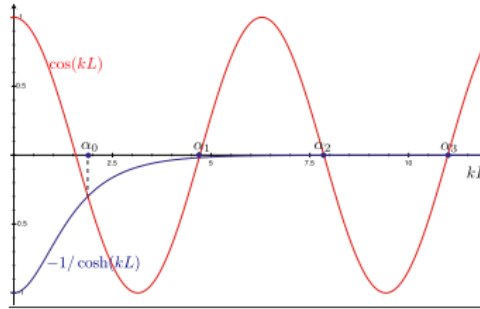


Figure 5 : Détermination graphique des solutions de $\cosh(kL) \cos(kL) = -1$.

Le mode fondamental correspond à $k_0L = 1.875$, le 1er harmonique à $k_1L = 4.695$.

Nous pouvons en déduire l'expression des fréquences propres de vibrations :

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho h b}} k_i^2 \quad (2.5)$$

Avec :

- E : Module d'Young
- I : Moment quadratique = $h \cdot b^3 / 12$ (h=Largeur, b=épaisseur)
- ρ : Masse volumique
- k_i : Un coefficient relatif à chacun des modes calculés (exemple $k_0L = 1.875$)

2.1.3. Théorie aéroélastique

Dans cette partie nous allons expliquer le phénomène aéroélastique puisque c'est la source majeure des oscillations des pales d'éoliennes [1].

2.1.3.1. Définition :

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 [1, 7].

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 [7, 8].

2.1.3.2. 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.

2.1.3.3. 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.

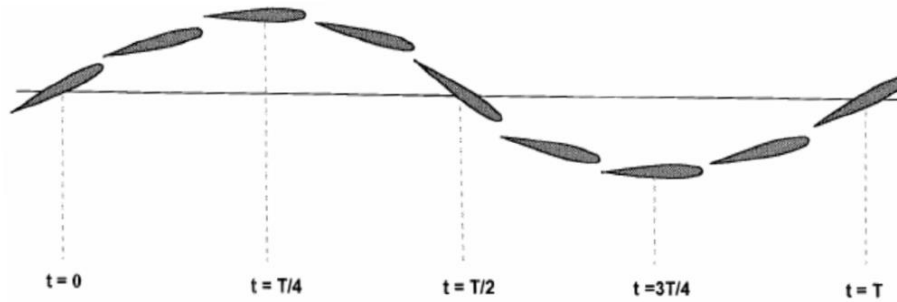


Figure 6 : Flottement d'une pale [7]

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.

2.3 LES DISPOSITIFS DE CONTROLE DE VIBRATION

Les traitements d'amortissement passifs, actifs et/ou hybrides sont reconnus comme des moyens essentiels pour atténuer les amplitudes excessives des oscillations, supprimer les résonances indésirables et éviter la défaillance prématurée par fatigue des structures et des composants structurels critiques. L'utilisation d'une forme ou d'une autre de traitement d'amortissement dans la plupart des structures nouvellement conçues devient très courante afin de répondre aux besoins pressants de structures grandes et légères. Avec ces traitements d'amortissement, les contraintes strictes imposées aux structures actuelles peuvent être satisfaites pour assurer leur fonctionnement efficace en tant que plateformes silencieuses et stables pour la fabrication, la communication, l'observation et le transport [9].

Diverses approches de contrôle de l'amortissement passif, actif et hybride ont été envisagées au fil des ans, utilisant une variété de conceptions structurelles, de matériaux d'amortissement, de lois de contrôle actif, d'actionneurs et de capteurs. Les méthodes d'amortissement passif, actif et hybride se distinguent parmi ces approches. Il est important de noter ici que l'amortissement passif peut être très efficace pour amortir les excitations à haute

fréquence, tandis que l'amortissement actif peut être utilisé pour contrôler les vibrations à basse fréquence, comme le montre Figure 7. Pour un contrôle efficace sur une large fréquence, bande, les méthodes d'amortissement hybrides sont essentielles.

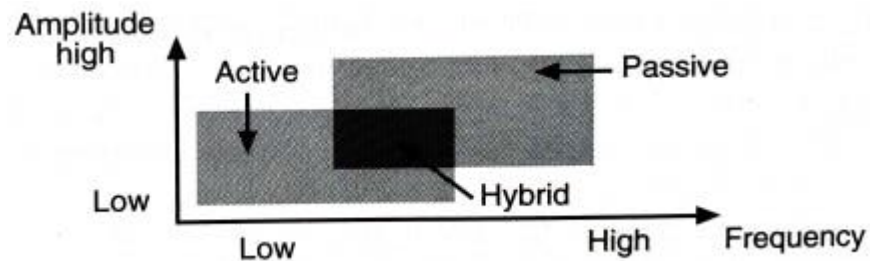


Figure 7 : Plage de fonctionnement de diverses méthodes d'amortissement [9]

2.2.1. Amortisseur passif

L'amortissement passif a été utilisé avec succès, depuis de nombreuses années, pour amortir les vibrations d'une grande variété de structures allant de simples poutres à des structures spatiales complexes. La caractéristique essentielle du contrôle passif est qu'il ne nécessite aucun apport d'énergie externe. Les principaux avantages de ce type de contrôle sont alors sa simplicité de mise en œuvre et son faible coût. Cette catégorie inclut des dispositifs tels que les amortisseurs visqueux, les absorbeurs dynamiques, ou encore des traitements de surface amortissant [9].

2.2.2. Amortisseur semi-actif

Les méthodes semi-actives se révèlent être un compromis entre les méthodes purement passives et actives. Le principe de ces méthodes est de faire varier, à l'aide d'un réseau de capteurs et d'actionneurs, les propriétés dynamiques (masse, raideur ou amortissement) d'un dispositif attaché à une structure vibrante.

Une notion fondamentale du contrôle semi-actif est donc qu'il lui est impossible d'injecter de l'énergie dans le système et qu'il est alors dissipatif et stable. Les amortisseurs semi-actifs sont uniquement capables de dissiper l'énergie du système, ce qui élimine le problème d'instabilité [7].

2.2.3. Amortisseur actif

Contrairement au contrôle passif, 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 dans notre cas au lieu d'utiliser deux systèmes, un pour capter la vibration et le deuxième pour contrôler les vibrations, les matériaux piézoélectriques est un exemple des matériaux à utiliser pour le contrôle actif.

Un amortisseur passif est fondamentalement conçu pour réduire seulement un mode de vibration particulier de la structure. En revanche, un amortisseur actif peut amortir une bande large de fréquences. D'où, l'étude du contrôle actif des structures est une extension logique de technologie du contrôle passif. Un système de contrôle est actif si un ou plusieurs actionneurs appliquent des forces sur une structure selon une loi de contrôle en utilisant pour leur fonctionnement une source d'énergie externe.

2.4 STRATEGIE DE CONTROLE ACTIF

Les méthodes passives sont souvent inadéquates pour contrôler les vibrations des structures, et par conséquent, nous cherchons des méthodes actives pour supprimer les vibrations afin d'améliorer les performances des systèmes concernés. Jusqu'à présent, de nombreuses recherches ont été menées sur l'utilisation de capteurs et d'actionneurs pour obtenir un contrôle actif, et les structures intelligentes ont récemment fait surface en tant que systèmes équipés de capteurs, d'actionneurs et d'un microprocesseur, qui fonctionnent selon un algorithme de contrôle (Figure 8). Les structures intelligentes utilisent un contrôle actif qui stocke les perturbations externes et peuvent améliorer les performances du système sans nécessairement en augmenter le poids. L'avantage de l'utilisation d'une structure intelligente est qu'elle peut réagir face aux changements de l'environnement en détectant les perturbations externes [10, 11].

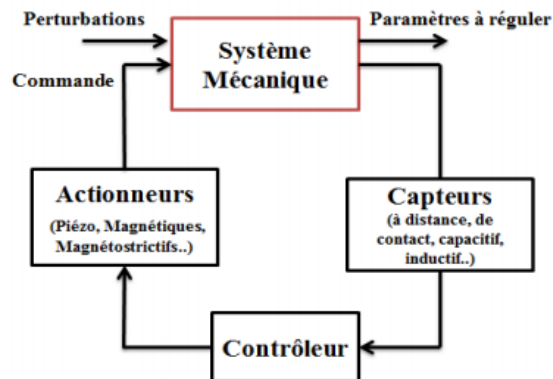


Figure 8 : Diagramme de Contrôle actif [11]

Plusieurs méthodes de contrôle actif moderne des vibrations sont disponibles, elles peuvent être classées selon le type de la correction apportée au système en deux grandes familles [12] :

- Contrôle par anticipation (feedforward control).
- Contrôle par réaction (feedback control).

La première consiste à identifier la perturbation qui crée les vibrations pour l'annuler en lui superposant une excitation « inverse ». Cette stratégie de contrôle actif est appelée contrôle par anticipation (feedforward). La deuxième consiste à identifier la réponse de la structure plutôt que l'excitation qui la fait vibrer. Elle nécessite la modélisation du comportement dynamique de la structure. Le travail de contrôle des vibrations qui porte sur ce type de stratégie est appelé contrôle par boucle de réaction (feedback).

2.3.1. Contrôle par anticipation (feedforward control)

Il s'agit d'identifier la source des mouvements vibratoires et d'y superposer une excitation inverse afin de l'annuler. Ce contrôle est souvent utilisé pour les systèmes à perturbation prévisible et cela notamment courant dans deux types de systèmes [11, 12]:

- Quand la perturbation est harmonique, le cas d'un bruit ou vibration d'une machine tournante.
- Quand la perturbation se propage de telle façon qu'elle est en tout point du système fonction de sa valeur en amont.

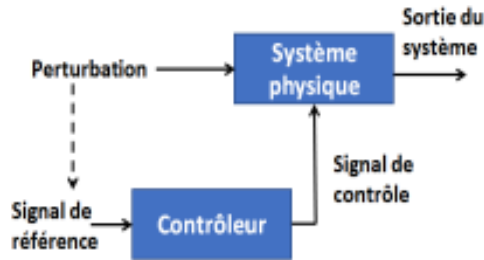


Figure 9: Contrôle par boucle d'anticipation

2.3.2. Contrôle par rétroaction (feedback control)

2.3.2.1. Principe

Le contrôleur par rétroaction (Figure 10) reçoit seulement les informations délivrées par les capteurs placés sur la structure (signal d'erreur). Cette mise en place est généralement faite dans une étape à part entière, pour l'optimisation de l'observation des données et du phénomène à contrôler. Il faut aussi modéliser le comportement dynamique du système et choisir une loi de commande pour mettre au point un correcteur. Tout cela permettra alors de générer une force de contrôle qui sera appliquée par des actionneurs sur la structure, visant à contrôler les vibrations [11, 12].

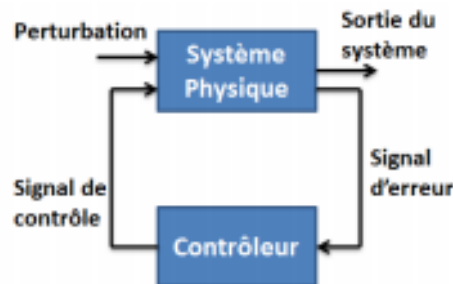


Figure 10 : Contrôle par boucle de rétroaction

2.3.2.2. Différentes lois de contrôle actives par rétroaction ou feedback

Le contrôle de vibration par feedback est la méthode la plus adéquate, car ça permet au mécanisme de contrôle de réagir et stabiliser le système en se basent sur un signal d'erreur réel mesuré dans un point précis du système, d'habitude le contrôle par feedback est utilisé lorsque l'actionneur et le capteur sont mis dans la même position.

Les contrôleurs sont caractérisés par le nombre d'entrées et sorties : un contrôleur SISO (single-input and single-output) est un contrôleur à entrée/ sortie unique, un contrôleur MIMO (multi-input and multi-output) est un contrôleur à entrées/sorties multiples.

Les contrôleurs principaux par rétroaction sont: la rétroaction de vitesse directe (DVF), rétroaction de position positive (PPF), rétroaction de force intégrale (IFF), Gaussien linéaire quadratique (LQG), Contrôleur dérivé intégral proportionnel (PID), la rétroaction de l'accélération et le contrôleur H_2 , etc. [2].

Dans la partie suivante, nous allons nous intéresser aux trois premiers contrôleurs (PPF, DVF, IFF) :

a) La rétroaction de position positive : (Positive position feedback PPF)

L'approche du retour de position positif (PPF) est plus attrayante, car elle rend le système en boucle fermée résistant à l'effet de débordement.

En outre, cette technique est simple à concevoir et à mettre en œuvre puisqu'elle génère des forces de contrôle en manipulant uniquement les signaux de position généralisés de la structure. En utilisant un filtre de second ordre dans la voie de rétroaction avec un rapport d'amortissement approprié et une valeur de gain positif inférieure à 1, le PPF peut supprimer efficacement un mode de vibration spécifique et maintenir le système en boucle fermée stable (Fanson et Caughey, 1990) [13]. En outre, en association avec le contrôle PID la méthode PPF a été appliquée efficacement pour supprimer les vibrations multimodes. Pour obtenir des performances stables et amorties en renvoyant positivement les signaux de position d'une manière similaire à la méthode PPF proposée par Goh et Caughey, Poh et Baz (1990) ont remplacé le filtre du second ordre par un filtre du premier ordre pour fournir une action d'amortissement aux modes non amortis, et ils ont également obtenu l'effet PPF [14].

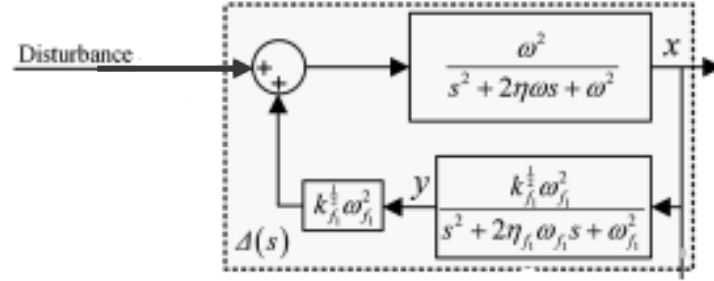


Figure 11: Diagramme bloc PPF positive position feedback

Dans la Figure 11: Diagramme bloc PPF positive position feedback, K_{f1} est la constante positive; les coordonnées x et y concernent respectivement la structure et le filtre PPF; les fréquences ω , ω_{f1} sont respectivement pour la structure et le filtre PPF; et η et η_{f1} correspondent aux rapports d'amortissement structurel et de filtre PPF.

Sur la base des résultats obtenus par Goh, Poh et leurs collaborateurs, Mahmoodi et Ahmadian (2009) [14] ont proposé une stratégie PPF (MPPF) modifiée en combinant en parallèle un filtre du second ordre et un filtre du premier ordre.

