



# **Etude et contrôle des systèmes flexibles par amortissement variable**

Mémoire présenté

dans le cadre du programme de maîtrise en ingénierie  
en vue de l'obtention du grade de maître en sciences appliquées  
(M. Sc. A.)

PAR

© **Damien Gourgue**

Sous la supervision de

**Adrian Ilinca**

**Juin 2016**



**Composition du jury :**

**Hussein Ibrahim, président du jury, UQAR et Technocentre Éolien**

**Adrian Ilinca, directeur de recherche, UQAR**

**Drishtysingh Ramdenee, examinateur externe, ITMI**

Dépôt initial le 26 mai 2016

Dépôt final le 23 juin 2016



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 tout particulièrement 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 ainsi que de son soutien et de sa gentillesse tout au long de mon projet.

Je remercie ma famille de m'avoir soutenu dans ma démarche.

Je remercie les techniciens de l'UQAR pour leur professionnalisme et leurs solutions efficaces aux différentes questions techniques que j'ai pu leur poser.

Je remercie enfin mes collègues de maîtrise avec qui j'ai passé des moments inoubliables et qui m'ont régulièrement prodigué de judicieux conseils.



## ***RÉSUMÉ***

Le projet s'inscrit dans une démarche pour le contrôle des amplitudes d'oscillations sur les pales d'éoliennes. Du fait des contraintes géométriques, le système devrait être installé au niveau de la fixation en porte à faux de la pale. Un banc d'essais a été conçu de manière à simuler l'effet qu'aurait un amortissement implanté à la base de la pale. Pour des raisons de simplicité, les tests ont été menés sur une plaque métallique.

Le banc d'essais est composé d'une plaque vibrante métallique rectangulaire servant de système d'étude, de glissières permettant le guidage de la plaque en porte à faux et le renvoi des efforts, d'une suspension comprenant un ressort et un amortisseur électrorhéologique et d'un exciteur électromagnétique permettant d'appliquer une force au système sans imposer de position.

Les essais ont porté sur le potentiel de l'amortisseur électrorhéologique dans le contrôle des oscillations des structures en porte à faux et sur la capacité du banc d'essais à tester différentes architectures de contrôle.

Les essais ont montré une bonne efficacité de l'amortisseur dans le contrôle des oscillations, avec des amplitudes similaires à la plaque encastrée au réglage le plus dur et une réduction d'amplitude de 30% pour le réglage le plus souple. Ce chiffre devrait pouvoir être augmenté en redimensionnant plus finement le système au jour des résultats de la présente étude et en implémentant une architecture de contrôle efficace.

Mots clés : Vibration, Amortissement, Electrorhéologique, Eolien, Flottement, Banc d'essais

## ***ABSTRACT***

This project is a part of a project to control wind turbine blade's vibrations. Because of geometric requirements, the control system would be installed at the blade cantilevered attachment. A test bench was designed to simulate that kind of damped system's behaviour. To simplify the problem the tests were done on a metal plate.

The test bench is made of a rectangular vibrating plate whose movements are studied. It is attached to slides guiding the system in cantilever and directing efforts vertically in the damper. The suspension is made of a spring and an electrorheological damper. An electromagnetic excitation mechanism is used to apply a force to the system without fixing position.

The tests were done to determine the electrorheological damper's potential for the cantilevered structures oscillations control. We also tried the test bench ability to use a variety of control architectures.

The experiments showed the damper's efficiency in controlling the oscillations. The oscillations amplitudes were reduced by 30 % between hard and soft damping. That number could be improved by using the actual results to improve the bench and control architecture.

*Keywords* : Vibration, Damping, Electrorheologic, Eolian, Flutter, Benchtest



## *TABLE DES MATIÈRES*

<b>REMERCIEMENTS .....</b>	<b>vii</b>
<b>RÉSUMÉ .....</b>	<b>ix</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xi</b>
<b>TABLE DES MATIÈRES.....</b>	<b>xiii</b>
<b>LISTE DES FIGURES .....</b>	<b>xix</b>
<b>LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES .....</b>	<b>xxiii</b>
<b>LISTE DES SYMBOLES.....</b>	<b>xxv</b>
<b>INTRODUCTION GÉNÉRALE .....</b>	<b>1</b>
<b>OBJECTIFS.....</b>	<b>2</b>
<b>METHODOLOGIE .....</b>	<b>4</b>
<b>STRUCTURE DU MEMOIRE.....</b>	<b>4</b>
<b>CHAPITRE 1 THÉORIE.....</b>	<b>7</b>
<b>1.1 THÉORIE AEROELASTIQUE .....</b>	<b>7</b>
<b>1.1.1 Divergence aéroélastique .....</b>	<b>7</b>
<b>1.1.2 Flottement aéroélastique.....</b>	<b>9</b>
<b>1.2 THEORIES ANALYTIQUES.....</b>	<b>11</b>
<b>1.2.1 Résistance des matériaux.....</b>	<b>11</b>
<b>1.2.2 Théories vibratoires .....</b>	<b>11</b>
<b>1.2.3 Électromagnétisme .....</b>	<b>15</b>
<b>1.2.4 Principe de fonctionnement des amortisseurs électrorhéologiques .....</b>	<b>18</b>
<b>1.3 LOGICIELS .....</b>	<b>19</b>
<b>1.3.1 Analyses dans SolidWorks.....</b>	<b>19</b>

1.3.2	Analyses dans ANSYS .....	20
1.3.3	LabView .....	21
<b>CHAPITRE 2 CONCEPTION DU BANC D’ESSAI.....</b>		<b>23</b>
2.1	ARCHITECTURE DES BANCs D’ESSAI D’AMORTISSEURS CLASSIQUES .....	23
2.2	CHOIX DANS LA CONCEPTION DU BANC D’ESSAI.....	25
2.2.1	Architecture.....	25
2.2.2	Instrumentation .....	36
2.2.3	Contrôle .....	42
2.3	MODELISATION DU BANC D’ESSAI .....	44
2.3.1	Essais statiques.....	44
2.3.2	Essais vibratoires .....	48
<b>CHAPITRE 3 PROTOCOLE EXPERIMENTAL.....</b>		<b>55</b>
3.1	PREPARATION DU BANC D’ESSAI.....	55
3.1.1	Réglages mécaniques .....	55
3.1.2	Étalonnage des capteurs.....	57
3.1.3	Étalonnage de l’excitateur .....	59
3.1.4	Alimentation de l’amortisseur .....	60
3.2	ESSAIS DE LACHER .....	62
3.2.1	Coulisseau bloqué .....	62
3.2.2	Coulisseau libre.....	62
3.3	ESSAIS DE VIBRATIONS DE LA PLAQUE SELON LE PREMIER MODE (FLEXION) .....	63
3.4	ESSAIS DE VIBRATION DE LA PLAQUE SELON LE DEUXIEME MODE (TORSION).....	64
<b>CHAPITRE 4 RÉSULTATS ET DISCUSSION DU MODÈLE.....</b>		<b>67</b>
4.1	RESULTATS DES SIMULATIONS .....	67
4.1.1	Simulations modales .....	67
4.1.2	Simulations en régime transitoire .....	70
4.2	RESULTATS EXPERIMENTAUX.....	72