En 2018, Wu et Zhang [15] ont développé un compensateur qui s'ajoute à la stratégie PPF pour devenir CPPF (compensated positive position feedback). Comme indiqué, le contrôleur CPPF intègre un filtre PPF traditionnel avec un compensateur de second ordre. Le compensateur est renvoyé négativement à la structure et le but est de produire un « signal négatif » de telle sorte qu'il annule le « signal positif » du filtre PPF en dessous de la fréquence cible. Par ce moyen, le régulateur CPPF peut être formulé de telle manière qu'il n'exerce que peu d'influence sur les modes non contrôlés et n'entraîne aucune erreur en régime permanent pour le système contrôlé. Lorsqu'un contrôleur CPPF SISO est appliqué à un système SISO, le système scalaire se compose de trois équations, la première équation décrivant la structure, la deuxième le filtre PPF et la troisième le compensateur introduit :

$$\ddot{x} + 2\eta\omega\dot{x} + x\omega^2 = \omega^2 \left(k_{f1}^{\frac{1}{2}}\omega_{f1}^2 y - k_{f2}^{\frac{1}{2}}\omega_{f2}^2 z \right) \quad (2.6)$$

$$\ddot{y} + 2\eta_{f1}\omega_{f1}\dot{y} + y\omega_{f1}^2 = k_{f1}^{\frac{1}{2}}\omega_{f1}^2 x \quad (2.7)$$

$$\ddot{z} + 2\omega_{f2}\dot{z} + z\omega_{f2}^2 = k_{f2}^{\frac{1}{2}}\omega_{f2}^2 x \quad (2.8)$$

Le concept de base de cette méthodologie de contrôle est présenté dans le schéma de la Figure 12 :

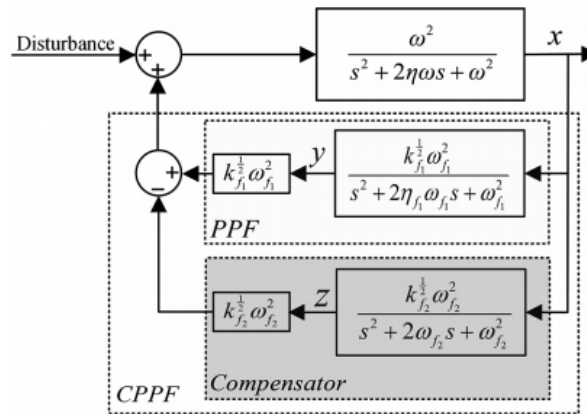


Figure 12 : Diagramme du bloc CPPF SISO [15]

b) La rétroaction de vitesse directe : (Direct Velocity Feedback DVF)

La construction et l'exploitation des structures spatiales larges (LSS) posent des problèmes de contrôle actifs nouveaux et difficiles. Ces structures sont flexibles en raison de leur grande taille, de leur faible rigidité et du faible amortissement naturel disponible dans les matériaux de construction légers. Par conséquent, la suppression active des vibrations devient essentielle à la construction et au fonctionnement de ces LSS. Dans cette note, une méthode est présentée pour la suppression active des vibrations appelée rétroaction directe de la vitesse (Direct Velocity Feedback, DVF), car les signaux de sortie des capteurs de vitesse sont multipliés électroniquement par les gains et ces signaux sont directement renvoyés aux actionneurs à force colocalisée. Contrairement aux systèmes de contrôle LSS précédents, où un faible nombre de modes de vibration critiques sont contrôlés et les débordements dans les modes résiduels peuvent déstabiliser certains de ces modes (sauf si une compensation appropriée est utilisée), la méthode DVF garantit que tous les modes de vibration restent stables lorsque la commande active est en fonctionnement. De plus, le DVF est extrêmement simple par rapport à d'autres approches [16].

Le DVF produit un amortissement « Skyhook » en utilisant une réponse structurelle à la vitesse. Par conséquent, il peut contrôler les réponses multimodes. Cependant, un contrôleur

DVF avec un actionneur à paire de moments souffre du problème d'instabilité provoqué par un déphasage dû parfois à la non-collocation entre l'actionneur et le capteur.

Le problème DVF est défini par les équations de base suivantes [2, 17] :

$$\begin{array}{ll}
 M\ddot{x} + kx = bu & \text{Équation de structure} \\
 y = b^T \dot{x} & \text{Équation de la sortie (capteur de vitesse)} \\
 u = -vy & \text{Équation du contrôle}
 \end{array}$$

Où M et K sont des matrices définies positives et réelles $n \times n$, b est un vecteur réel à n dimensions, $v \in \mathbb{R}$ (habituellement $v > 0$) et u est une fonction d'entrée.

Étant donné le problème DVF, on peut facilement obtenir l'équation en boucle fermée suivante :

$$M\ddot{x} + vbb^T \dot{x} + kx = 0$$

Le problème DVF consiste à trouver un coefficient d'amortissement v pour lequel les pics de résonance sont minimisés; en d'autres termes, le problème est de minimiser les pics de résonance en dissipant l'énergie vibratoire de manière optimale.

c) **Rétroaction de force intégrale (IFF) :**

Dans la référence [18], la rétroaction de force intégrale (IFF) est décrite pour le contrôle des vibrations. Cette technique utilise un capteur de force et un contrôleur intégré pour augmenter directement l'amortissement d'un système mécanique. Les principaux avantages de l'IFF sont la simplicité du contrôleur, la stabilité garantie, d'excellentes performances et la robustesse à la variation de la fréquence de résonance.

Cependant, l'amortissement maximum réalisable avec IFF est fonction des propriétés du système, en particulier de la rigidité du système par rapport à la rigidité de l'actionneur. Cela signifie que certains systèmes peuvent être amortis de manière critique en utilisant IFF tandis que d'autres systèmes présentent un amortissement insuffisant.

La commande intégrale de retour de force a été largement utilisée pour augmenter l'amortissement des structures flexibles. La loi de rétroaction est simple à mettre en œuvre et, dans des circonstances courantes, offre d'excellentes performances d'amortissement avec une stabilité garantie. La Figure 13 illustre une structure G équipée d'un actionneur piézoélectrique

qui produit une force F_a avec une rigidité interne K_a . Un capteur de force est colocalisé avec l'actionneur piézoélectrique et mesure la force axiale F_s agissant sur le système G . La variable d représente le déplacement mécanique :

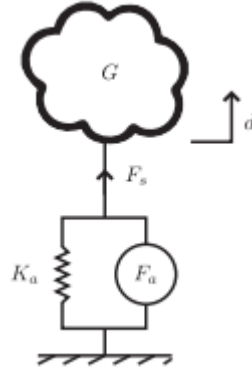


Figure 13 : Structure G avec un transducteur piézoélectrique [18]

Le contrôleur de rétroaction de force intégrale a une représentation sous forme de diagramme illustré sur la Figure 14 la fonction de transfert entre l'expansion piézoélectrique non contrainte δ à la force du capteur F_s est adaptée de [19].

$$G_{F_s \delta}(s) = \frac{F_s}{\delta} = K_a \left\{ 1 - \sum_{i=1}^n \frac{v_i}{1 + s^2/w_i^2} \right\} \quad (2.9)$$

Où W_i est la fréquence naturelle du système et v_i est la fraction d'énergie de déformation modale pour un i mode. Les zéros modaux z_i sont donnés comme :

$$z_i^2 = w_i^2(1 - v_i) \quad (2.10)$$

Le contrôleur de retour de force intégré est :

$$C_{d1}(s) = \frac{K_{d1}}{K_a s} \quad (2.11)$$

où K_{d1} est le gain du contrôleur : $K_{d1} = w_i \sqrt{\frac{W_i}{Z_i}}$

L'amortissement modal maximal est : $\xi_i^{max} = \frac{W_i - Z_i}{2W_i}$

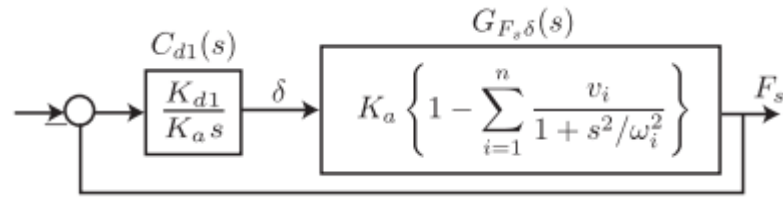


Figure 14 : Représentation sous forme de diagramme de rétroaction de force intégrale classique [19]

2.3.3. Comparatif Feedback Versus Feedforward

En se basant sur la référence [2], nous avons élaboré le Tableau 1 montrant les avantages et les inconvénients de chaque stratégie de contrôle, où le choix du type d'amortisseur est lié directement à la fréquence d'échantillonnage w_s et à la bande passante w_c :

Tableau 1: Comparaison entre les stratégies feedback et feedforward

Type de contrôle	Avantages	Inconvénients
Rétroaction (Feedback)		
Amortissement actif	aucun modèle nécessaire	efficace seulement alentour des résonances
	stabilité garantie en cas de colocalisation	
Basé sur un modèle(LQG,H ∞ ...)	méthode globale	bande passante limitée ($w_c \ll w_s$)
	atténue toutes les perturbations dans w_c	les perturbations en dehors de w_c sont amplifiées
		phénomène de débordement (spillover)
Anticipation (Feedforward)		
Filtrage adaptatif de référence (x-filtered LMS)	aucun modèle nécessaire	référence nécessaire
	bande passante plus large ($w_c \approx w_s / 10$)	méthode locale (la réponse peut être amplifiée dans une partie du système)
	fonctionne mieux pour les perturbations à bande étroite	grande quantité de calculs en temps réel

CHAPITRE 3

MATÉRIAUX PIÉZOÉLECTRIQUES

Plus généralement, l'effet piézoélectrique permet de convertir l'énergie électromécanique, c'est un phénomène physique utilisé dans de nombreux domaines. À titre d'exemple, le briquet électronique ou l'allume-gaz sont des systèmes qui transforment une pression en une décharge électrique. À l'inverse, l'injecteur électronique des voitures transforme une commande électrique en déplacement mécanique.

Dans ce chapitre nous allons expliquer l'exploitation de la piézo-électricité dans le contrôle actif des vibrations. Une première partie pour présenter l'effet piézoélectrique et les paramètres caractéristiques de la conversion et une deuxième partie pour les transducteurs piézoélectriques utilisés pour la surveillance vibratoire.

3.1 EFFET PIEZOELECTRIQUE

3.1.1. Généralités

Une céramique piézoélectrique est une masse de cristaux de pérovskite. Chaque cristal est composé d'un petit ion métallique tétravalent placé à l'intérieur d'un réseau d'ions métalliques divalents plus gros et d'O₂ (oxygène). L'effet piézoélectrique a été découvert en 1880 [20].

En 1880, Pierre et Jacques Curie ont découvert l'effet piézoélectrique[2, 21], il se traduit dans un matériau intelligent caractérisé par une sensibilité importante qui est adaptatif et évolutif. Il possède un avantage qui lui permet de fonctionner avec deux modes : comme un capteur pour détecter les signaux, comme un actionneur pour effectuer une action ou un déplacement sur son environnement. Parfois ce matériau intelligent est utilisé comme un processeur (traiter, comparer, stocker des informations) de plus il est capable de modifier volontairement ses propriétés physiques (exemple : position, forme, sa viscoélasticité) en réponse à des excitations spontanées ou provoquées de l'extérieur ou de l'intérieur du matériau.

Les transducteurs piézoélectriques ont été largement utilisés dans les applications de contrôle des vibrations structurelles en raison de leurs excellentes capacités d'actionnement et de détection.

Dans cette étude nous allons utiliser ce matériau dans deux modes :

- **Capteur ou Effet piézoélectrique direct** : qui sert à transformer l'énergie mécanique en électrique, pour mesurer les vibrations. (Figure 15 (b) et (c)).
- **Actionneur l'effet piézoélectrique inverse** : sert à transformer l'énergie électrique en énergie mécanique nommée effet piézoélectrique inverse (Figure 15 (e) et (d)).

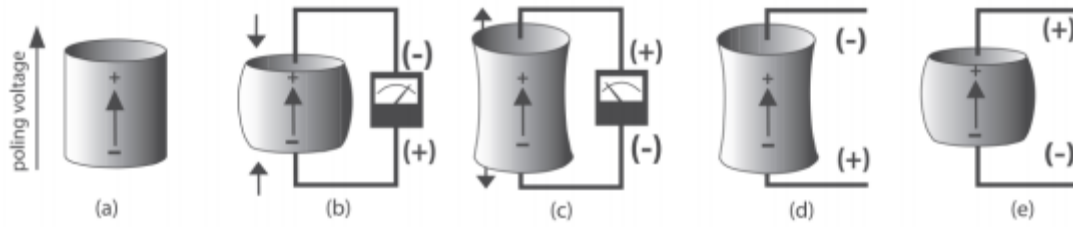


Figure 15: Illustration du comportement d'une pastille piézoélectrique: la contrainte appliquée crée un signal électrique ou inversement [20]

3.1.2. Mise en équations

Dans cette section, nous introduisons les équations qui décrivent les propriétés électromécaniques des matériaux piézoélectriques. La présentation est basée sur la norme IEEE pour la piézoélectricité qui est largement acceptée comme étant une bonne représentation des propriétés des matériaux piézoélectriques. La norme IEEE suppose que les matériaux piézoélectriques sont linéaires. Il s'avère qu'à de faibles champs électriques et à de faibles niveaux de contraintes mécaniques, les matériaux piézoélectriques ont un profil linéaire.

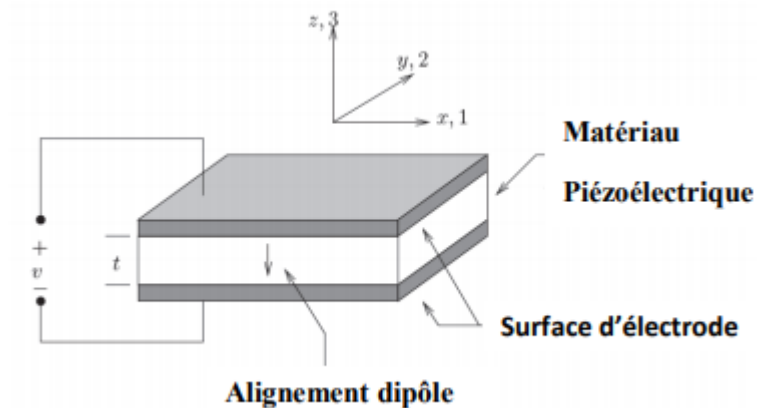


Figure 16 : Schéma de principe d'un transducteur piézoélectrique [20]

Les équations piézoélectriques sont basées sur l'hypothèse que la déformation totale dans le transducteur est la somme de la contrainte mécanique d'une part et l'actionnement provoqué par la tension électrique appliquée d'autre part. Dans la Figure 16, 1 fait référence à l'axe x, 2 correspond à l'axe y et 3 correspond à l'axe z. L'axe 3 est affecté à la direction de la polarisation initiale de la piézocéramique, et les axes 1 et 2 se trouvent dans le plan perpendiculaire à l'axe 3. Ceci est démontré plus clairement sur la Figure 17. La description des équations électromécaniques pour un matériau piézoélectrique linéaire peut être écrite comme [20, 21] :

$$\varepsilon_i = S_{ij}^E \sigma_j + d_{mi} E_m \quad (3.1)$$

$$D_m = d_{mi} \sigma_i + \xi_{ik}^\sigma E_k \quad (3.2)$$

Où les indices $i, j = 1, 2, \dots, 6$ et $m, k = 1, 2, 3$ font référence à différentes directions au sein du système de coordonnées du matériau, comme le montre la Figure 17. Les équations ci-dessus peuvent être réécrites sous la forme suivante, qui est souvent utilisée pour les applications impliquant la détection : [20, 21]

$$\varepsilon_i = S_{ij}^D \sigma_j + g_{mi} D_m \quad (3.3)$$

$$E_i = g_{mi} \sigma_i + \beta_{ik}^\sigma D_k \quad (3.4)$$

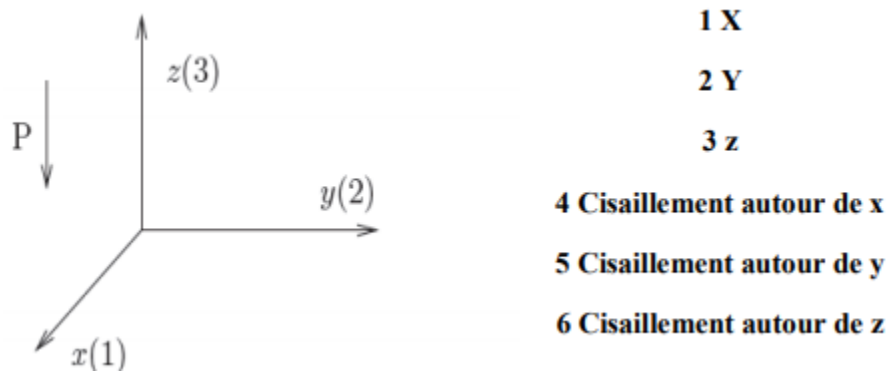


Figure 17 : Nomenclature des axes

Où :

- σ ... Vecteur de contrainte (N / m²)
- ε ... Vecteur de déformation (m / m)
- E ... Vecteur de champ électrique appliqué (V / m)
- ξ ... Permissivité (F / m)
- d ... Matrice de constantes de déformation piézoélectriques (m / V)
- S ... Matrice des coefficients de conformité (m² / N)
- D ... Vecteur de déplacement électrique (C / m²)
- g ... Matrice de constantes piézoélectriques (m² / C)
- β ... Composante d'imperméabilité (m / F)

D , E et σ représentent des mesures prises à déplacement électrique constant, champ électrique constant et contrainte constante. Les équations (3.1) et (3.3) expriment l'effet piézoélectrique inverse (lorsque le dispositif est utilisé comme actionneur). Les équations (3.2) et (3.4), expriment l'effet piézoélectrique direct (qui traite le cas où le transducteur est utilisé comme un capteur). L'effet inverse est souvent utilisé pour déterminer les coefficients piézoélectriques.

L'écriture matricielle des équations (3.1) et (3.2) devient :

$$\text{Actionnement: } \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{51} & S_{52} & S_{53} & S_{54} & S_{55} & S_{56} \\ S_{61} & S_{62} & S_{63} & S_{64} & S_{65} & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{11} & d_{21} & d_{31} \\ d_{12} & d_{22} & d_{32} \\ d_{13} & d_{23} & d_{33} \\ d_{14} & d_{24} & d_{34} \\ d_{15} & d_{25} & d_{35} \\ d_{16} & d_{26} & d_{36} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$\mathbf{D\acute{e}tection:} \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{21} & d_{31} & d_{41} & d_{51} & d_{61} \\ d_{12} & d_{22} & d_{32} & d_{42} & d_{52} & d_{62} \\ d_{13} & d_{23} & d_{33} & d_{43} & d_{53} & d_{63} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_{11}^\sigma & e_{12}^\sigma & e_{13}^\sigma \\ e_{21}^\sigma & e_{22}^\sigma & e_{11}^\sigma \\ e_{31}^\sigma & e_{32}^\sigma & e_{33}^\sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

En supposant que le dispositif est polaris e le long de l'axe 3 et en considérant le matériel piézoélectrique comme un matériel isotrope transversalement, ce qui est vrai pour la céramique piézoélectrique, de nombreux paramètres dans les matrices ci-dessus seront soit nuls, soit exprim es en termes d'autres paramètres. En particulier, les coefficients de conformité non nuls sont [20] :

$$S_{11} = S_{22}$$

$$S_{13} = S_{31} = S_{23} = S_{32}$$

$$S_{12} = S_{21}$$

$$S_{44} = S_{55}$$

$$S_{66} = 2(S_{11} - S_{12})$$

Les constantes de déformation piézoélectrique non nulles sont :

$$d_{31} = d_{32} \text{ et } d_{15} = d_{24}$$

Enfin, les coefficients diélectriques non nuls sont $e_{11}^\sigma = e_{22}^\sigma$ et e_{33}^σ . Par la suite, les équations (3.5) et (3.6) sont simplifi es pour devenir :

$$\mathbf{Actionnement:} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(S_{11} - S_{12}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$\text{Détection: } \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{13} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_{11}^\sigma & 0 & 0 \\ 0 & e_{11}^\sigma & 0 \\ 0 & 0 & e_{33}^\sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

La constante de déformation piézoélectrique d est définie comme le rapport de la déformation libre développée au champ électrique appliqué. L'indice d_{ij} implique que le champ électrique est appliqué ou que la charge est collectée dans la direction i pour un déplacement ou une force dans la direction j . La signification physique de celles-ci, ainsi que d'autres constantes piézoélectriques, sera expliquée dans la section suivante.

3.1.3. Coefficients piézoélectriques

Dans [20] les coefficients piézoélectriques déjà introduits dans la section précédente d_{ij} , g_{ij} , S_{ij} et e_{ij} sont expliqués de la manière suivante :

➤ **Constante d_{ij} :**

d_{ij} est un coefficient piézoélectrique qui représente le rapport de la déformation dans l'axe j au champ électrique appliqué le long de l'axe i , lorsque toutes les contraintes externes sont maintenues constantes. Dans la Figure 18, V est une tension appliquée à un transducteur piézoélectrique qui est polarisé dans la direction 3. Cette tension génère le champ électrique qui déforme le transducteur :

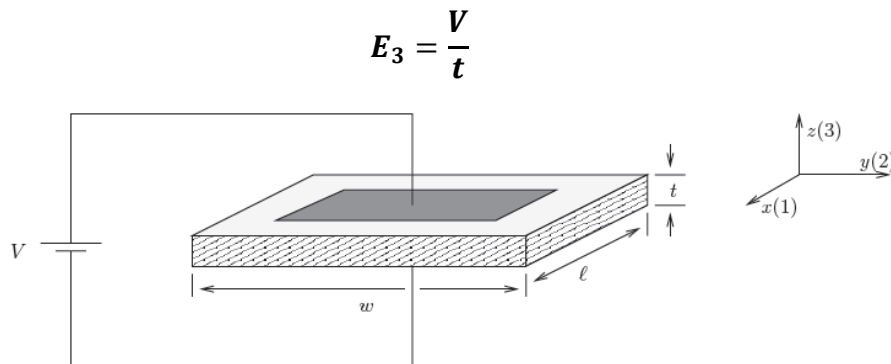


Figure 18 : Disposition de transducteur piézoélectrique pour la mesure d_{31}

En particulier :

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l}{l}$$

$$\text{Avec : } \Delta l = \frac{d_{31} V l}{t}$$

La constante piézoélectrique d_{31} est généralement un nombre négatif. Cela est dû au fait que l'application d'un champ électrique positif générera une contrainte positive dans la direction 3. Une autre interprétation de d_{ij} est le rapport de la charge de court-circuit par unité de surface circulant entre les électrodes connectées perpendiculairement à la direction j à la contrainte appliquée dans la direction i . Comme le montre la Figure 19, une fois qu'une force F est appliquée au transducteur, dans la direction 3, il génère la contrainte qui se traduit par la charge électrique traversant le court-circuit.

$$\sigma_3 = \frac{F}{lw}$$

Où :

$$q = d_{33} F$$

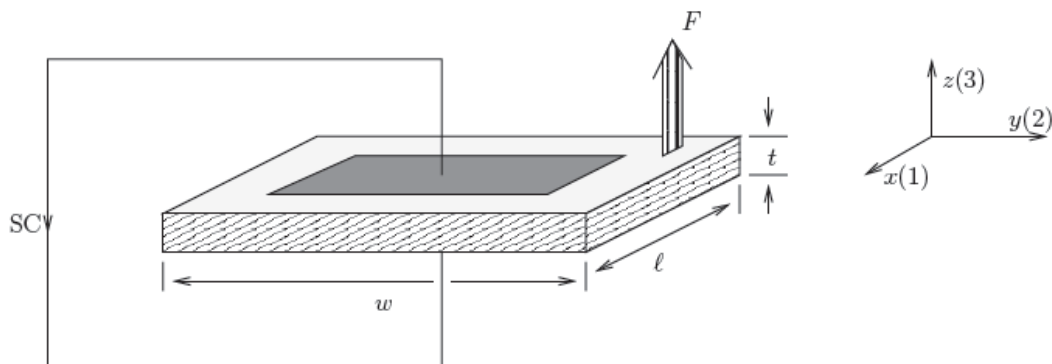


Figure 19 : Dépôt de charge sur un transducteur piézoélectrique, autre force égale, mais opposée à F

➤ **Constante g_{ij} :**

La constante piézoélectrique g_{ij} signifie le champ électrique développé le long de l'axe i lorsque le matériau est contraint le long de l'axe j .

Par conséquent, sur la Figure 20, la force appliquée F entraîne la tension V :

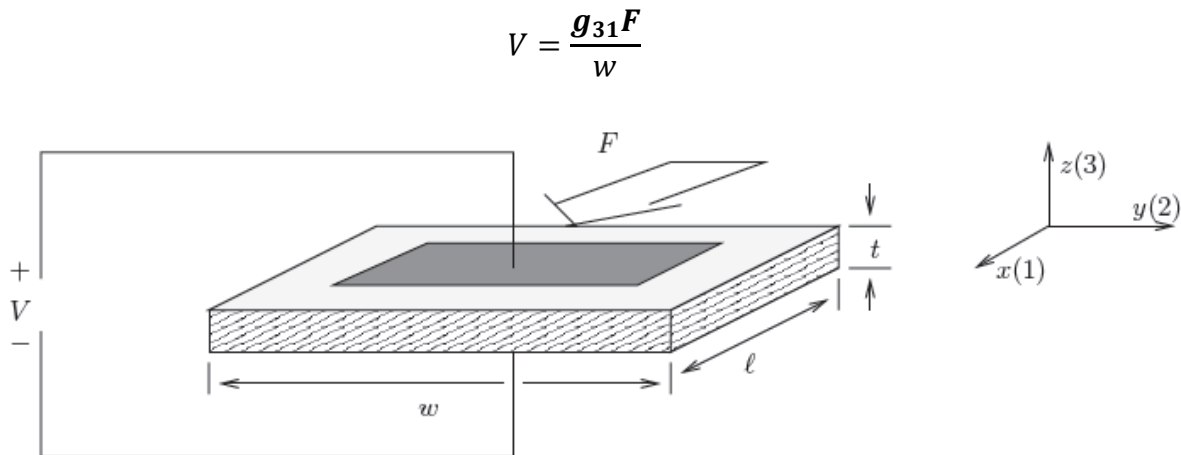


Figure 20 : Un transducteur piézoélectrique en circuit ouvert sous une force dans la direction 1 - Une force égale, mais opposée, F , n'est pas représentée

➤ **Constante S_{ij} :**

La constante de souplesse élastique S_{ij} est le rapport de la déformation dans la direction i à la contrainte dans la direction j , étant donné qu'il n'y a pas de changement de contrainte le long des deux autres directions. Les déformations et contraintes directes sont désignées par les indices 1 à 3. Les déformations et contraintes de cisaillement sont désignées par les indices 4 à 6. Par la suite, S_{12} signifie la déformation directe dans l'axe 1 lorsque le dispositif est soumis à des contraintes le long de l'axe 2 et les contraintes le long des directions 1 et 3 sont inchangées. De même, S_{44} fait référence à la déformation de cisaillement autour de l'axe 2 en raison de la contrainte de cisaillement autour du même axe.

L'indice « E » est utilisé pour indiquer que la conformité élastique S_{ij}^E est mesurée avec les électrodes court-circuitées. De même, le « D » en exposant en S_{ij}^D indique que les mesures ont été prises lorsque les électrodes ont été laissées en circuit ouvert. Une contrainte mécanique entraîne une réponse électrique qui peut augmenter la contrainte résultante. Par conséquent, il est naturel de s'attendre à ce que S_{ij}^E soit plus petit que S_{ij}^D . C'est-à-dire qu'un même PZT court-circuité a un module d'élasticité de Young plus petit, que lorsqu'il est en circuit ouvert.

➤ **Constante e_{ij} :**

Le coefficient diélectrique e_{ij} détermine la charge par unité de surface dans l'axe i en raison d'un champ électrique appliqué dans l'axe j . Dans la plupart des matériaux piézoélectriques, un champ appliqué le long de l'axe j provoque un déplacement électrique uniquement dans cette direction. La constante diélectrique relative, définie comme le rapport de la perméabilité absolue du matériau par la permittivité de l'espace libre, est notée K . L'exposant σ dans e_{11}^σ fait référence à la permittivité pour un champ appliqué dans la direction 1, lorsque le matériau n'est pas retenu.

3.2 TRANSDUCTEURS PIEZOELECTRIQUES

3.2.1. Capteur piézoélectrique

Le transducteur piézoélectrique génère une tension lorsqu'il est sollicité mécaniquement. Ce phénomène représente l'effet piézoélectrique direct (3.1.1). Cette propriété permet aux transducteurs piézoélectriques de fonctionner comme détecteur. Les capteurs piézoélectriques sont donc tout à fait adaptés aux applications impliquant la mesure de faibles niveaux de déformation, comparés aux jauges de contrainte nos capteurs offrent une meilleure précision. Ils sont compacts, faciles à intégrer et nécessitent des circuits de conditionnement de signal modérés. Si un capteur PZT est soumis à un champ de contraintes, en supposant que le champ électrique appliqué est nul, le vecteur de déplacement électrique résultant est :

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{13} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

La charge générée peut être déterminée à partir de :

$$q = \iint [D_1 | D_2 | D_3] \begin{bmatrix} dA1 \\ dA2 \\ dA3 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

où dA_1 , dA_2 et dA_3 sont, respectivement, les zones d'électrodes différentielles dans les plans $y-z$, $x-z$ et $x-y$. La tension générée V_p est liée à la charge par :

$$V_p = \frac{q}{C_p} \quad (3.11)$$

où C_p est la capacité du capteur piézoélectrique.

Après avoir mesuré la tension V_p , la déformation peut être déterminée en résolvant l'intégrale ci-dessus. Si le capteur est un patch PZT avec deux faces recouvertes de fines couches d'électrodes, par ex. le patch de la Figure 16, et si le champ de contrainte n'existe que le long de l'axe \mathbf{X} , la capacité peut être déterminée à partir de :

$$C_p = \frac{lw e_{33}^\sigma}{t} \quad (3.12)$$

En supposant que la contrainte résultante est le long de l'axe X , la tension du capteur s'écrit :

$$V_s = \frac{d_{31} E_p w}{C_p} \int_t^0 \varepsilon_1 d \quad (3.13)$$

Où E_p est le module d'Young du capteur et ε_1 est moyenné sur la longueur du la plaque PZT. La déformation peut alors être calculée à partir de :

$$\varepsilon_1 = \frac{C_p V_s}{d_{31} E_p l w} \quad (3.14)$$

En dérivant l'équation ci-dessus, l'hypothèse principale était que le capteur n'était tendu que le long de l'axe X .

Si cette hypothèse n'est plus respectée, ce qui est souvent le cas, alors l'équation dévient :

$$\varepsilon_1 = \frac{C_p V_s}{(1-\nu) d_{31} E_p l w} \quad (3.15)$$

Avec ν est le coefficient du Poisson.

3.2.2. Actionneur piézoélectrique

Considérez qu'un seul actionneur piézoélectrique est lié à la poutre, comme illustré à la Figure 21. Le but de l'actionneur est de générer une flexion dans la poutre en lui appliquant un moment. Cela se fait en appliquant une tension égale à celle détecté par le patch PZT du capteur. Par conséquent, lorsqu'un l'actionneur développe un mouvement, seulement la flexion pure de la poutre se produira, sans aucune excitation d'ondes longitudinales.

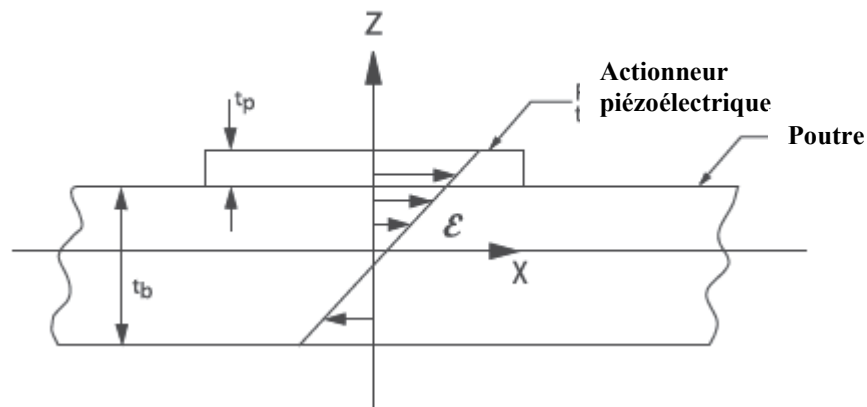


Figure 21: Une poutre avec un seul actionneur piézoélectrique [20]

Lorsqu'une tension V est appliquée à l'un des éléments piézoélectriques, dans la direction du vecteur de polarisation, l'actionneur se déforme dans la direction 1 (l'axe des x). De plus, la quantité de déformation libre est donnée par

$$\varepsilon_p = \frac{d_{31}V}{t_p} \quad (3.16)$$

où t_p représente l'épaisseur de l'actionneur piézoélectrique, d_{31} constante de déformation piézoélectrique.