<b>4.2.1 Essais Excité.....</b>	<b>72</b>
<b>4.3 CORRELATION DES RESULTATS SIMULES ET EXPERIMENTAUX .....</b>	<b>76</b>
<b>CONCLUSION GÉNÉRALE.....</b>	<b>81</b>
<b>ANNEXES .....</b>	<b>85</b>
<b>RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....</b>	<b>93</b>



## **LISTE DES TABLEAUX**

Tableau 1 : Table des coefficients correspondant à la corrélation entre la modélisation du système et les résultats expérimentaux .....	78
---	----



## ***LISTE DES FIGURES***

Figure 1 : Modélisation d'un profil d'aile pour l'illustration de la divergence aéroélastique .....	8
Figure 2 : Angle de torsion en fonction de la vitesse du vent.....	8
Figure 3 : Schéma montrant le mouvement de la pale par rapport à son axe au repos au cours du temps .....	10
Figure 4 : Schéma d'architecture d'un banc de test d'amortisseur classique .....	24
Figure 5 : Schéma d'architecture de banc d'essai choisie .....	25
Figure 6 : Schéma d'architecture du système à deux amortisseurs .....	26
Figure 7 : Schéma des transferts d'énergie entre le système vibrant et son environnement .....	27
Figure 8 : Schéma de la configuration pour le calcul des roulements .....	29
Figure 9 : Schéma de fonctionnement de l'amortisseur électro-rhéologique .....	30
Figure 10 : Amortisseur électro-rhéologique FLUDICON RD25 .....	31
Figure 11 : Schéma du contrôle de l'amortissement.....	32
Figure 12 : Capture d'écran d'une simulation sous Matlab du champ magnétique dans la piste magnétique de l'excitateur .....	33
Figure 13 : Schéma en coupe de l'excitateur électromagnétique .....	35
Figure 14 : Schéma de l'évolution des tensions dans la commande de l'excitateur.....	35
Figure 15 : Schéma du montage en pont de Wheatstone et des notations associées .....	37

Figure 16 : Schéma de la décomposition des déformations sur la tige du capteur .....	39
Figure 17 : Schéma du système d'acquisition des données expérimentales du banc.....	40
Figure 18 : Capture de l'écran de contrôle et d'affichage des données sous Labview .....	41
Figure 19 : Essais de résistance par éléments finis de la plaque vibrante sous un effort en coin de 210 N et de son propre poids .....	45
Figure 20 : Essais de résistance par éléments finis de l'ensemble des pièces du coulisseau soumis au poids de la plaque vibrante et à un effort de 3000 N appliqué en coin sur la plaque.....	47
Figure 21 : Modèle ANSYS du système, avec la plaque vibrante, l'amortisseur, et les masses des différents éléments.....	51
Figure 22 : Graphique des fréquences de résonance simulées de l'ensemble plaque-coulisseau amorti en fonction de l'amortissement dans le piston .....	51
Figure 23 : Assignements du connecteur d'entrée de l'amplificateur DC16 de Fludicon.....	61
Figure 24 : Graphique des fréquences de résonances simulées du mode 1 du système amorti sans l'équipage mobile en fonction de l'amortissement paramétré dans l'élément dissipatif .....	68
Figure 25 : Graphique des fréquences de résonances simulées du mode 1 du système amorti comprenant l'équipage mobile en fonction de l'amortissement paramétré dans l'élément dissipatif .....	69
Figure 26 : Graphique du rapport simulé entre l'amplitude en bout de plaque et celle au niveau du coulisseau en fonction de l'amortissement avec une excitation à 4 Hz.....	71
Figure 27 : Graphique des amplitudes simulées en bout de plaque et au niveau du coulisseau en fonction de l'amortissement à 4 Hz.....	72
Figure 28 : Graphique de l'amplitude en bout de plaque en fonction de la fréquence d'excitation pour différents niveaux d'amortissement.....	73
Figure 29 : Graphique de l'amplitude au niveau du coulisseau en fonction de la fréquence d'excitation pour différents niveaux d'amortissement .....	74

Figure 30 : Graphique du rapport expérimental entre l'amplitude du coulisseau et l'amplitude en bout de plaque en fonction de la fréquence d'excitation .....75

Figure 31 : Graphique des courbes des rapports d'amplitudes expérimentaux et simulés après corrélation pour les essais à 4 Hz .....77



## ***LISTE DES ABRÉVIATIONS, DES SIGLES ET DES ACRONYMES***

<b>ANSYS</b>	Logiciel de calcul par éléments finis
<b>CFX</b>	Module de calculs fluidiques de ANSYS
<b>DC</b>	De l'anglais « Direct Current », courant continu
<b>ENSAM</b>	Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Paristech
<b>ER</b>	Electro-Rhéologique
<b>MATLAB</b>	Logiciel de Calcul
<b>MLI</b>	Modulation de Largeur d'Impulsion
<b>MR</b>	Magneto-Rhéologique
<b>SolidWorks</b>	Logiciel de conception assistée par ordinateur incluant des modules de calcul par éléments finis
<b>UQAR</b>	Université du Québec à Rimouski



## *LISTE DES SYMBOLES*

<b>A<sub>excitation</sub></b>	Amplitude de l'excitation
<b>B</b>	Champ magnétique
<b>B<sub>r</sub></b>	Champ magnétique rémanent en surface d'un aimant
<b>ΔL</b>	Variation de longueur
<b>E</b>	Module d'Young
<b>ε</b>	Allongement relatif
<b>ε<sub>0</sub></b>	Permittivité du vide
<b>F</b>	Force
<b>F<sub>excitation</sub></b>	Force de l'excitateur
<b>f<sub>excitation</sub></b>	Fréquence de l'excitation
<b>g</b>	accélération gravitationnelle
<b>H</b>	Excitation magnétique
<b>Hz</b>	Hertz
<b>j</b>	Densité de courant électrique
<b>k</b>	Raideur
<b>kg</b>	Kilogramme
<b>L</b>	Longueur

<b>lbf</b>	Livre force
<b>N</b>	Newton
<b>m</b>	Mètre
<b>mm</b>	Millimètre
<b>m<sub>pme</sub></b>	Masse de la partie mobile de l'excitateur
<b>m.s<sup>-1</sup></b>	Mètres par Seconde
<b>Pa</b>	Pascal
<b>S</b>	Surface
<b>σ</b>	Contrainte
<b>Ω</b>	Ohm
<b>t</b>	Variable représentant le temps
<b>T</b>	Tesla
<b>U</b>	Vitesse du vent en mètres par seconde
<b>U<sub>D</sub></b>	Vitesse du vent à laquelle il y a divergence aéroélastique
<b>μ</b>	Micro, facteur 10 <sup>-3</sup>
<b>μ<sub>0</sub></b>	Perméabilité magnétique du vide
<b>V</b>	Volt
<b>{...}</b>	Vecteur
<b>[...]</b>	Matrice
<b>‘</b>	Pied

“

Pouce



## INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans un souci d'amélioration continue de l'efficacité de l'utilisation des matériaux, l'industrie éolienne a une tendance à maximiser les dimensions de ses machines tout en réduisant la masse des éléments tournants. Cela a tendance à diminuer 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. Un dispositif permettant le contrôle du niveau de vibrations et son maintien dans une plage optimale, autorisant par exemple le dégivrage des pales en éjectant la glace, protégerait les systèmes lors du fonctionnement et améliorerait ses capacités ainsi que sa productivité en augmentant l'efficacité du système et le nombre d'heures de production possibles.