Le patch piézoélectrique étant lié à la structure vibrante, ses mouvements sont limités par la rigidité de la poutre. Dans l'analyse qui précède, la liaison de l'actionneur à la poutre est supposée parfaite, l'effet de cisaillement de la couche de liaison non idéale est ignoré et en supposant que les déformations sont linéaires par rapport à l'épaisseur de la poutre, la répartition des contraintes peut être écrite :

$$\varepsilon(z) = (az + \varepsilon_0) \quad (3.17)$$

Cette expression de distribution de déformation à travers l'épaisseur du faisceau peut être décomposée en deux parties : la composante de flexion, αz et la composante longitudinale ε_0 . Par conséquent, le faisceau s'allonge et se fléchit en même temps. Cela est illustré à la Figure 22. La répartition des contraintes à l'intérieur de l'actionneur piézoélectrique s'écrit :

$$\sigma_p(z) = E_p(\alpha z + \varepsilon_0 + \varepsilon_p) \quad (3.18)$$

Les deux paramètres, ε_0 et α peuvent être déterminés en appliquant le moment d'équilibre autour du centre de la poutre.

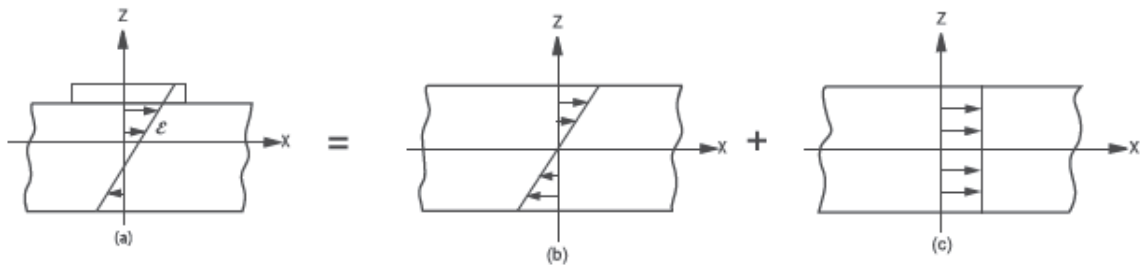


Figure 22: Décomposition de la distribution asymétrique des contraintes (a) en deux parties : (b) flexion et (c) composantes longitudinales.

La réponse du faisceau à cette forme d'actionnement consiste en une distribution de moment

$$M_x = E_b I \alpha \quad (3.19)$$

Et une distribution de déformation longitudinale

$$\varepsilon_x = \varepsilon_0 \quad (3.20)$$

La colocalisation est souvent utilisée dans des applications de contrôle des vibrations, dans lesquelles un transducteur piézoélectrique est utilisé comme actionneur tandis que l'autre est utilisé comme capteur. Cette configuration est attrayante pour les applications de contrôle par rétroaction.

3.2.3. Exemple d'intégration des matériaux piézoélectriques

Dans cette partie on discute un exemple simple d'application des matériaux piézoélectriques pour contrôler les vibrations d'une poutre d'Euler – Bernoulli tel qu'illustré à la Figure 23, une simple poutre encastrée-libre équipée :

- D'un actionneur piézoélectrique
- D'un capteur piézoélectrique

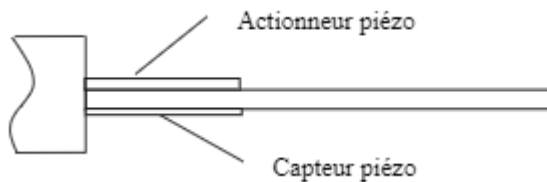


Figure 23 : Exemple simple de structure de contrôle actif de vibrations

Lors de l'intégration des matériaux piézoélectriques dans une stratégie de contrôle actif par rétroaction, la procédure de détection et d'actionnement peut être résumée dans la Figure 24 :

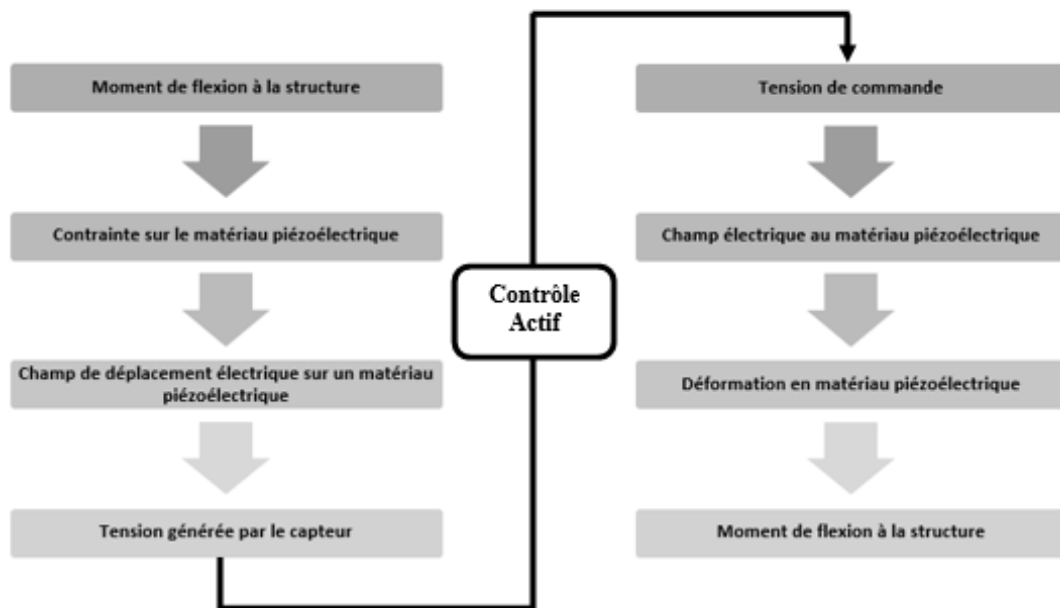


Figure 24 : Mécanisme de base du capteur et de l'actionneur

Pour un système à degrés de liberté multiples, la réponse temporelle du système peut être exprimée sous forme matricielle :

$$[M]\ddot{x}(t) + [c]\dot{x}(t) + [k]x(t) = \{F_{act}\} + \{F_{Ext}\} \quad (3.21)$$

où M est la matrice de masse, k la matrice de rigidité, F_{act} la force d'actionneur piézoélectrique et F_{Ext} est la force d'excitation. $[c]$ est la matrice d'amortissement, qui peut être exprimée en tant qu'amortissement proportionnel, qui est généralement mentionné comme amortissement de Rayleigh. Cependant, pour une structure amortie, la solution idéaliste est d'utiliser l'amortissement classique. Ici, la méthode d'amortissement de Rayleigh est utilisée pour représenter une combinaison linéaire de matrices de masse et de rigidité :

$$[c] = \alpha[M] + \beta[k] \quad (3.22)$$

où α et β sont des coefficients de Rayleigh proportionnels connus par rapport aux matrices de masse et de rigidité, respectivement. α et β sont définis comme :

$$\alpha = 2\xi\left(\frac{w_i \times w_j}{w_i + w_j}\right) \quad , \quad \beta = 2\xi\left(\frac{1}{w_i + w_j}\right)$$

Ici ξ est le coefficient d'amortissement visqueux modal, qui correspond à la fréquence naturelle non amortie, w_i . Le coefficient d'amortissement est la propriété dynamique du matériau. D'habitude le coefficient d'amortissement uniforme est supposé à l'entour de 0,5% en tenant compte des résultats obtenus des recherches expérimentales [22].

La différence entre les deux courbes dans la Figure 25 est dû alors à l'ajout d'une force F_{act} .

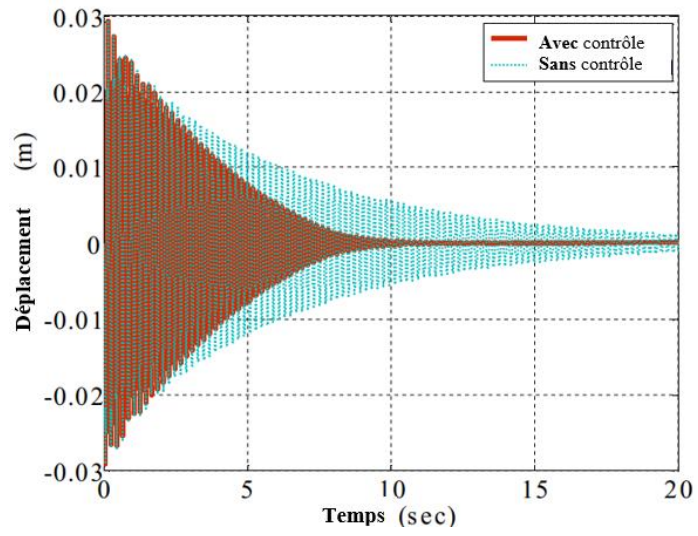


Figure 25 : Réponse temporelle de la poutre

CHAPITRE 4 REALISATION DU BANC D'ESSAI

Le but du projet est de réaliser une étude expérimentale pour mesurer et contrôler des vibrations à base des résonateurs piézoélectriques, nous présentons dans ce chapitre l'ensemble du dispositif expérimental utilisé pour mettre en œuvre les algorithmes de contrôle étudiés dans le cadre de ces travaux.

On commence par la structure vibrante. Tout d'abord, décrire l'architecture, les conditions aux limites et les caractéristiques mécaniques. Ensuite, les plaques piézoélectriques utilisées pour contrôler les vibrations en montrant leurs caractéristiques, la dernière partie va expliquer le matériel utilisé (carte d'acquisition, capteur, filtre et amplificateur, etc.), et la partie logicielle dans notre cas nous avons utilisé le logiciel LabView.

4.1 LA STRUCTURE VIBRANTE

4.1.1. Architecture

Un banc d'essai a été construit à l'UQAR en 2016 pour étudier expérimentalement l'implémentation d'un système de contrôle de vibration semi-actif à l'aide d'un amortisseur électro-rhéologique. Ce type d'amortisseur a la particularité d'utiliser un champ électrique variable pour influencer la viscosité du fluide contenu dans le piston aux alentours des orifices de laminage et ainsi modifier le coefficient d'amortissement du système.

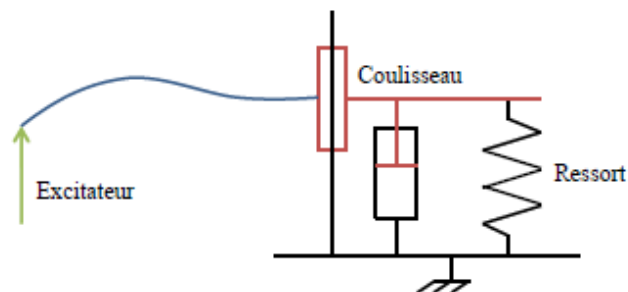


Figure 26 : Ancien banc d'essai [23]

4.1.2. Modifications appliquées

On a appliqué des modifications mécaniques sur le banc d'essai réalisé en 2016 pour l'adapter à nos besoins et avoir une plaque métallique en porte-à-faux de dimensions ($L*b*h$) **865mm*305mm*4mm**. Nous avons fixé deux patchs piézocéramiques sur les deux faces de la plaque, le premier au-dessus va jouer le rôle d'un actionneur et le deuxième au-dessous sera le capteur.

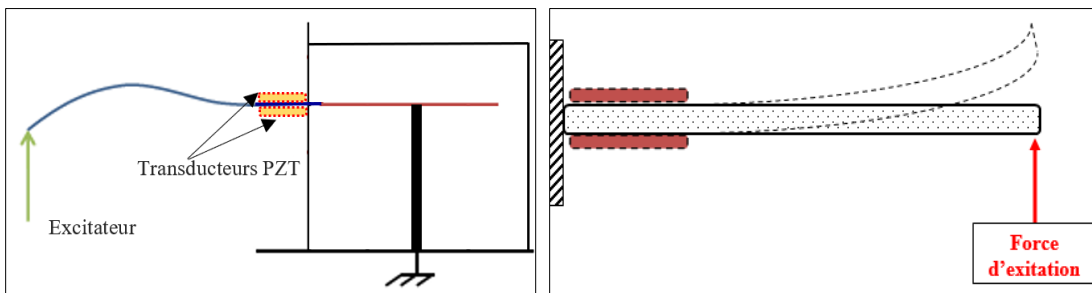


Figure 27 : Banc d'essai modifié

Notre banc d'essai est constitué d'un assemblage en tôle d'acier (S235) de construction soudée dont les caractéristiques mécaniques mentionnées dans le Tableau 2:

Tableau 2 : Propriétés mécaniques d'acier S235

<i>Propriétés mécaniques :</i>	Acier de construction métallique S235
<i>Le module de Young</i>	210 GPa
<i>Limite d'élasticité minimale</i>	235 MPa
<i>Densité</i>	7800 kg/m ³

En se basant sur les notions de la revue citée dans le deuxième chapitre (page 6, section 2.1.2 Mode de vibration) une étude effectuée précédemment à l'UQAR nous a permis de déterminer les fréquences des modes de vibrations de la plaque encastree [8].

Le premier mode, en flexion, est de 4,7 Hz. Pour le deuxième mode, la fréquence monte à 29,2 Hz. De plus, le deuxième mode de vibration est un mode de torsion.

4.1.3. Les résonateurs piézoélectriques

Les composants céramiques piézoélectriques utilisées dans notre étude sont des transducteurs électromécaniques. Ils peuvent convertir l'énergie mécanique en énergie électrique et vice-versa. Les composants céramiques piézoélectriques sont utilisés dans une variété de transducteurs électromécaniques dans une large gamme de fréquences. Les composants rectangulaires en céramique piézoélectrique sont des appareils électriques simples et adroits, avec une sensibilité élevée, sans débordement de champ magnétique, sans cuivre et aimants, à faible coût et à faible consommation d'énergie. Les applications du composant rectangle en céramique piézoélectrique sont la transmission et la réception par ultrasons et infrasons d'une grande surface de céramique piézoélectrique pouvant également utiliser la détection de la pression et des vibrations.

Deux plaques piézocéramiques dont les dimensions identiques **100mm*100mm*2mm** sont collées sur les deux faces de la poutre vibrante en acier. Les plaques commandées chez le fabricant « Weifang Jude Electronic » sont de type **P5H** avec les données techniques suivantes :

Tableau 3: Données piézoélectriques du constructeur

	Gamme de fréquences (KHz)	Résistance interne (ohm)	Constante de couplage électrique Kp	Constante de changement piézoélectrique d33
Capteur /Plaque 1	39,6 à 45,2	16,04	0,597	650
Actionneur /Plaque2	45,7 à 46,5	12,73	0,202	635

Autres données du matériel, disponibles du site web du vendeur, sont présentées sous forme de tableau en **Annexe 1**.

Pour le collage, on a utilisé de la colle structurale **3M Scotch-Weld DP 460**, c'est une colle époxyde bicomposants possédant d'excellentes performances de résistance au cisaillement, au pelage et au vieillissement.

4.2 INSTRUMENTATIONS :

Lors de la réalisation du banc d'essai, on a utilisé une carte d'acquisition National Instruments « MyDaq » et le logiciel Labview. Cela été le bon choix, car la carte et le logiciel sont déjà disponible à l'UQAR.