Les phénomènes aéroélastiques les plus destructeurs rencontrés dans le domaine de l'éolien sont la divergence et le flottement. Ces phénomènes mettent en jeu à la fois les caractéristiques aérodynamiques et structurelles de la machine. Ils sont itératifs du fait que la modification des caractéristiques aérodynamiques affecte l'état du système et modifie l'équilibre structurel. Cela entraîne un changement d'état et une nouvelle modification de l'équilibre aérodynamique, qui modifie à son tour l'équilibre structurel, etc. Cette recherche d'une position stable peut aboutir sur un état d'équilibre statique ou dynamique, ou s'amplifier jusqu'à la rupture du système. C'est pourquoi une analyse précise des 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 modèles théoriques analytiques décrivant ces phénomènes [1], et ce sous des formes plus ou moins complexes. Toutefois ces modèles, bien que pratiques, car relativement simples et rapides à calculer, ne permettent pas d'obtenir une caractérisation précise du comportement du système. Des modélisations

numériques ont par la suite été développées à l'aide de logiciels tels qu'ANSYS-CFX [2]. Elles résolvent de manière itérative les équations de Navier-Stokes par volumes finis et les équations de mécanique par éléments finis pour approximer de la manière la plus juste le comportement réel du système. Cela a toutefois une incidence importante sur le temps et la puissance de calcul machine nécessaire pour effectuer les simulations, et rend illusoire toute prédiction en temps réel des oscillations de la structure en fonction des données de vent captées par les tours. Pour pallier ce problème, les résultats d'études utilisant ANSYS-CFX ont pu être transposés sous le logiciel de calcul MATLAB pour obtenir un modèle simplifié permettant d'estimer en temps réel le comportement du système tout en conservant une précision acceptable [3].

### **OBJECTIFS**

Il s'agit donc maintenant de travailler sur ce modèle et, en tenant compte des caractéristiques du système, de concevoir la commande de l'amortissement variable afin de voir si le matériel disponible permet de suivre et de contrer efficacement les sollicitations auxquelles la structure est soumise. De plus, les tests en aéroélasticité étant destructifs, très peu d'études expérimentales ont été menées et il serait intéressant d'arriver à travailler ces aspects sur des modèles de géométries simples afin de vérifier expérimentalement les modèles numériques développés.

Les expérimentations en souffleries étant difficiles à maîtriser et demandant un matériel précis permettant d'obtenir et de contrôler des conditions idéales [4, 5], cette approche a été écartée du fait du manque de matériel disponible dans les locaux. Il a donc été décidé que pouvoir reproduire mécaniquement l'excitation du vent sur les éprouvettes pourrait faciliter les tests. Il conviendra alors d'observer les théories vibratoires pour pouvoir coller au mieux aux données et reproduire le mouvement du système réel.

L'objectif général est d'utiliser les modèles précédemment développés pour contrôler l'amortissement de la structure en y intégrant un amortisseur semi-actif; il s'agit de modéliser le fonctionnement de l'amortisseur et de l'implanter dans le modèle du système

afin d'obtenir une tension de contrôle satisfaisante de la rigidité du système. Dans un premier temps, il faut déterminer le comportement de l'amortisseur et des systèmes étudiés, pour enfin développer un modèle de contrôle de l'amortisseur permettant d'agir sur les mouvements de l'ensemble étudié. Il existe différents types d'amortisseurs : passifs, actifs et semi-actifs. Les amortisseurs passifs ne font que dissiper l'énergie du système avec un coefficient d'amortissement fixe. Les amortisseurs actifs peuvent dissiper ou injecter de l'énergie dans le système, ce qui a pour conséquence une potentielle capacité à rendre le système instable en cas de lacunes dans le système de contrôle. Enfin, les amortisseurs semi-actifs permettent de dissiper l'énergie du système tout en faisant varier l'amortissement par différents moyens [6]. Les principaux sont mécaniques, magnétorhéologiques et électrorhéologiques. Les systèmes mécaniques fonctionnent avec un fluide classique, mais limitent plus ou moins la circulation de celui-ci en faisant varier l'ouverture de vannes [7]. Les systèmes magnétorhéologiques utilisent des fluides dans lesquels on a ajouté des particules métalliques polarisées et qui permettent, en appliquant un champ magnétique plus ou moins intense, de faire varier la viscosité du fluide [6]. Les systèmes électrorhéologiques sont similaires aux systèmes magnétorhéologiques, mais utilisent un champ électrique et des particules diélectriques pour contrôler la viscosité du fluide. La mise au point des systèmes magnétorhéologiques a été plus rapide que celle des systèmes électrorhéologiques du fait de meilleures performances de ceux-ci au niveau de la viscosité obtenue, avec des contraintes de 100 kPa pour les fluides magnétorhéologiques contre 10 kPa pour les électrorhéologiques, de la sensibilité des fluides électrorhéologiques aux impuretés et de la nécessité de dispositifs fournissant un haut voltage pour créer les champs électriques associés [8, 9]. Les amortisseurs utilisant des fluides magnétorhéologiques ont beaucoup été utilisés dans le bâtiment sur des systèmes antisismiques [10] permettant de modifier la réponse de la structure aux vibrations. Cela donne lieu au concept de « smart structure », qui permet d'optimiser et d'alléger les conceptions tout en maximisant leur résistance aux sinistres. Les systèmes les plus aboutis utilisent des contrôles sous forme de réseaux de neurones qui peuvent apprendre le comportement du système sous certaines conditions et ainsi réagir en temps voulu.

Toutefois, ce genre de système ne peut réagir que dans son domaine d'apprentissage et toute condition sortant de l'ordinaire le rendra totalement inefficace. L'utilisation des fluides électrorhéologiques est plus récente que celle des fluides magnétorhéologiques, pour les raisons citées précédemment [8]. Toutefois, les fluides électrorhéologiques réagissent plus rapidement que les fluides magnétorhéologiques et permettent un contrôle plus précis de la viscosité du fluide [11].

## **METHODOLOGIE**

Dans l'optique de tester le comportement de l'amortisseur et son effet sur une structure souple, un banc d'essai a été conçu et fabriqué. Le banc d'essai a permis l'essai de l'amortisseur sur sa plage de fonctionnement et d'observer son influence sur le comportement vibratoire de la plaque. Les essais expérimentaux ont été comparés à des simulations avec ANSYS. Ces essais testent le comportement en flexion et en torsion de la structure, de manière libre et excitée. L'influence de l'amortissement sur la structure souple en porte à faux est déterminée. Pour la suite des essais, le système devra permettre l'implantation d'un système de contrôle complexe et d'un signal d'excitation complexe.

Une fois développé, le modèle de contrôle du système devra être adapté pour l'implantation dans les structures d'éoliennes. Ceci devra se faire en maximisant l'efficacité du système, avec le moins de modifications des structures préexistantes et en limitant toute intervention sur le système.

## **STRUCTURE DU MEMOIRE**

Ce mémoire est composé d'une introduction générale, suivie de 4 chapitres développant la démarche du projet et s'achève par une conclusion générale.

Le CHAPITRE 1 présente les différentes théories analytiques utilisées lors de la démarche. Les notions d'aéroélasticité, d'électromagnétisme et de mécanique vibratoire et des matériaux sont présentés, ainsi que les logiciels de simulation utilisés.

Le CHAPITRE 2 traite en détail de la conception du banc d'essais. Il comprend le dimensionnement des différentes parties électromécaniques et la justification des choix technologiques effectués en fonction des caractéristiques déterminées lors de l'avant-projet.

Le CHAPITRE 3 présente de manière précise le protocole expérimental utilisé lors des tests de validation sur le banc d'essais.

Le CHAPITRE 4 regroupe les résultats numériques et expérimentaux portant d'une part sur les capacités des amortisseurs électrorhéologiques à contrôler les oscillations de systèmes en porte-à-faux et d'autre part sur les capacités du banc d'essais à tester le contrôle des oscillations du système vibrant. Ces résultats sont traités et analysés de manière à obtenir des corrélations satisfaisantes reflétant le comportement du système.

La conclusion générale récapitule les objectifs du projet et la démarche suivie. Elle fait une synthèse des résultats et conclusions du CHAPITRE 4 et ouvre sur les suites possibles à donner au projet.



# CHAPITRE 1

## THÉORIE

### 1.1 THEORIE AEROELASTIQUE

#### 1.1.1 Divergence aéroélastique

Lorsqu'une structure flexible est soumise à un flux d'air stationnaire, un équilibre s'établit entre les efforts aérodynamiques appliqués par le fluide et les efforts élastiques liés à la résistance de la structure à la déformation. Si les efforts aérodynamiques deviennent trop importants, le système devient instable et conduit à la rupture du matériel.

On peut illustrer simplement le phénomène sur un profil en deux dimensions, fixé par un ressort de torsion au reste de la pale pour simuler sa flexibilité. Les forces aérodynamiques dépendent principalement de l'angle  $\alpha$ . Ces forces aérodynamiques induisent un effort de portance, et un moment de torsion sur la pale, ce qui modifie l'angle  $\alpha$ .

L'équilibre du modèle implique que la somme des moments soit nulle, soit un équilibre entre le moment aérodynamique et le moment élastique.

Si cet équilibre est rompu, suite à une modification du vent par exemple, le système trouvera un autre état d'équilibre dans une autre position ou, si le vent devient trop fort, entrainera un angle trop important qui mettra en défaut le matériau de la pale et qui la fera rompre sous des contraintes trop importantes. C'est la divergence aéroélastique.

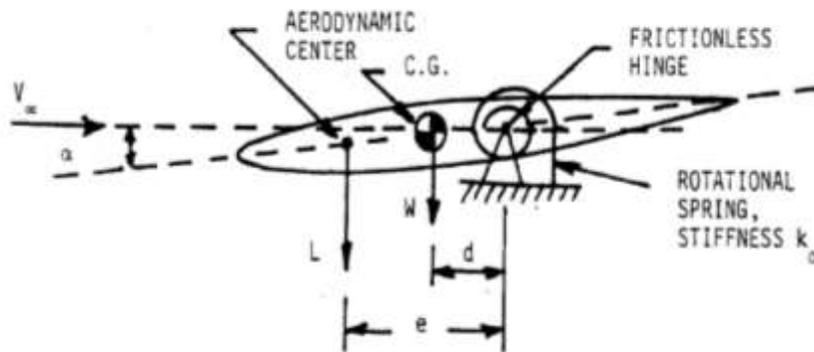


Figure 1 : Modélisation d'un profil d'aile pour l'illustration de la divergence aéroélastique

Il existe peu de travaux de modélisation de la divergence du fait des gradients très élevés des différentes variables à proximité de celle-ci, qui rendent la modélisation complexe pour trouver une valeur limite de vent réaliste. Une deuxième contrainte en analyse expérimentale est le maintien des conditions de vent et le contrôle des paramètres en soufflerie, ainsi que le fait que les tests sont souvent destructifs et donc coûteux.

Le principal but des méthodes d'analyse est de définir la vitesse de divergence  $U_D$  afin de pouvoir anticiper les limites de fonctionnement des machines.

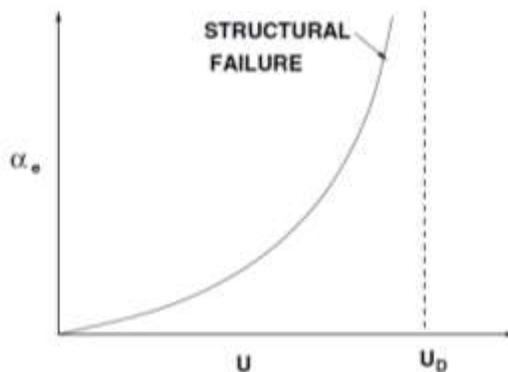


Figure 2 : Angle de torsion en fonction de la vitesse du vent

Les méthodes analytiques les plus simples, tel que le modèle basique ou la modélisation en plaque permettent d'approximer les résultats désirés de manière très simple au niveau du calcul, mais n'ont que peu de marge d'évolution et de précision et conviennent plus à des approches « à la main » qu'à des approches informatisées permettant une puissance de calcul bien supérieure. Les méthodes unidimensionnelles et bidimensionnelles sont bien plus intéressantes, et permettent d'ajuster la précision de calcul à la puissance disponible en maillant plus ou moins largement la pale. Il conviendra alors de vérifier la convergence des séries lorsque le maillage augmente afin de vérifier la cohérence des résultats.

### **1.1.2 Flottement aéroélastique**

Le flottement est un phénomène aéroélastique dynamique. Il correspond à la réponse de la pale à un écoulement non stationnaire. Il apparaît par exemple lors de rafales, qui permettent d'amorcer le processus d'augmentation exponentielle de l'amplitude des vibrations.

La vitesse incidente du vent sur un point de la pale change constamment en raison du cisaillement, du mauvais alignement giration/inclinaison, du passage de la pale devant la tour et de la turbulence atmosphérique. Cela a un impact direct sur l'angle d'attaque qui varie dynamiquement durant une révolution. L'effet de changer l'angle d'attaque des pales n'apparaît pas instantanément, mais avec un certain délai, proportionnel au rapport entre la longueur de la corde et la vitesse relative locale. L'influence de ces variations sur les charges aérodynamiques dépend de la situation de la couche limite, si elle est attachée ou en partie séparée. Par exemple, lorsque l'angle d'attaque augmente d'une zone avant décrochage à une valeur dans la zone de décrochage, les coefficients aérodynamiques du

profil sont corrigés, pour un court délai, en modifiant la valeur de l'écoulement stationnaire par une oscillation déterminée empiriquement.

Le flottement se manifeste par une augmentation très rapide de l'amplitude de vibration de la pale, alors que l'amortissement interne au système n'est plus en mesure de dissiper toute l'énergie transmise par le vent. Il met en jeu un ensemble de forces aérodynamiques instationnaires, des forces d'inerties et des efforts élastiques.

Le flottement, contrairement à la divergence, superpose la torsion et la flexion de la pale. Il s'initie par une mise hors équilibre du système, par exemple par une modification de l'angle d'attaque suite à une variation de vent.