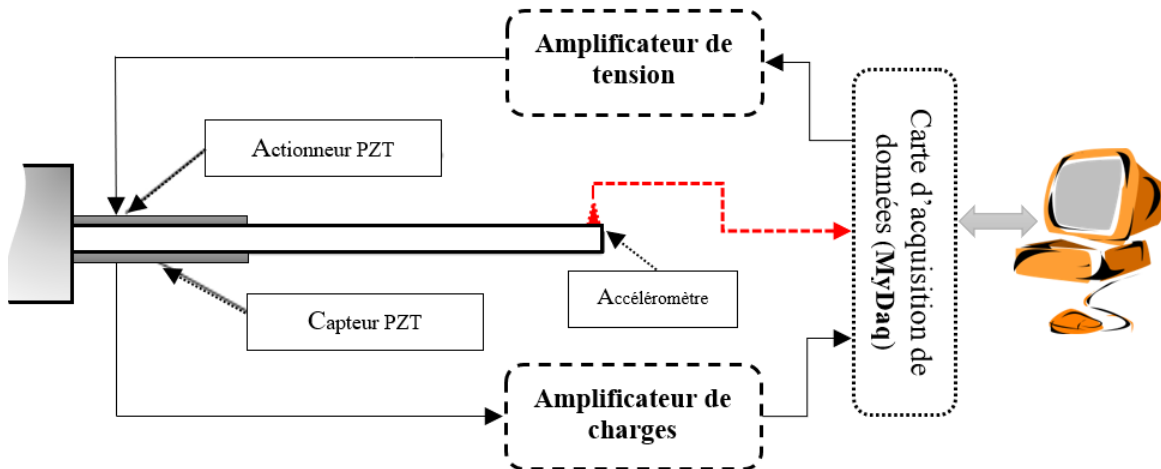


Figure 28 : Montage du système asservi

L'architecture principale de la partie matérielle est montrée dans le montage de la Figure 28 :

- Carte d'acquisition de données
- Ordinateur équipé d'un logiciel LabView
- Amplificateur de charge
- Amplificateur de tension

Le mouvement de la plaque est un mouvement vibratoire, il est donc intéressant de l'observer à l'aide d'un accéléromètre, ce dernier sera donc placé à l'extrémité de la plaque afin de permettre la comparaison des signaux et de visualiser l'effet de l'amortisseur.

4.2.1. Module d'acquisition de données

Afin d'acquérir les signaux provenant de nos capteurs choisis, on a utilisé une plaquette d'essai (myProtoboard) et le module NI-MyDaq de National instrument qui dispose de 2 entrées analogiques (AI), 2 sorties analogiques (AO), 8 entrées/sorties numériques (DIO),

une entrée et une sortie audio (AUDIO IN/OUT), des blocs d'alimentation (± 15 V, 5V), une résolution de 16 bits (± 10 volts) et des fonctions de multimètre numérique (DMM).

La figure suivante illustre la plaquette d'essai avec le module NI-MyDaq

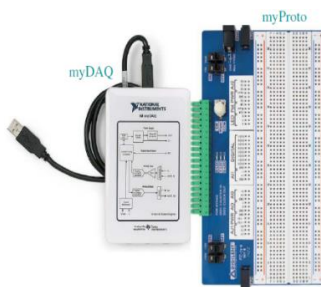


Figure 29 : Carte d'acquisition des données

4.2.2. Amplificateur de charge

Le signal du capteur est acheminé à un amplificateur de charges représenté ci-dessous (Figure 30). Le principe de cet amplificateur est d'imposer, via l'amplificateur, une différence de potentiel nulle entre les deux électrodes du capteur, afin d'annuler l'influence des capacités (câblage ou capteur). Les charges sont redirigées vers la capacité C_a aux bornes de laquelle il suffit de mesurer la tension afin de déterminer la quantité de charges. La résistance R_a a pour effet d'effectuer un filtrage passe haut afin d'éliminer les parasites à basse fréquence.

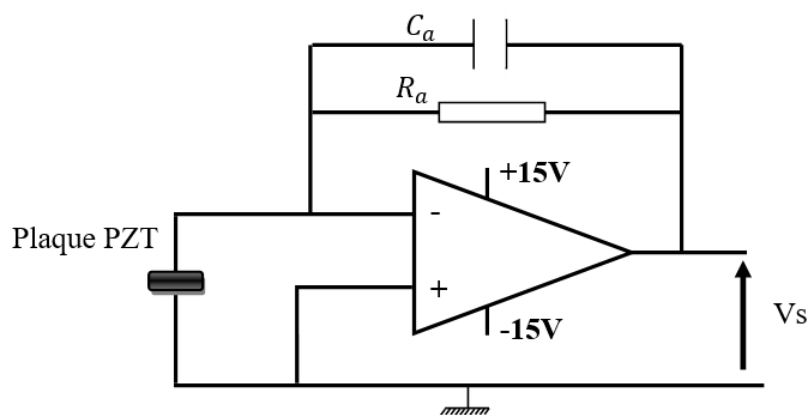


Figure 30 : Amplificateur de charge

Dans le dimensionnement de l'amplificateur de charges, on s'est basé sur la première fréquence propre qui est de 3.9 Hz. Pour ne pas supprimer aucune fréquence propre de la poutre, nous avons pris une résistance $R_a = 15.1 \text{ k}\Omega$ le plus grand possible de façon à ce que le condensateur C_a soit le petit plus possible dans notre cas $C_a = 4700 \text{ pF}$. Cela permet de maximiser le rapport signal/bruit et d'avoir une amplification importante.

4.2.3. Amplificateur de tension

Pour obtenir une déformation significative de la poutre, on alimente les actionneurs piézoélectriques avec une tension de $\pm 50 \text{ V}$ à leurs bornes. Le signal de commande atteignant $\pm 10 \text{ V}$ maximum, délivré par la carte MydaQ, l'amplificateur doit avoir un gain de 10 pour alimenter les actionneurs en $\pm 100 \text{ V}$. Cette tension de sortie est obtenue grâce à un amplificateur de puissance « Référence OPA454 » (voir Figure 8) ce dernier est un amplificateur opérationnel haute tension et courant élevé capable de fonctionner avec des tensions d'alimentation aussi élevées que $\pm 50 \text{ V}$, ou aussi basses que $\pm 10 \text{ V}$. Sa conception et son traitement lui permettent d'être utilisé dans des applications où la plupart des amplificateurs opérationnels ne peuvent pas être utilisés en raison de conditions d'alimentation haute tension ou en raison de la nécessité d'une oscillation de tension de sortie très élevée. La sortie est capable de basculer dans un volt, à quelques volts, des rails d'alimentation en fonction du courant de sortie, qui peut atteindre $\pm 50 \text{ mA}$. L'amplificateur « OPA454 » se situe sur le 2e étage d'amplification. Au premier étage d'amplification, on a un simple amplificateur op de type LF156 appelé « Driver ».

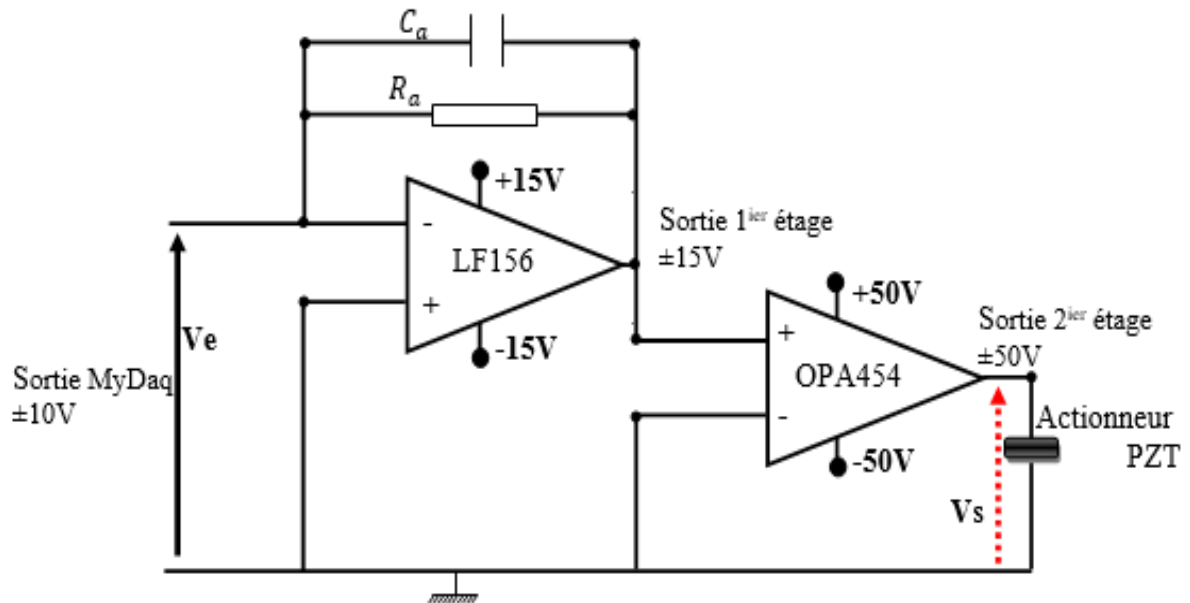


Figure 31:Schéma de l'amplificateur de tension

4.3 LOI DE CONTROLE

Deux solutions sont possibles pour implanter la loi de contrôle ou commande :

- En analogique, on peut réaliser un correcteur PPF à partir d'un schéma de filtre de Rauch ou de Sallen-Key.
- En numérique, on peut implanter le correcteur dans une carte de commande. Dans notre cas, le banc est équipé d'une carte d'acquisition avec un DSP (Digital Signal Processor) qui vient faire l'interface entre l'ordinateur et la plaque métallique vibrante (Figure 28). Grâce au programme LabView compilé et chargé à l'aide du DSP, la commande à imposer à l'amplificateur est calculée en temps réel puis envoyée à l'actionneur.

4.3.1. Contrôleur PID

Une stratégie très simple et souvent utilisée dans le contrôle des systèmes dynamiques est 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.

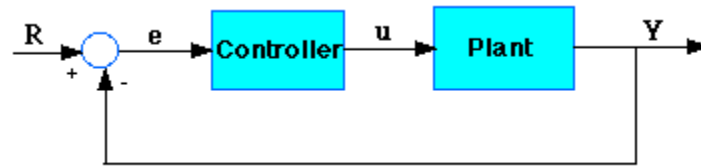


Figure 32 : Diagramme du bloc de contrôle PID

- Plant : Un système à contrôler
- Contrôleur : fournit l'excitation du plant ; conçu pour contrôler le comportement global du système.

La fonction de transfert du contrôleur PID ressemble à ceci :

$$G_{PID}(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s} \quad (4.1)$$

- K_p = gain proportionnel
- K_i = gain intégral
- K_d = gain dérivé

Tout d'abord, examinons le fonctionnement du contrôleur PID dans un système en boucle fermée en utilisant le schéma ci-dessus. La variable (e) représente l'erreur de suivi, la différence entre la valeur d'entrée souhaitée (R) et la sortie réelle (Y). Ce signal d'erreur (e) sera envoyé au contrôleur PID, et le contrôleur calcule à la fois la dérivée et l'intégrale de ce signal d'erreur. Le signal (u) juste après le contrôleur est maintenant égal au gain proportionnel (K_p) multiplié par l'amplitude de l'erreur plus le gain intégral (K_i) multiplié par l'intégrale de l'erreur plus le gain dérivé (K_d) multiplié par la dérivée de l'erreur.

Ce signal (u) sera envoyé au système à contrôler (Plant) et la nouvelle sortie (Y) sera obtenue. Cette nouvelle sortie (Y) sera renvoyée au capteur pour trouver le nouveau signal d'erreur (e). Le contrôleur prend ce nouveau signal d'erreur et calcule à nouveau sa dérivée et son intégrale. Ce processus se poursuit encore et encore pour le système fermé de notre cas.

En pratique, la sortie d'un contrôleur PID est donnée par :

$$u(t) = K_p \left\{ e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right\} \quad (4.2)$$

4.3.2. Modélisation du banc d'essai

Supposons que nous ayons un problème simple de masse, de ressort et d'amortisseur.

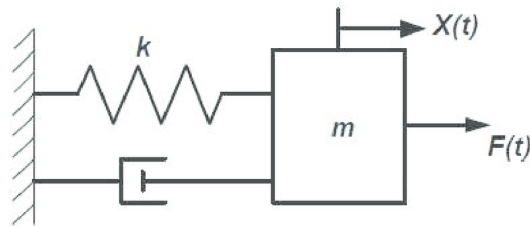


Figure 33: Masse, ressort et amortisseur

L'équation de modélisation de ce système est :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + kx = F \quad (4.3)$$

En prenant la transformée de Laplace de l'équation de modélisation, on obtient :

$$Ms^2X(s) + CsX(s) + kX(s) = F(s) \quad (4.4)$$

La fonction de transfert entre le déplacement $X(s)$ et l'entrée $F(s)$ devient alors :

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + Cs + k} \quad (4.5)$$

Si on ajoute un contrôleur PID à notre système, on peut alors visualiser comment chacun des coefficients K_p , K_i et K_d contribue à obtenir un temps de montée rapide, un dépassement minimum et aucune erreur en régime permanent. Par la suite la fonction de transfert entre le déplacement $X(s)$ et l'entrée $F(s)$ devient :

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{Ms^3 + (C + K_d)s^2 + (k + K_p)s + K_i} \quad (4.6)$$

CHAPITRE 5 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET DISCUSSIONS

Après avoir décrit le banc d'essai, le système de contrôle et la conception du contrôleur PID, les évaluations numériques et expérimentales du système et du contrôleur sont décrites dans cette section.

Dans ce chapitre on a fixé des hypothèses qui sont toujours valables pour chaque essai vibratoire, à chaque fois nous appliquons un déplacement de -20 mm ensuite on libère la plaque avec une vitesse initiale $V_0 = 0$. On considère aussi que les caractéristiques mécaniques (poids, résistance mécanique, etc.) de l'accéléromètre et des plaques piézoélectriques sont négligeables.

5.1 REPONSE VIBRATOIRE LIBRE (SANS CONTROLEUR)

Dans cette section nous allons appliquer un déplacement de 20mm pour déterminer la réponse vibratoire et l'analyse fréquentielle à l'aide d'un accéléromètre (adx1335) placé sur l'extrémité libre de la poutre. D'autre part on a mesuré aussi le signal d'entrée de plaque piézoélectrique placé sur l'autre extrémité fixe (**Figure 28 : Montage du système asservi // Page-42**).

5.1.1. Réponse de la structure

- **Lu par l'accéléromètre à l'extrémité libre de la poutre**

On utilise le diagramme Labview montré dans l'**Annexe 2** pour déterminer l'évolution de déplacement en millimètres dans le temps, tout en suivant le mouvement de l'extrémité libre de la poutre.

La poutre métallique se stabilise dans un intervalle de 50 à 60 secondes observé dans la Figure 34 ci-dessous, cette stabilité est due à un coefficient d'amortissement interne lié au matériau de la poutre utilisé et connu sous le nom d'amortissement de Rayleigh ou proportionnel.

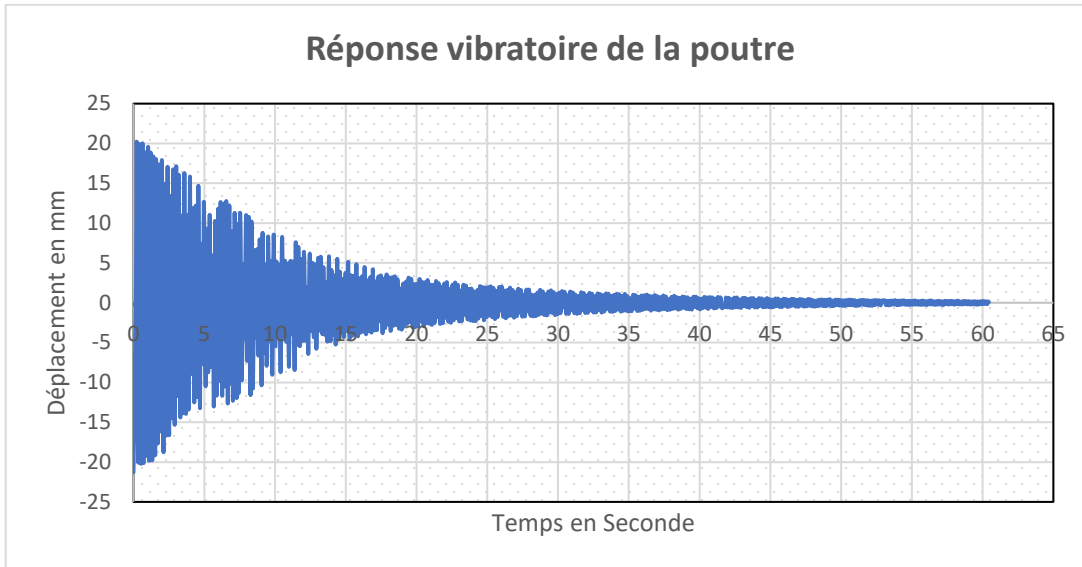


Figure 34 : Réponse vibratoire libre en millimètres (extrémité libre)

- **Lu par le transducteur piézoélectrique à l'extrémité fixe de la poutre**

Bien évidemment le signal délivré par la plaque piézoélectrique lors d'un déplacement imposé de 20 mm sera moins important que celui de l'accéléromètre en plus il atteint la stabilité en premier (intervalle de 45 à 50 secondes), car l'extrémité fixe de la poutre va subir un déplacement mineur par rapport à celui de l'extrémité libre. Ce signal sera l'entrée d'un régulateur PID pour contrôler les vibrations.