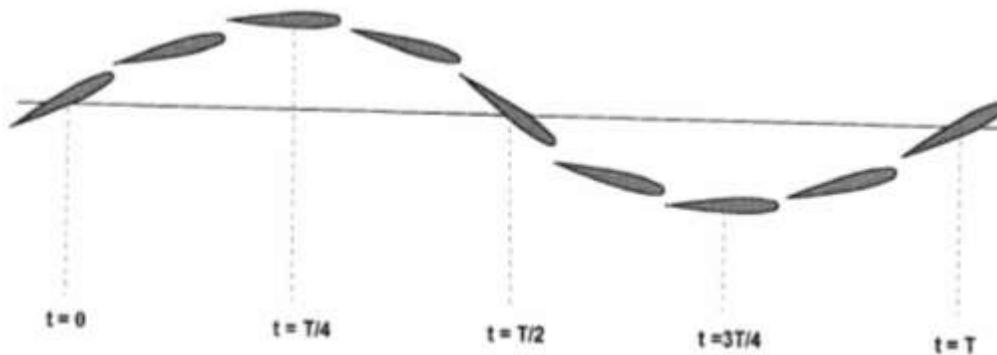


Figure 3 : Schéma montrant le mouvement de la pale par rapport à son axe au repos au cours du temps

Cette variation de l'angle d'attaque engendre une augmentation de la portance et fait fléchir la pale (entre  $t=0$  et  $t=T/4$ ). La rigidité de la structure ramène alors le profil à sa position d'angle d'attaque nul ( $T/4$ ). La rigidité tend à ramener la structure à sa position neutre en flexion, mais l'inertie fait passer le profil sous un angle d'attaque légèrement négatif, ce qui engendre de nouveaux efforts aérodynamiques imposant un mouvement vers le bas ( $T/4$  à  $T/2$ ). Une nouvelle fois la rigidité en torsion ramène le profil à un angle d'attaque nul, que le profil dépasse légèrement et qui démarre un nouveau cycle.

Les oscillations en flexion ont tendance à s'amortir, tandis que celles en rotation s'amplifient. Si les mouvements de rotation ne s'amortissent pas, ils conduisent à terme à la destruction de la pale.

## **1.2 THEORIES ANALYTIQUES**

### **1.2.1 Résistance des matériaux**

- Loi de Hooke

La loi de Hooke modélise les déformations dans le domaine élastique d'un matériau homogène à partir de son module d'Young (E). Elle relie la contrainte dans le matériau ( $\sigma$ ) à l'allongement relatif ( $\varepsilon$ ).

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (1.1)$$

Cette relation reste valide pour de faibles déformations du matériau dans une direction, lorsqu'il reste dans le domaine élastique, et permet de modéliser le comportement de type ressort d'éléments mécaniques de géométrie simple. Pour des déformations plus importantes, la striction est à prendre en compte et modifie la répartition des contraintes. La loi de Hooke généralisée permet, en passant la relation sous forme matricielle, de la rendre valide pour des déformations plus complexes restant dans le domaine élastique. [12]

### **1.2.2 Théories vibratoires**

- Vibrations, fondements analytiques

La modélisation analytique des systèmes vibrants se fait en décomposant le système réel sous la forme de masses et de ressorts. La dissipation d'énergie est souvent négligée du

fait des amplitudes de mouvement limitées. La majorité des échanges énergétiques se fait entre l'énergie cinétique et élastique.

Les équations utilisées peuvent être celles de la dynamique classique ou celles de la conservation de l'énergie. On les applique toutefois dans le cadre de mouvements périodiques harmoniques ce qui amène des cas particuliers.

La décomposition sous forme de masses-ressorts de la structure étudiée permet de n'appliquer les équations de la mécanique générale qu'à ces masses et de simplifier les calculs par décomposition et superposition des résultats. Le nombre de degrés de liberté du modèle correspondra au nombre de modes qui pourront être déterminés. L'analyse en amont de la structure quant à la forme de ses modes est primordiale pour avoir une décomposition du système intéressante et donnant de bons résultats [13].

L'équation de base est celle de la dynamique classique, sous forme matricielle, dans laquelle on néglige le terme d'amortissement :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1.2)$$

Les différentes matrices correspondent à la répartition des masses dans le système pour  $[M]$  et aux caractéristiques des ressorts les reliant pour  $[K]$ . C'est un système de masses et de ressorts équivalent. Le vecteur  $\{x\}$  est composé des déplacements des différents points.

On recherche les fréquences propres en vibrations libres. L'équation de base devient alors :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (1.3)$$

C'est un système d'équations différentielles, sa résolution permet de mettre les équations sous forme canonique et de déterminer les différentes fréquences propres. On trouvera autant de fréquences propres différentes que d'équations indépendantes dans le système.

La résolution conduit à chercher les vecteurs propres du système ( $\varphi_i$  correspondant au  $i^{\text{ème}}$  vecteur propre) pour une pulsation  $\omega$  en résolvant l'équation :

$$[K]\{\varphi_i\} = \omega^2[M]\{\varphi_i\} \quad (1.4)$$

Cette équation illustre le fait qu'à la résonance les efforts inertiels et élastiques se compensent. Si la dissipation d'énergie dans le système réel est faible, travailler à la fréquence de résonance pourra engendrer des amplitudes très importantes et conduire à la rupture du système.

#### - Modélisations de Reissner-Mindlin

Le modèle de Reissner-Mindlin [14] pour une plaque consiste en la décomposition du mouvement en un déplacement de la fibre moyenne de la plaque auquel on ajoute une rotation orthogonale à la fibre.

L'approximation est bonne aux alentours de la fibre mais le fait de considérer les sections comme indéformables engendre des erreurs aux bords de la plaque. Plus l'on s'éloigne de la fibre moyenne, plus l'erreur est grande. C'est pourquoi le modèle est meilleur pour de faibles torsions ou de faibles largeurs de plaque.

Ce modèle a été testé, les résultats analytiques sur les plaques encastées étant généralement bons. Toutefois, dans le cadre d'une plaque guidée au mouvement amorti, les équations n'ont pas pu être résolues. La complexification du modèle due aux conditions aux limites liées à l'amortissement rend le système insoluble analytiquement et je n'ai pas trouvé de modèle permettant une résolution correcte d'un modèle numérique.

- Éléments finis

Originellement développée pour résoudre des problèmes de mécanique du solide, l'analyse par éléments finis s'est généralisée à une multitude de problèmes complexes. Elle permet l'approximation d'un problème difficile en une somme de petits problèmes simples qu'il faut résoudre simultanément. Les optimisations liées à l'informatique ont largement contribué à l'essor de cette méthode [15].

Toutefois l'analyse par éléments finis peut donner des résultats divergents de la réalité, notamment lorsque la géométrie est complexe, que les caractéristiques du matériau sont mal connues, ou que les conditions aux limites sont mal définies. Les connaissances analytiques de l'utilisateur sont alors importantes pour déceler les résultats ne concordant pas avec le comportement réel du système.

- Décomposition en éléments

La décomposition du système se fait sous la forme d'un maillage. Plus le maillage est fin, plus le modèle se rapprochera de la réalité. En revanche le temps de calcul augmente avec le nombre de nœuds du maillage. Il conviendra d'effectuer une étude de convergence pour optimiser la taille du maillage. De plus le temps de calcul peut être réduit en utilisant les caractéristiques géométriques du système pour simplifier le maillage (symétries, etc.). Différents types de mailles peuvent être utilisées, chacune ayant des propriétés différentes.

- Calcul des matrices de rigidité

Les matrices de rigidité sont déterminées de manière à ce que les déplacements calculés des nœuds du modèle puissent être reliés aux efforts dans le système. On rapporte la rigidité du système global à la somme des rigidités des mailles, cette rigidité dépendant des caractéristiques du matériau.