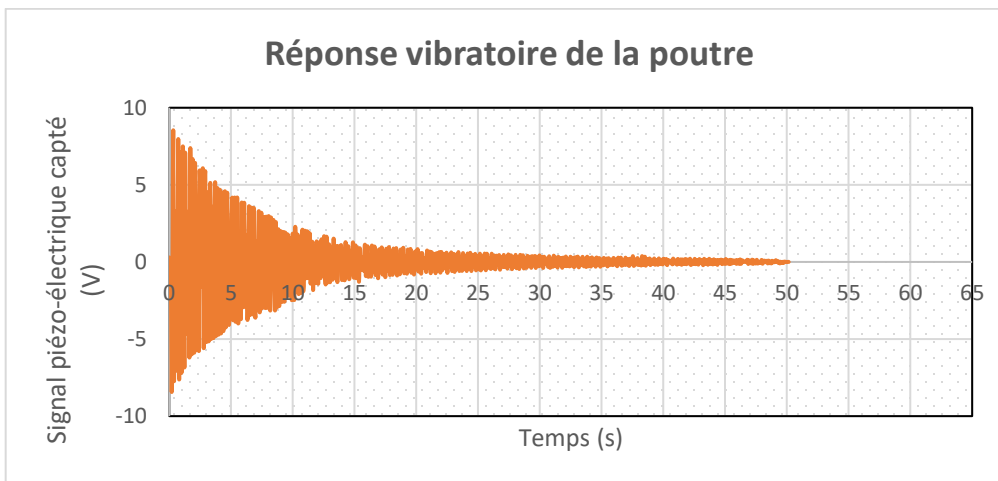


Figure 35: Réponse vibratoire libre en Volts (extrémité fixe)

5.1.2. Détermination des fréquences propres d'une poutre

Une analyse spectrale est faite dans le but de déterminer les fréquences propres de la poutre. Pour procéder à cette analyse, on a utilisé le même accéléromètre fixé à l'extrémité libre de la poutre et le logiciel LabView comme interface de communication avec la carte d'acquisition, l'Annexe 3 montre le diagramme utilisé dans cette section.

Cette analyse nous a permis de déterminer les modes propres de vibration pour deux objectifs principaux :

- Observer à la fin de cette étude l'effet du contrôleur sur les modes de vibration.
- Comparer ensuite avec le modèle analytique et avancer dans la validation entre les valeurs mesurées sur le banc d'essai et les valeurs simulés analytiquement.

On constate que le premier mode est représenté dans la Figure 36 par le premier pic $F_1 = 4.8\text{Hz}$ et le deuxième mode est observé avec le deuxième pic $F_2 = 30.4\text{Hz}$.

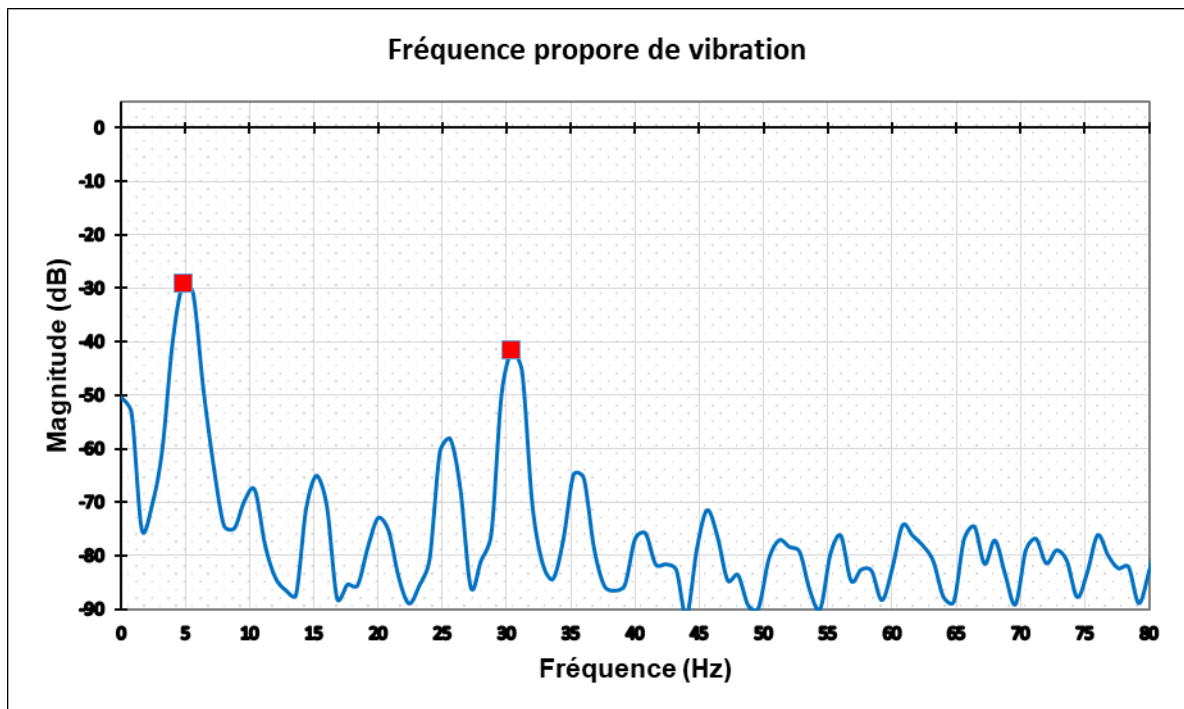


Figure 36 : Fréquences propres de la poutre sans contrôle

5.2 REGLAGE DES PARAMETRES DE CONTROLE

Lors d'un réglage des paramètres de contrôle du banc d'essai, on a constaté que les paramètres du contrôleur PID (gain proportionnel, intégral et dérivé) et la tension d'alimentation des actionneurs sont deux éléments principaux qui affectent non seulement les performances de l'amortisseur piézoélectrique, mais aussi le temps nécessaire pour atteindre la stabilité de la poutre.

5.2.1. Réglage des paramètres PID

Un correcteur PID est un algorithme de calcul qui délivre un signal de commande à partir de la différence entre la consigne et la mesure.

Le correcteur PID agit de trois manières :

- Action proportionnelle : l'erreur est multipliée par un gain K_c .
- Action intégrale : l'erreur est intégrée et divisée par un gain T_i .
- Action dérivée : l'erreur est dérivée et multipliée par un gain T_d .

Le réglage d'un PID consiste à déterminer les coefficients G , T_i et T_d afin d'obtenir une réponse adéquate du procédé et de la régulation. Les objectifs sont d'être **robuste**, **rapide** et **précis**.

On utilise le diagramme LabView dans l'**Annexe 4** et le tableau de bord des paramètres PID de la Figure 37 pour faire les réglages, comparer les résultats et choisir ensuite les meilleures valeurs permettant d'avoir la bonne robustesse, précision et rapidité de la stabilité.

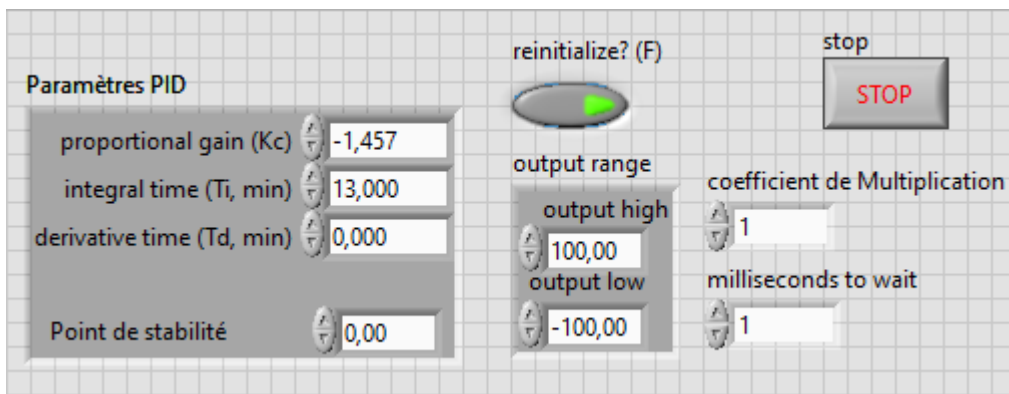


Figure 37 : Face avant LabView (tableau de bord PID)

a. Action proportionnelle K_c : (Valeur fixée à -1.457)

Lorsque la valeur de K_c est négative, elle permet au correcteur PID d'envoyer l'inverse de la valeur capté et s'opposé au déplacement effectué. Si K_c augmente, le temps de réponse est plus court et l'erreur statique est réduite.

L'augmentation de K_c provoque un dépassement plus important, ce qui peut générer une nouvelle onde vibratoire dans la poutre et ensuite retarder la stabilité.

b. Action intégrale T_i : (Valeur fixée à 13)

Une valeur faible de T_i permet d'allonger le temps de stabilité, ça veut dire que plus la valeur de T_i est grande, plus le temps écoulé pour avoir un déplacement 0mm est plus faible.

La limite de la SORTIE de la carte utilisée (MyDaq) est 10 V et la consigne envoyée par le correcteur PID ne doit pas dépasser cette valeur. La valeur $T_i=13$ nous a permis d'avoir un temps de stabilité réduit avec une sortie du correcteur inférieure ou égale à 10 V.

5.2.2. Effet de la tension d'alimentation sur le contrôle

Dans cette section nous étudions d'influence de la tension d'alimentation des actionneurs piézoélectriques sur le temps d'amortissement.

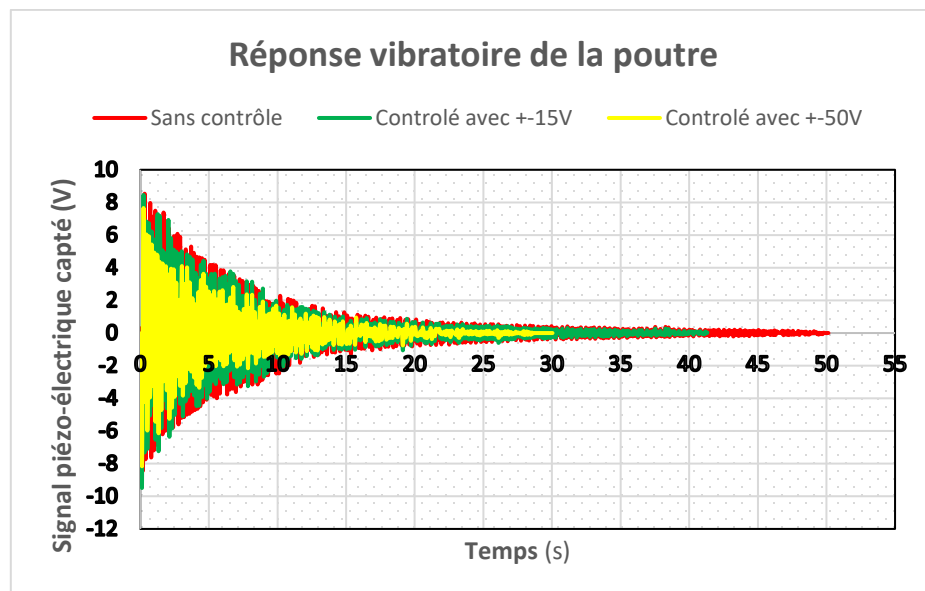


Figure 38: Comparatif des cycles vibratoires avec variation de tension

La consigne envoyée par la carte MydaQ est de l'ordre de ± 10 V. On a utilisé en premier lieu un amplificateur op pour amplifier le signal de sortie de la carte vers un intervalle de ± 15 V, en deuxième lieu on a transformé ce dernier sur un intervalle de ± 50 V pour avoir une stabilité le plus rapidement.

On constate que les faibles tensions peuvent contrôler facilement les amplitudes mineures ce qui prouve qu'une tension de ± 15 V a réduit le temps d'amortissement de 8s (baisse de 50s à 48s) par contre cette tension n'affecte pratiquement pas les hautes amplitudes (de 0 à 20 s).

Lors de la deuxième amplification de la tension de ± 15 V à ± 50 V on a commencé à observer des baisses dans les hautes amplitudes sur l'intervalle du temps de 0 à 20 s, ce qui nous renseigne sur une relation de proportionnalité entre le coefficient d'amortissement piézoélectrique et la tension d'alimentation des actionneurs utilisés.

5.3 RESULTATS ET DISCUSSIONS

Pour ce test, l'amortisseur est alimenté par une tension variable, comprise entre -50 et +50 V contrôlée par le signal envoyé par le régulateur PID. On commence par faire vibrer la plaque à une amplitude de -20 mm par rapport à sa position de stabilité. On relève les accélérations au bout fixe de la plaque desquelles sont déduites la variation des positions et des fréquences au cours du temps.

5.3.1. Réponse de la structure (avec contrôleur)

Le diagramme LabView de L'Annexe 4 nous a permis d'observer l'évolution de la vibration sans et avec le dispositif de contrôle dans un intervalle de temps (Figure 39: Comparatif vibratoire coté fixe de la poutre) dont les valeurs sont prises à l'extrémité fixe de la poutre à l'aide de la plaque piézoélectrique (jouant le rôle d'un capteur) colocalisé avec l'actionneur.

On observe dans la Figure 39 que l'ajout d'un amortisseur alimenté à ± 50 V a baissé le temps de vibration de 50 à 30 secondes et a un gain de 20s dans le temps de stabilité.