- Calcul des déformations

Les déformations sont calculées en utilisant les matrices de rigidité du système, et en considérant que la somme des forces d'interactions entre les nœuds est égale aux forces extérieures s'appliquant au nœud. Ces hypothèses permettent de résoudre le système d'équations matricielles en tenant compte des conditions aux limites appliquées par l'opérateur. Les forces sont connues, les inconnues sont les déplacements des nœuds du maillage.

- Extrapolation des contraintes liées aux déformations

Les contraintes dans le modèle sont déterminées à partir des déformations des mailles et des caractéristiques du matériau. Des aberrations peuvent apparaître au niveau des joints entre différentes pièces, notamment lorsque celles-ci ont des matériaux différents. Les mailles des deux pièces se déforment alors différemment pour des contraintes similaires, ce qui peut occasionner des erreurs de calcul.

### 1.2.3 Électromagnétisme

- Électromagnétisme

L'électromagnétisme étudie les interactions entre les charges électriques des particules et leur influence sur les systèmes environnants. Il est régi par les équations de Maxwell qui relient les champs électriques  $\vec{E}$  et magnétiques  $\vec{B}$  aux densités de charges  $\rho$  et de courants électriques  $\vec{j}$ , ainsi qu'aux constantes  $\epsilon_0$ , la permittivité diélectrique du vide, et  $\mu_0$ , la perméabilité magnétique du vide. [16]

Les équations de Maxwell sont :

$$\text{Maxwell-Gauss : } \operatorname{div} \vec{E} = \frac{\rho}{\epsilon_0} \quad (1.6)$$

$$\text{Maxwell-Thomson : } \operatorname{div} \vec{B} = 0 \quad (1.7)$$

$$\text{Maxwell-Faraday : } \overrightarrow{\operatorname{rot}} \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \quad (1.8)$$

$$\text{Maxwell-Ampère : } \overrightarrow{\operatorname{rot}} \vec{B} = \mu_0 \vec{J} + \mu_0 \epsilon_0 \frac{\partial \vec{E}}{\partial t} \quad (1.9)$$

Les interactions entre les champs électriques, magnétiques, et les densités de courant donnent lieu à des forces qui peuvent être utilisées pour le développement d'actionneurs ou d'amortisseurs se basant sur les effets électromagnétiques.

Les principales forces sont la force de Lorentz et la force de Laplace qui en découlent :

$$\text{Force de Lorentz : } \vec{F} = q\vec{E} + q\vec{v} \wedge \vec{B} \quad (1.10)$$

$$\text{Force de Laplace : } d\vec{F} = I \cdot d\vec{l} \wedge \vec{B} \quad (1.11)$$

Où  $\vec{F}$  est la force,  $q$  correspond à la charge de la particule étudiée,  $\vec{v}$  à sa vitesse,  $I$  au courant circulant dans l'élément de circuit.

À partir de cette dernière expression, on peut déterminer la force engendrée par le courant circulant dans une bobine plongée dans un champ magnétostatique.

Dans un premier temps on détermine la force exercée sur une spire de rayon  $R_{\text{Spire}}$  dans un champ magnétique uniforme  $B$ , parcourue par un courant  $I$ , par intégration de l'expression précédente :

$$F_{\text{Spire}} = 2\pi * R_{\text{Spire}} * I * B \quad (1.12)$$

Le résultat pour la bobine complète de rayon  $R_{Bobine}$  est obtenu en multipliant ce résultat par le nombre de spires de la bobine  $N_{Spires}$  :

$$F_{Bobine} = 2\pi * R_{Bobine} * I * B * N_{Spires} \quad (1.13)$$

- Magnétostatique :

Les équations de Maxwell simplifiées dans le cadre de la magnétostatique sont :

$$\text{div } \vec{B} = 0 \quad (1.14)$$

$$\overrightarrow{\text{rot}} \vec{B} = \mu_0 \vec{j} \quad (1.15)$$

Le champ magnétique est un champ vectoriel. Le champ magnétique autour d'un aimant est constitué de lignes de champ reliant le pôle Nord au pôle Sud.

Ces lignes de champ peuvent être modifiées en plaçant dans le champ des matériaux de perméabilités magnétiques différentes. Les matériaux diamagnétiques repoussent les lignes de champ, tandis que les matériaux paramagnétiques et ferromagnétiques concentrent ces lignes.

Les matériaux ferromagnétiques ont une perméabilité magnétique très importante, leur permettant de modifier les champs magnétiques de manière significative. Ils sont notamment utilisés pour la création de pistes magnétiques. Ces pistes permettent de rediriger le champ magnétique de manière à concevoir des transformateurs, ou à concentrer le champ dans un entrefer. Pour maximiser son effet, on doit faire attention à bien boucler la piste, et augmenter ses sections de manière à ce que le champ n'atteigne pas la limite de saturation du matériau utilisé. La taille des entrefers doit être limitée au minimum afin de limiter la divergence des lignes de champ autour de l'entrefer.

- Électrostatique

Les équations de Maxwell simplifiées pour l'électrostatique sont :

$$\operatorname{div} \vec{E} = \frac{\rho}{\epsilon_0} \quad (1.16)$$

$$\operatorname{rot} \vec{E} = \vec{0} \quad (1.17)$$

Le champ électrique a donc pour origine les densités de charges élémentaires dans l'espace.

L'interaction entre deux particules chargées est décrite par la loi de Coulomb, qui relie les charges  $q_i$  des deux particules, la distance  $r_{12}$  entre leurs centres et la permittivité  $\epsilon$  du matériau. Le vecteur  $\vec{e}_r$  est orienté selon la direction de la droite reliant les centres, de 1 vers 2 :

$$\vec{F}_{1/2} = \frac{q_1 q_2}{4\pi\epsilon r_{12}^2} \vec{e}_r = -\vec{F}_{2/1} \quad (1.18)$$

Lorsqu'on plonge un métal dans un champ électrique, chaque électron, poussé par la force de Lorentz, se déplace dans le matériau. Il se crée un débalancement de la charge et l'on polarise le matériau.

#### 1.2.4 Principe de fonctionnement des amortisseurs électrorhéologiques

Les amortisseurs électrorhéologiques sont des amortisseurs semi-actifs. Ils ont la capacité de modifier leurs caractéristiques d'amortissement au cours du temps, mais n'apportent pas d'énergie dans le système contrairement aux éléments de contrôle actifs. Leur effet est purement dissipatif. Le mécanisme de dissipation d'énergie est le même que pour les amortisseurs classiques. Lors du mouvement du piston, le fluide est laminé dans les orifices permettant sa circulation entre les différentes chambres, créant un échauffement du fluide et dissipant l'énergie du système. Les amortisseurs électrorhéologiques améliorent

ce concept en faisant varier la viscosité du fluide laminé, ce qui permet de moduler la résistance au laminage du fluide et donc la force d'amortissement engendrée. Pour ce faire, le fluide utilisé n'est pas une huile d'amortisseur classique. Des particules métalliques sont introduites en suspension dans le fluide. Ces particules sont soumises, aux abords des orifices de laminage, à un champ électrique les polarisant et engendrant des interactions magnétiques entre celles-ci. Des chaînes de particules se créent, limitant la circulation de ces éléments et, par extension, du fluide complet. Plus le champ électrique est fort, plus les chaînes sont importantes et solides. Pour circuler, le fluide doit passer entre les chaînes, ou créer des contraintes de cisaillement assez grandes pour rompre celles-ci. Au niveau macroscopique, on fait varier la viscosité du fluide. [17]

On obtient donc un système dont l'amortissement varie en fonction de la tension électrique de son alimentation. Cela facilite grandement la gestion du système par rapport aux systèmes mécaniques ou magnétorhéologiques dont les signaux de contrôle ont des relations intégrales avec la sortie.

## **1.3 LOGICIELS**

### **1.3.1 Analyses dans SolidWorks**

SolidWorks est un logiciel de dessin assisté par ordinateur. Il permet à l'opérateur de concevoir des modèles numériques volumiques des éléments d'un système, de les assembler, et d'effectuer un certain nombre de simulations simples en utilisant les modules de calculs par éléments finis intégrés au logiciel [18].

Son utilisation pour la conception et la simulation est relativement aisée. C'est une bonne alternative à des logiciels de simulation plus lourds qui demandent plus de temps à paramétrer, tout en gardant des résultats fiables sur des calculs simples, comme de la statique.

Les principaux modules utilisés ont été les modules de dessin, d'assemblage, ainsi que les modules complémentaires pour l'analyse mécanique, en particulier le module de statique sur des pièces seules et sur des assemblages.

### **1.3.2 Analyses dans ANSYS**

ANSYS est un logiciel d'analyse par éléments finis comportant de nombreux modules interconnectables et gérant l'analyse multiphysique. Les modules qui nous intéressent ici sont ceux concernant l'analyse vibratoire et la mécanique dynamique transitoire [19].

Ces deux modules sont gérés par le solveur ANSYS Mechanical qui permet principalement de faire de l'analyse structurelle au niveau mécanique et thermique.

La procédure de calcul est classique pour de l'élément fini. Les inconnues primaires calculées lors des analyses structurelles dans ANSYS sont les positions de chaque nœud du maillage. Toutes les autres données, telles que les contraintes, les forces, etc. sont calculées à l'aide de ces positions et des autres données du système. Les contraintes sont extrapolées à partir des déformations calculées et de la matrice d'élasticité du matériau.

Les modules utilisés sont appelés à partir du « Workbench ». Cette palette d'applications peut permettre d'interconnecter différents modules et de créer des applications multiphysiques. Les modules présents sont compatibles avec différents logiciels de dessin, afin d'importer facilement les géométries sur lesquelles on veut travailler. Il suffit ensuite de paramétrer les conditions aux limites et les conditions de charges pour avoir un système fonctionnel.

Le module de vibration permet d'obtenir la forme et la fréquence des modes propres de la structure. Un soin particulier doit être apporté à la fixation du système, son paramétrage ayant une grande influence sur les résultats obtenus.

Le module de mécanique transitoire permet de simuler le comportement dans le temps d'un système soumis ou non à des sollicitations extérieures. Le paramétrage de la fixation et des contraintes sur le système doit être particulièrement surveillé.

### **1.3.3 LabView**

LabView est un logiciel d'acquisition et de traitement des données basé sur un environnement de développement graphique, créé par National Instruments [20]. Il utilise le langage graphique « G » et permet de communiquer avec un grand nombre de logiciels connexes comme Matlab, Excel, etc.

La programmation se décompose entre la face avant, constituant l'interface utilisateur, et la face arrière où le corps du programme est assemblé. Labview propose une bibliothèque de blocs ayant chacun une fonction précise, le corps du programme est obtenu en combinant différents blocs pour traiter les signaux à la convenance de l'utilisateur.

La face avant permet l'affichage des données collectées et le réglage des indicateurs ou des commandes du programme. Les blocs disponibles sont principalement des blocs graphiques pour l'affichage de courbes ou de données numériques.

La face arrière permet la programmation et le traitement des données en tant que tel. Les blocs disponibles concernent plus la génération de signaux, leur acquisition, leur traitement et leur exportation. En les combinant, on peut obtenir des programmes performants permettant l'acquisition et le traitement de données expérimentales.

L'un des gros avantages de Labview est sa compatibilité avec les cartes d'acquisition National Instruments qui deviennent des systèmes « plug and play ». Il ne restera plus qu'à paramétrer les éléments branchés sur la carte pour qu'elle soit pleinement fonctionnelle.



## **CHAPITRE 2**

### **CONCEPTION DU BANC D'ESSAI**

#### **2.1 ARCHITECTURE DES BANCS D'ESSAI D'AMORTISSEURS CLASSIQUES**

Dans l'optique d'effectuer les tests sur la plaque, le plus simple aurait été d'utiliser un banc de test d'amortisseurs industriel classique que l'on peut trouver sur le marché.

Les architectures de ces bancs de test sont toutes similaires et ont inspiré sur certains aspects l'architecture finale choisie pour notre banc d'essai. Toutefois, certaines caractéristiques ne concordent pas avec les nécessités de l'expérience et ont dû être modifiées.

L'architecture des systèmes de bancs de test classiques est composée d'un bloc moteur placé près du sol pour la stabilité, surmonté d'un système de deux barres de guidage supportant un coulisseau. Le coulisseau sert à adapter le banc d'essai à la longueur de l'amortisseur à tester. Une fois la longueur fixée, le coulisseau est immobilisé sur les barres de guidages. Ces barres sont très largement surdimensionnées afin de limiter leur allongement sous la contrainte, et de solliciter correctement l'amortisseur testé sans que l'élasticité des barres entre en compte. Le moteur est fixé au sol pour plus de stabilité. L'excitation est développée en utilisant un galet excentré qui agit sur un deuxième coulisseau fixé à l'autre extrémité de l'amortisseur et qui permet d'imposer un mouvement à celui-ci. La vitesse de rotation du moteur et l'excentration caractérisent les sollicitations imposées à l'amortisseur qui est soumis à un mouvement défini.

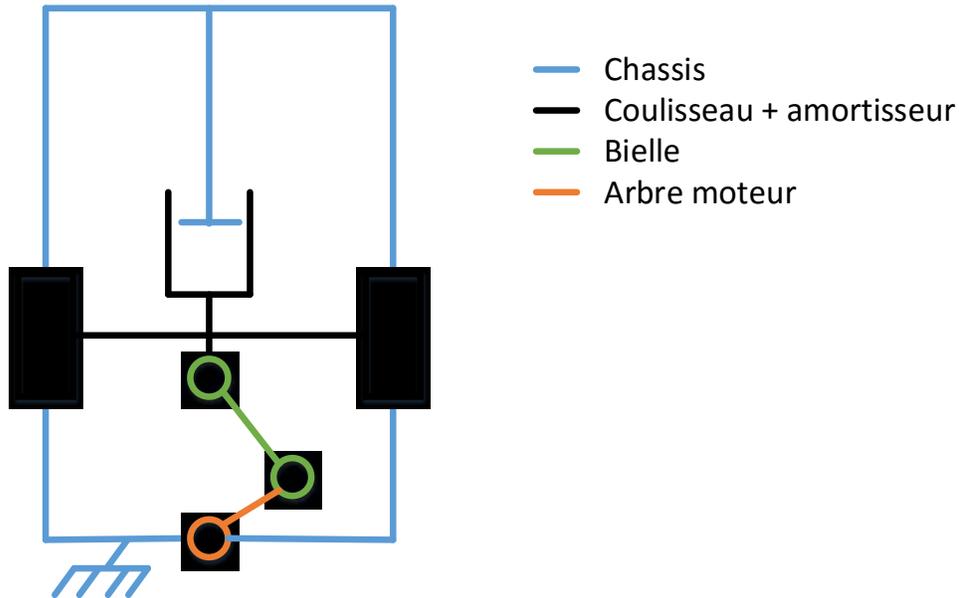


Figure 4 : Schéma d'architecture d'un banc de test d'amortisseur classique

Le problème de ce montage est que l'excitation ne peut venir que du montage bielle-manivelle animé par le moteur et dont la variabilité dans les excitations disponibles au niveau de l'amplitude et de la fréquence est limitée. De plus le système n'oscille pas librement. L'excitation se fait en imposant l'amplitude et la fréquence du mouvement pour déterminer les efforts développés par l'amortisseur à une vitesse donnée. On ne teste pas la réaction de l'amortisseur dans un système vibrant, mais juste l'effort qu'il développe à une vitesse donnée.