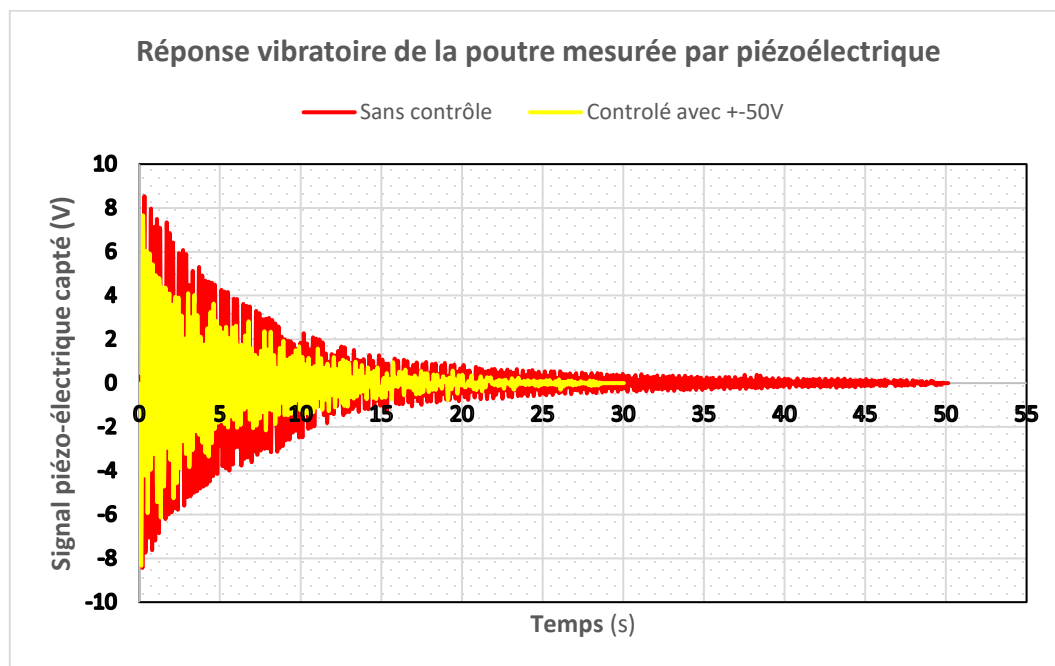


Figure 39: Comparatif vibratoire coté fixe de la poutre

La Figure 40 montre la variation des déplacements en millimètre, ces valeurs sont prises par l'accéléromètre placé sur le côté libre de poutre, **un gain de 28s dans le temps de stabilité.**

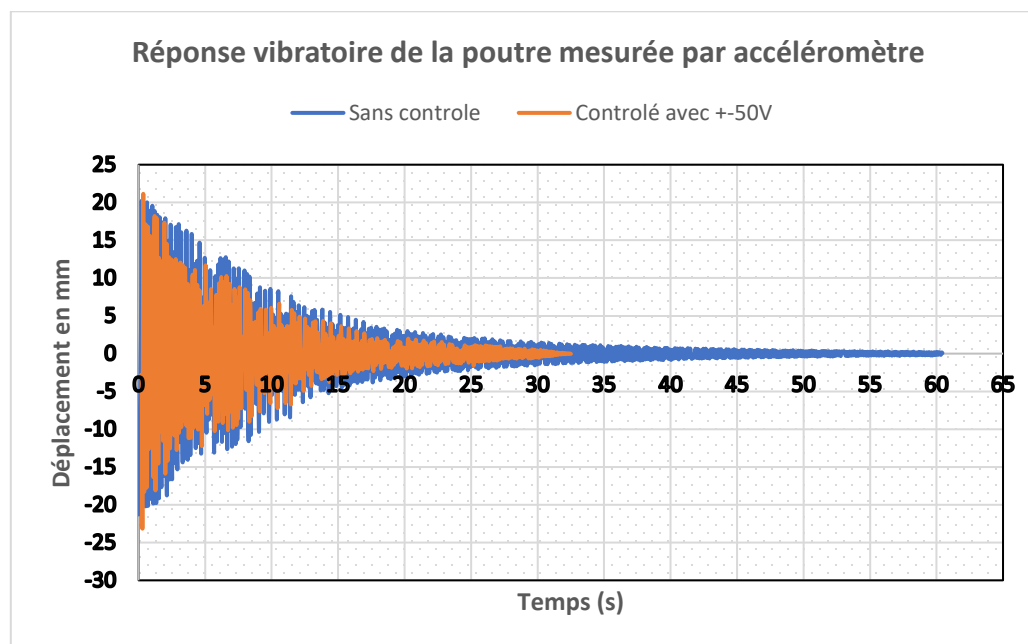


Figure 40: Comparatif vibratoire coté libre de la poutre

On constate que le temps de vibration dans la Figure 39 (plaque coté fixe) est moins important que celui de la Figure 40 (plaque coté libre). Ce résultat est logique du fait que l'extrémité libre de la plaque effectue un déplacement plus important par rapport à l'extrémité fixe.

Bien évidemment, le côté fixe de la plaque a un degré de liberté moins faible et le cycle vibratoire de cette dernière est court si on le compare à l'extrémité libre.

5.3.2. Analyse fréquentielle

On remarque qu'entre le système libre (sans amortisseur piézoélectrique) et celui constitué du système de contrôle des vibrations, les fréquences de résonances sont nettement plus basses avec le contrôleur (Figure 41). Ce résultat est logique du fait que la fréquence diminue quand l'amortissement augmente. En augmentant l'amortissement, on contre le travail de la vibration, rendant le mouvement de la plaque moins facile et donc moins rapide. Les premières fréquences propres diminuent, car le travail de l'amortisseur influe sur le comportement des modes de vibrations les plus élevés.

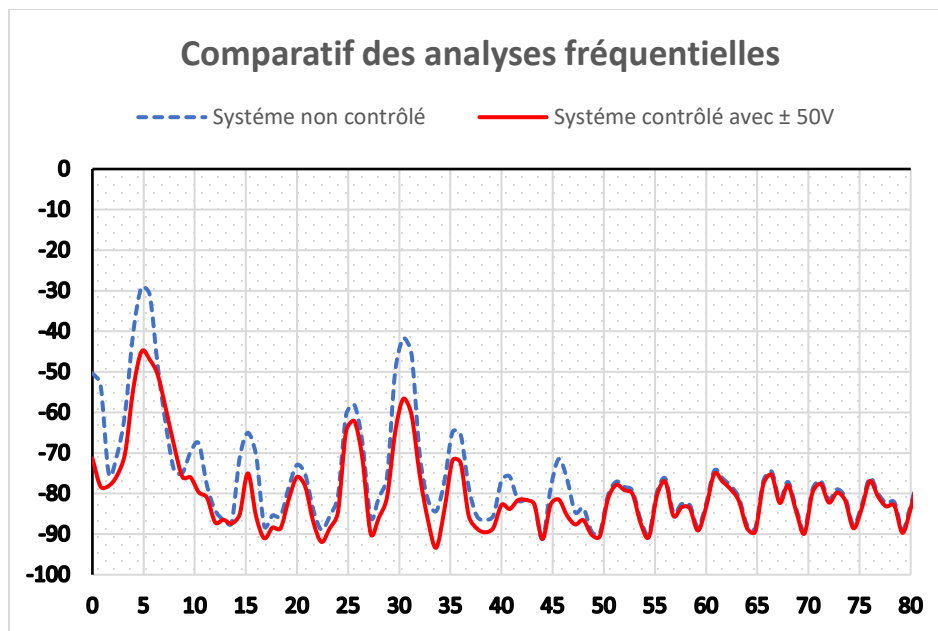


Figure 41: Comparatif des analyses fréquentielles

CHAPITRE 6

CONCLUSION GÉNÉRALE

La plus grande partie de l'étude expérimentale a été consacrée à la conception d'une nouvelle instrumentation permettant de faire le contrôle du banc de l'amortisseur et plus précisément la partie électronique de puissance et programmation Labview. Moins de temps a été attribué aux stratégies de contrôle, ce qui explique l'utilisation d'un seul type de contrôle PID, ce qui ouvre une opportunité pour les travaux futurs.

L'acquisition des données est composée d'un accéléromètre pour suivre le déplacement à l'extrémité libre, une plaque piézoélectrique colocalisé avec l'actionneur et elle joue le rôle d'un capteur utilisé dans le contrôle des vibrations. Les signaux sont ensuite traités sous Labview afin de les rendre exploitables, ce dernier permet aussi de contrôler l'excitation de contrôle en paramétrant l'amplitude et la fréquence du signal.

Pour l'alimentation de l'actionneur piézoélectrique, une série d'amplificateurs permettant l'adaptation du signal de contrôle basse fréquence à un signal de puissance a été dimensionné. Il permet le passage d'un signal ± 10 V à un signal ± 50 V ce qui est largement suffisant pour les faibles amplitudes.

Après essais, le système permet d'agir sur les fréquences propres de la plaque métallique et diminuer d'environ 45% le temps de vibration en bout de plaque en flexion.

Dans ce contexte on peut conclure que l'utilisation des transducteurs piézoélectriques permet de diminuer grandement la sollicitation du système souple en dissipant efficacement l'énergie. Ce type d'expérience montre l'importance d'inclure un amortissement actif dans les structures en porte à faux. Ce genre de systèmes doit permettre l'allègement des structures tout en augmentant leur durée de vie.

L'expérimentation peut être poussée de manière à tester d'autres stratégies de contrôle pour l'amortisseur piézoélectrique, cette étape va permettre de comparer et ensuite optimiser l'amortisseur.

Une des principales améliorations qui pourraient être apportées au banc serait l'augmentation de la puissance d'alimentation de l'actionneur, cette astuce va permettre de réduire encore le temps d'amortissement et mieux contrôler les hautes amplitudes vibratoires. Un amplificateur de puissance (booster) PB58 permet d'amplifier jusqu'à ± 150 V est même si mis en place sur le banc d'essai à la fin de cette étude, nous n'avons pas pu le faire fonctionner correctement pour augmenter le rendement de l'amortisseur.

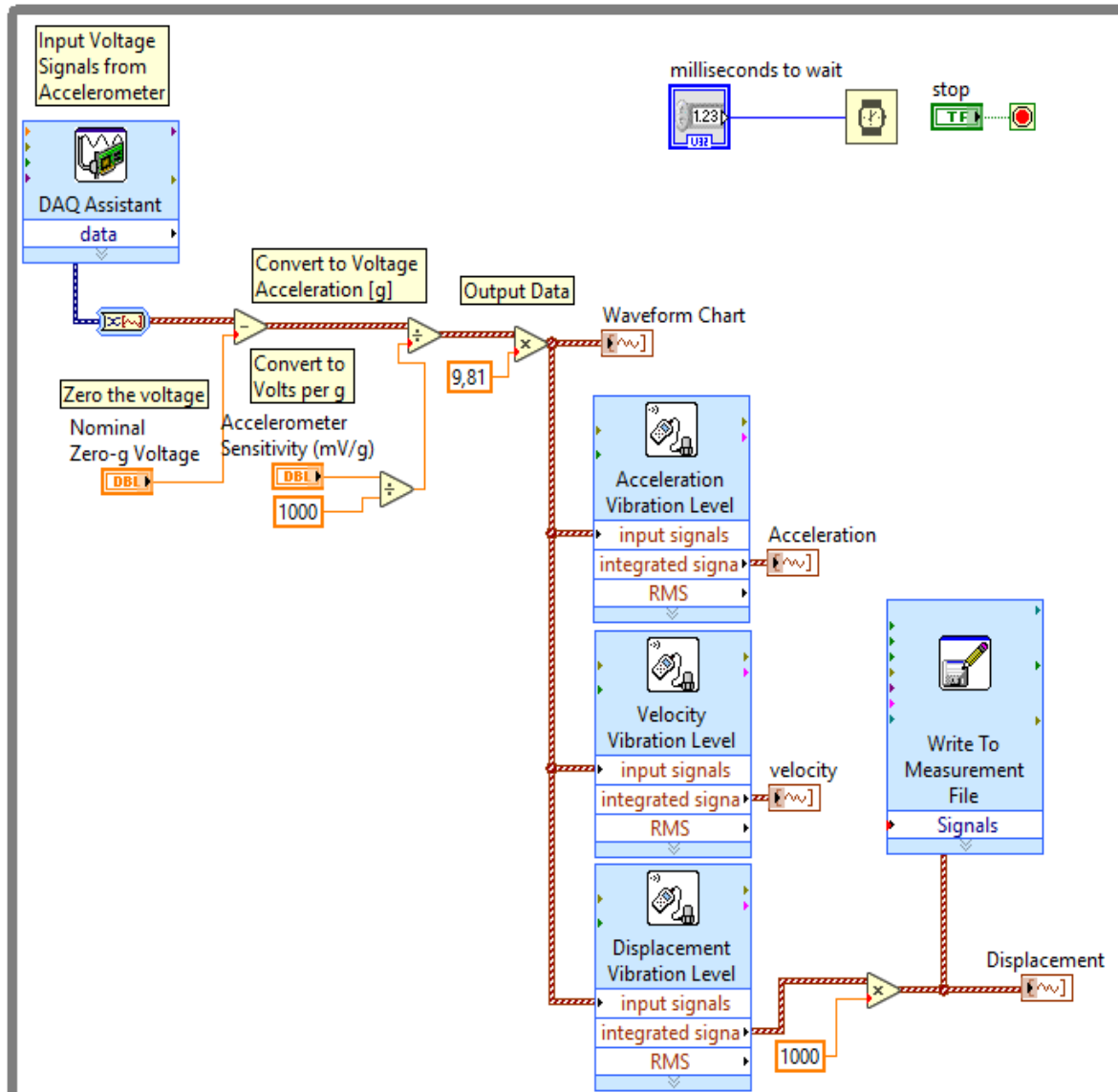
D'autre part, les vibrations peuvent être souhaitables et désirables, par exemple nous pouvons produire des vibrations ultrasonores à l'aide des matériaux piézoélectriques pour débarrasser du givre cumulé sur les pales dans les conditions nordiques. Une optimisation est nécessaire pour assurer le compromis entre rigidité et flexibilité.

ANNEXES

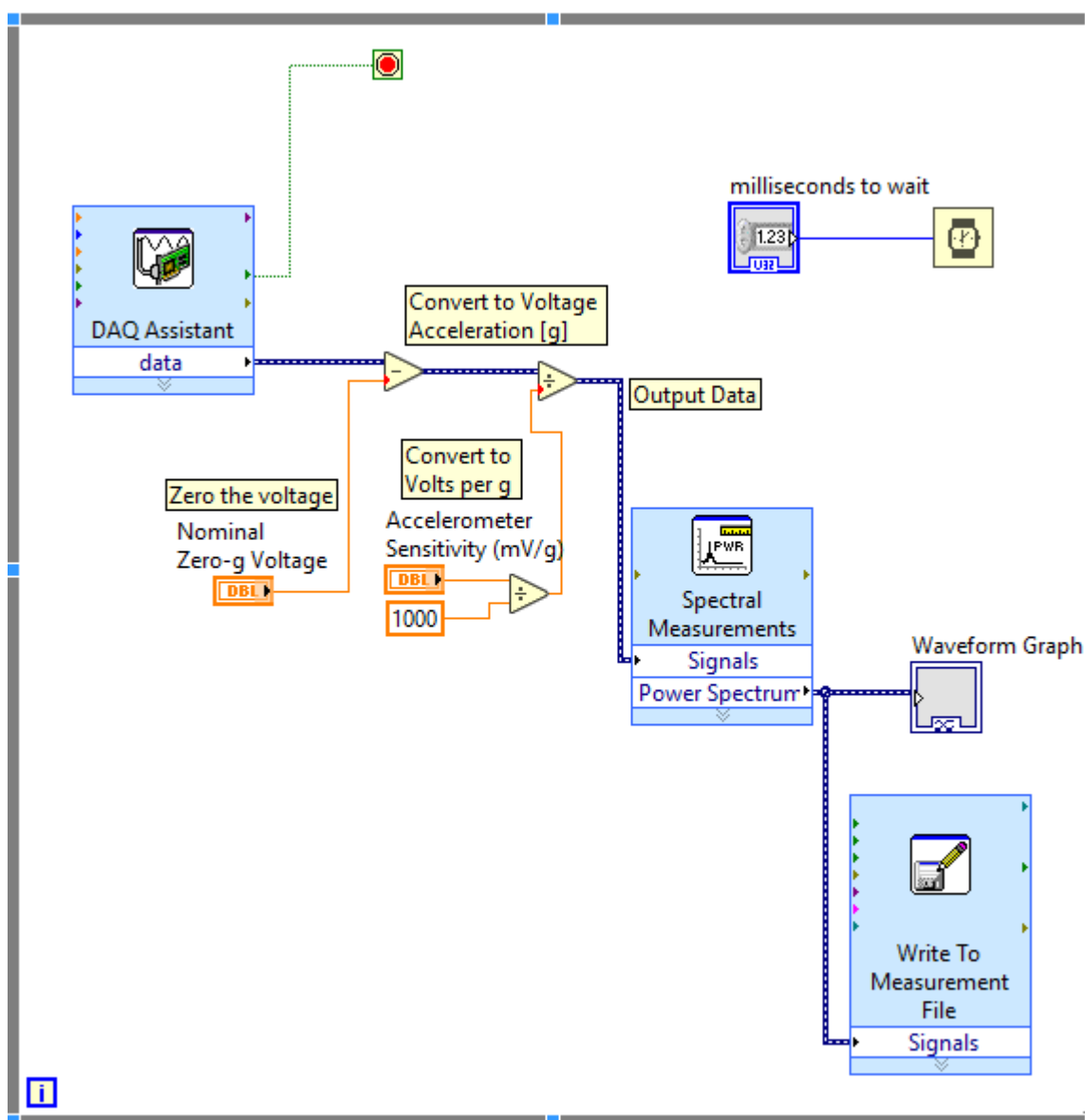
Annexe 1 : Paramètre des matériaux piézoélectriques

Parameter 参数	Symbol	unit	material												
			P-53	P-41	P-8	pN-3	P-85	P-45	P-43	P-51	pMgN-51	pSN-5	pT-71	pLis-51	pT-72
Dielectric constant 相对介电常数	ϵ_{33}/ϵ_0		3200	1150	1100	1400	1700	1650	1500	2700	3800	1600	190	2000	330
		Dielectric loss 介质损耗	tg	10 ⁻⁴	200	50	50	50	50	50	50	180	200	120	200
Electric coupling constant 机电耦合系数	Kp		0.64	0.55	0.55	0.60	0.58	0.6	0.58	0.62	0.63	0.60	0.04	0.65	0.02
		Ks1	0.36	0.34	0.34	0.40	0.35	0.35	0.34	0.36	0.37	0.33		0.38	
		Ks3	0.70	0.68	0.60	0.68	0.60	0.68	0.70	0.73	0.71	0.69	0.46	0.71	0.45
		Kt	0.50	0.48	0.45	0.48	0.4	0.45	0.47	0.51	0.53	0.50	0.45	0.55	0.45
Piezoelectric changing constant 压电应变常数	d31	10 ⁻¹² C/N	227	100	110	150	180	140	130	185	270	150		200	
	d33	10 ⁻¹² C/N	550	260	260	280	390	300	350	650	500	400	56	550	68
Piezoelectric voltage constant 压电电压常数	g31	10 ⁻³ V/m/N	9.9	11.5	12	12.5	11.2	10.5	10.5	10.0	10.6	12.0		11.4	
	g33	10 ⁻³ V/m/N	23.9	24	24	25	23	24	25	24	19	24	33	28	35
Sound velocity 声速	V ϕ		2950	3500	3626	3250	3500	3300	3400	3850	3000	3100	3850	3100	3800
		V1	2830	3300	3400	3100	3400	3100	3200	2900	2900	2950		2950	
		V3	3510	3900	3700	3700	4000	3700	3700	3650	3600	3650	4060	3850	4000
		Vt	3950	4550	4250	4000	4500	4100	4300	4000	3850	4000	4100	4500	4100
Elasticity and pilancy constant 弹性柔顺常数	S ^E 11		17.4	12.0	12.0	13.0	12.0	13.0	11.5	15.4	18.0	15.4	7.7	15.9	0.8
		Poisson ratio 泊松比	δ	0.36	0.3	0.3	0.3	0.3	0.33	0.33	0.36	0.36	0.36		0.36
Mechanical quality constant 机械品质因数	Qm		75	600	800	800	200	400	400	80	70	90	550	90	500
Curie temperature 居里温度	Tc		270	320	320	350	300	310	300	350	280	350	470	300	420
		Density 密度	ρ	10 ³ kg/m ³	7.6	7.5	7.7	7.7	7.6	7.5	7.5	7.6	7.5	7.5	7.5

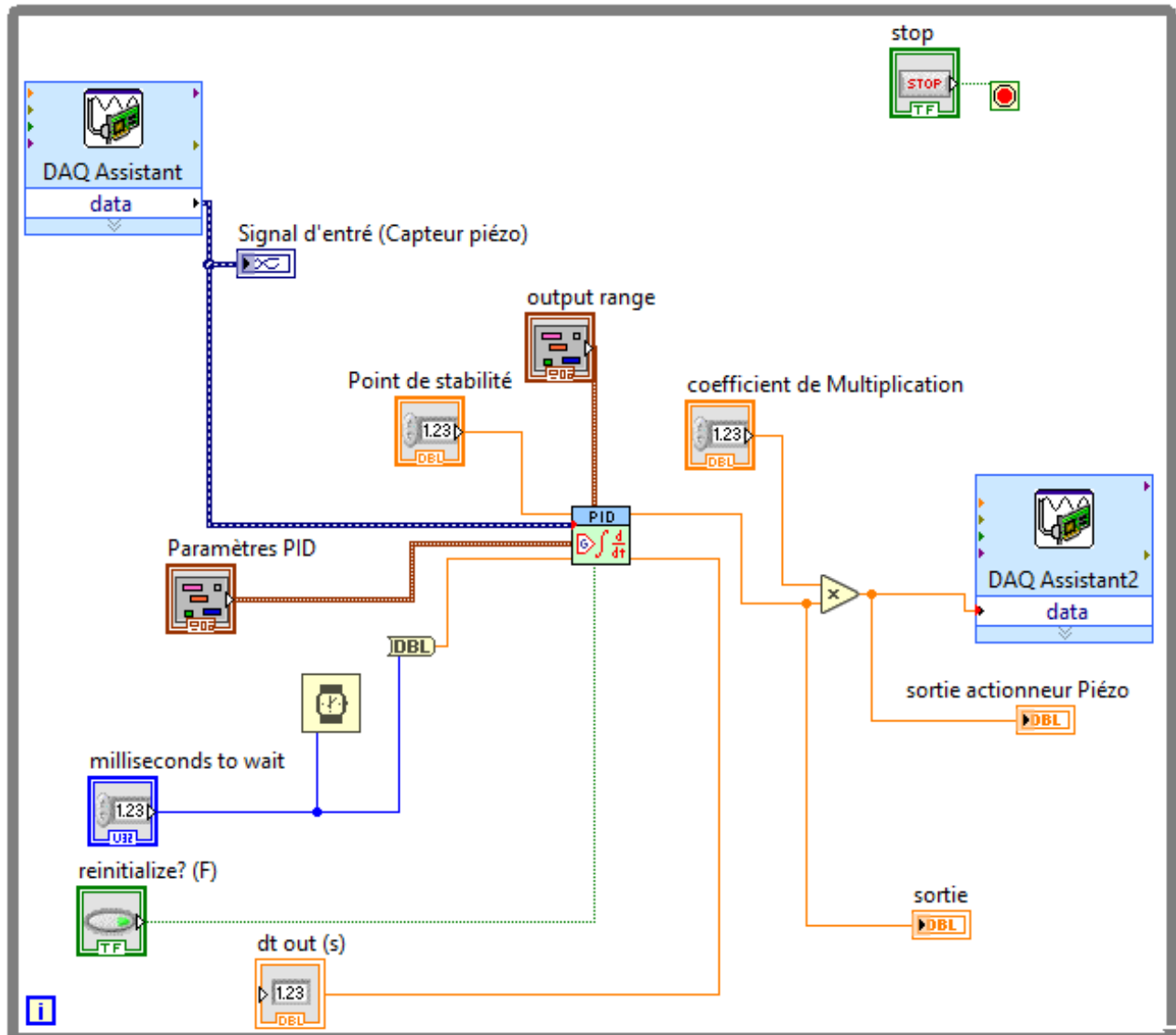
Annexe 2 : Diagramme LabView pour mesurer les Vibrations



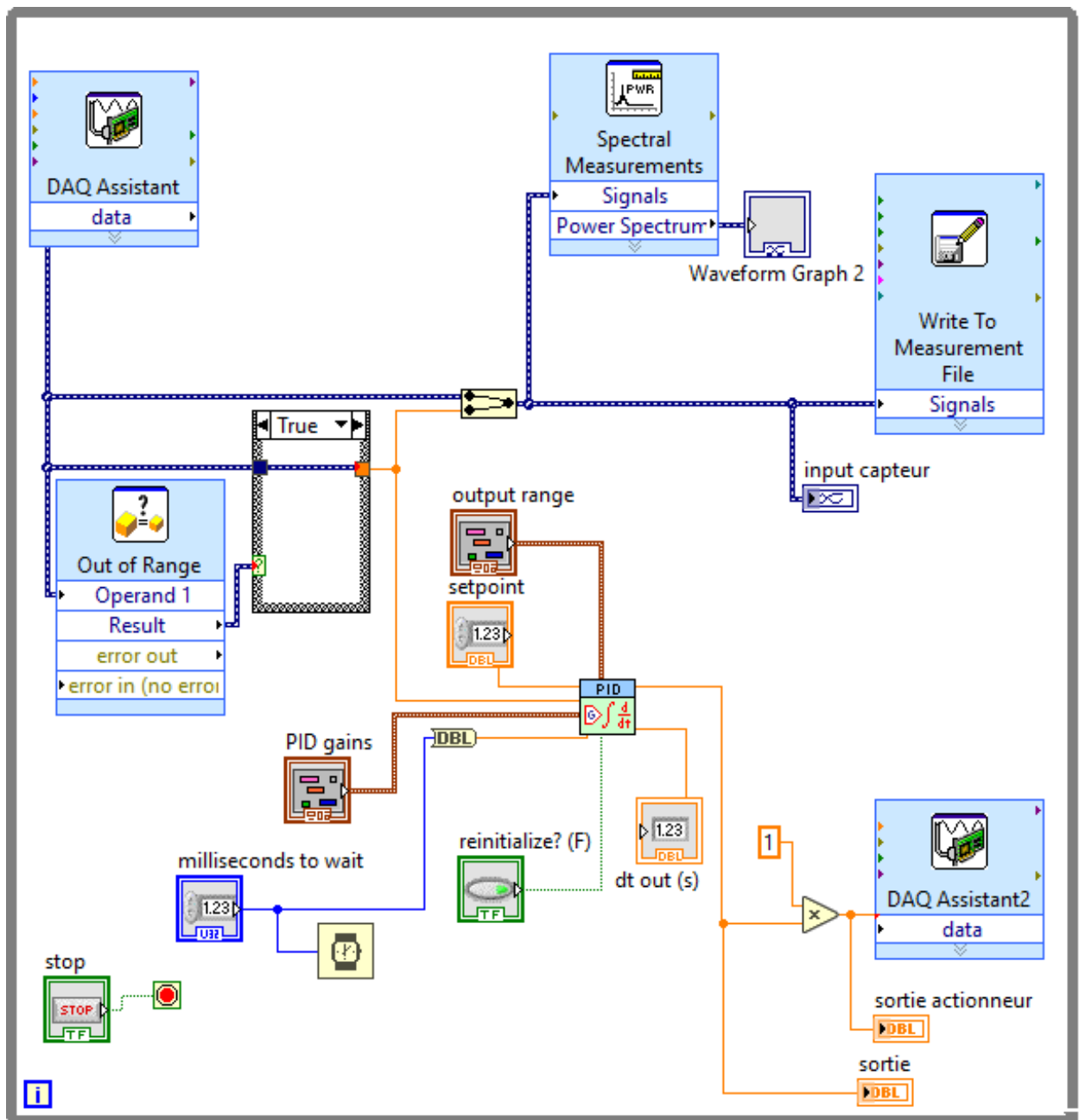
Annexe 3 : Diagramme LabView de l'analyse spectrale



Annexe 3 : Diagramme LabView du correcteur PID



Annexe 4 : Diagramme LabView du correcteur PID



RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] E. H. Dowell. *Modern Course in Aeroelasticity: Fifth Revised and Enlarged Edition*, Springer. [Online]. Available: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/herts/detail.action?docID=1968076>
- [2] SpringerLink and A. Preumont, *Vibration Control of Active Structures : An Introduction*, 4th ed. 2018. ed. Cham: Springer International Publishing (in eng), 2018, pp. 1 ressource en ligne (XXIV, 518 pages).
- [3] S. G. Braun, D. J. Ewins, and S. S. Rao, *Encyclopedia of vibration*. Usa: Academic Press, 2002.
- [4] R. D. Blevins, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*. Hardcover, 2001.
- [5] D. Dareing, T. Thundat, S. Jeon, and M. Nicholson, "Modal analysis of microcantilever sensors with environmental damping," *Journal of Applied Physics - JAPPL PHYS*, vol. 97, 04/15 2005, doi: 10.1063/1.1880472.
- [6] D. Samir and G. Abderrahmane, *Etude des fréquences propres d'une poutre encastree-libre cas d'une section constante (Application aux aubes de turbines à vapeur et validation des résultats avec Abaqus)*. 2009.
- [7] A. directeur : Ilinca and D. Delaunay, "Contrôle des vibrations par amortisseur semi-actif," 2018. [Online]. Available: http://semaphore.uqar.ca/1352/1/David_Delaunay_fevrier2018.pdf
- [8] A. Ilinca and D. Gourgue, "Etude et contrôle des systèmes flexibles par amortissement variable," ed: ProQuest Dissertations Publishing, 2016.
- [9] S. G. E. Braun, D. J. E. Ewins, S. S. E. Rao, and A. W. R. Leissa, "Encyclopedia of Vibration: Volumes 1, 2, and 3," *Applied Mechanics Reviews*, vol. 55, no. 3, pp. B45-B45, 2002, doi: 10.1115/1.1470670.
- [10] M. K. Kwak and D.-H. Yang, "Dynamic modelling and active vibration control of a submerged rectangular plate equipped with piezoelectric sensors and actuators," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 54, pp. 848-867, 2015/04/01/ 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2015.02.001>.
- [11] F. Kochtbene, "Contrôle actif des vibrations en fraisage," 2017. [Online]. Available: <http://www.theses.fr/2017ENAM0066/document>
- [12] N. Rizet, "Contrôle actif de vibrations utilisant des matériaux piézo-électriques," 1999. [Online]. Available: <http://www.theses.fr/1999ISAL0001/document>
- [13] J. L. Fanson and T. K. Caughey, "Positive position feedback control for large space structures," *AIAA Journal*, vol. 28, no. 4, pp. 717-724, 1990/04/01 1990, doi: 10.2514/3.10451.
- [14] S. Nima Mahmoodi, M. Ahmadian, and D. J. Inman, "Adaptive Modified Positive Position Feedback for Active Vibration Control of Structures," (in eng), *Journal of*

- Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 21, no. 6, pp. 571-580, 201004 2010, doi: 10.1177/1045389X10361631.
- [15] Y. Wu, W. Zhang, X. Meng, and Y. Su, "Compensated positive position feedback for active control of piezoelectric structures," (in eng), *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 29, no. 3, pp. 397-410, 201802 2018, doi: 10.1177/1045389X17708045.
- [16] M. J. Balas, "Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structures," *Journal of Guidance and Control*, vol. 2, no. 3, pp. 252-253, 1979, doi: 10.2514/3.55869.
- [17] I. Nakić, Z. Tomljanović, and N. Truhar, "Optimal Direct Velocity Feedback," *Applied Mathematics and Computation*, vol. 225, pp. 590-600, 2013/12/01/ 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.amc.2013.10.003>.
- [18] Y. R. Teo and A. J. Fleming, "Optimal integral force feedback for active vibration control," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 356, pp. 20-33, 2015/11/10/ 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.06.046>.
- [19] A. Preumont, B. de Marneffe, A. Deraemaeker, and F. Bossens, "The damping of a truss structure with a piezoelectric transducer," *Computers & Structures*, vol. 86, no. 3, pp. 227-239, 2008/02/01/ 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2007.01.038>.
- [20] M. J. Grimble, M. A. Johnson, S. O. R. Moheimani, and A. J. Fleming, *Piezoelectric Transducers for Vibration Control and Damping*. London: London: Springer London (in eng), 2006.
- [21] A. Preumont, *Active and passive damping with piezoelectric transducers*. Dordrecht: Dordrecht: Springer Netherlands (in eng), 2006, pp. 159-197.
- [22] H. Djojodihardjo, M. Jafari, S. Wiriadidjaja, and K. A. Ahmad, "Active Vibration Suppression of an elastic piezoelectric sensor and actuator fitted cantilevered beam configurations as a generic smart composite structure," *Composite Structures*, vol. 132, pp. 848-863, 2015/11/15/ 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.06.054>.
- [23] M. Y. Hayyani and D. Delaunay, "Contrôle des vibrations par amortisseur semi-actif," ed: ProQuest Dissertations Publishing, 2018.