Les modalités de l'expérience demandaient un système permettant d'imposer une force et non un mouvement au système de manière à analyser ses réactions à une stimulation extérieure.

## 2.2 CHOIX DANS LA CONCEPTION DU BANC D'ESSAI

### 2.2.1 Architecture

#### 2.2.1.1 Architecture générale

L'architecture finale choisie reprend un certain nombre de choix utilisés pour les bancs d'essai d'amortisseurs classiques. Le système s'articule autour de deux barres de guidage reprenant les efforts et permettant de supporter un coulisseau, ainsi que d'un carter rigidifiant l'ensemble tout en protégeant la partie active d'éléments extérieurs.

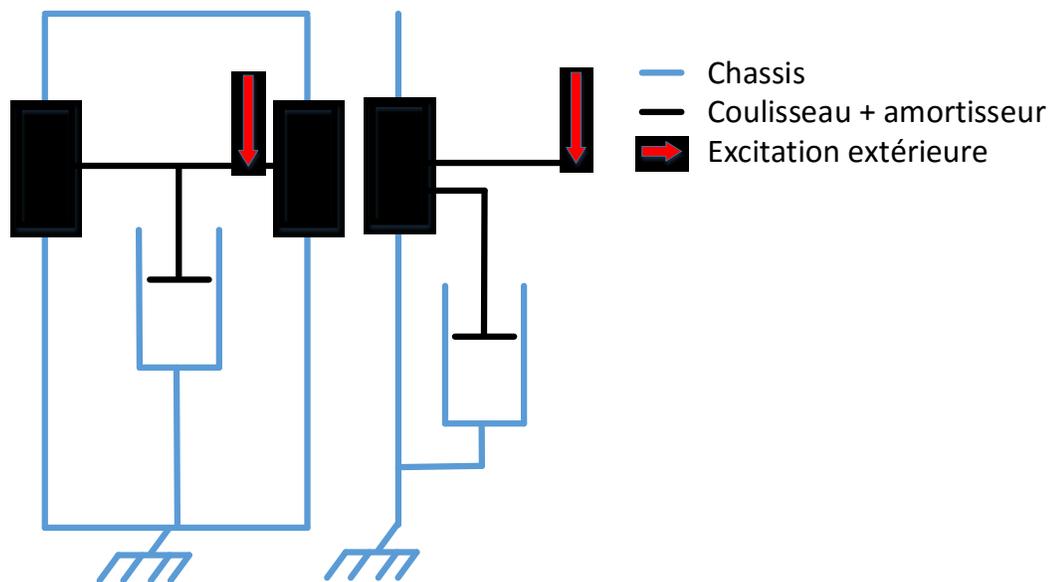


Figure 5 : Schéma d'architecture de banc d'essai choisie

Dans le cas de l'utilisation d'un seul amortisseur, on s'intéresse à l'influence de ce dernier sur le comportement de la plaque en flexion et torsion. Le coulisseau est laissé libre dans l'axe des glissières pour permettre à la plaque de vibrer librement. Le coulisseau

utilisé est simplement composé d'une mâchoire permettant la fixation de la plaque sur l'amortisseur, tout en garantissant que les efforts entre ces deux ensembles restent dans l'axe de travail de celui-ci.

Dans le cas de l'utilisation de deux amortisseurs, on veut de nouveau observer l'influence de l'amortissement sur le comportement en torsion et en flexion. Un coulisseau différent est alors utilisé afin de laisser un degré de liberté supplémentaire en rotation à la plaque. Les amortisseurs sont fixés d'une part à la plaque socle, et d'autre part à la partie pivotante du système. Le coulisseau est plus imposant que le précédent et comprend un axe sur roulement pour permettre de libérer la rotation de la plaque.

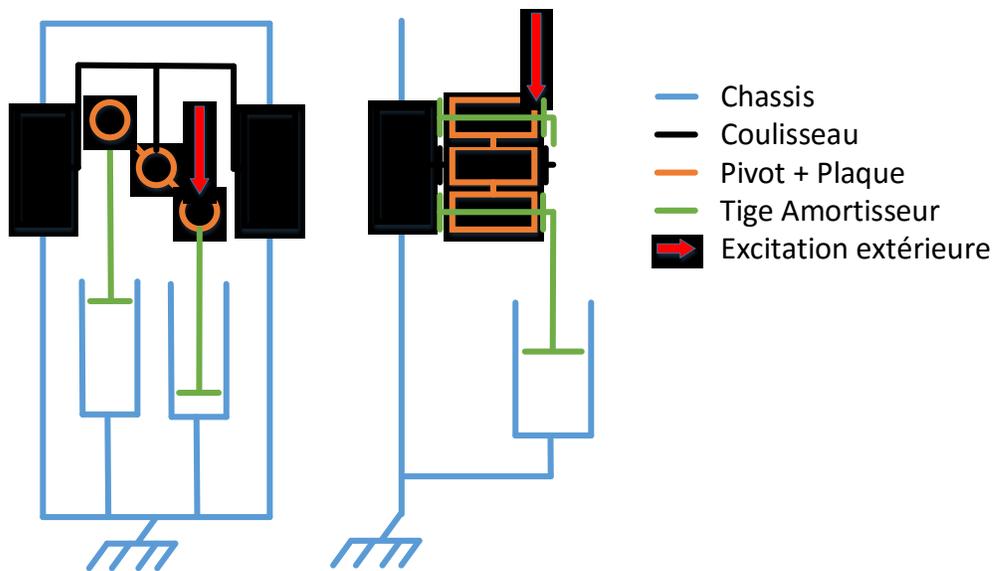


Figure 6 : Schéma d'architecture du système à deux amortisseurs

La partie glissière comprend deux guidages linéaires sur rails afin de ne solliciter l'amortisseur que dans sa direction de travail.

L'excitateur est un système électromagnétique similaire à une architecture de haut-parleur. Composé d'un jeu d'aimants donnant lieu à un champ magnétique permanent et

d'une bobine sur équipement mobile alimentée en courant qui plongée dans le champ magnétique permet de développer un effort sans engendrer de contrainte de position de l'actionneur sur la partie excitée. Celle-ci se comporte alors comme un stockage d'énergie, avec alternance d'énergie potentielle élastique et d'énergie cinétique. Cette énergie est dissipée lors du mouvement, soit dans les frottements inhérents à la plaque, ce qui est peu efficace, soit dans l'amortisseur.

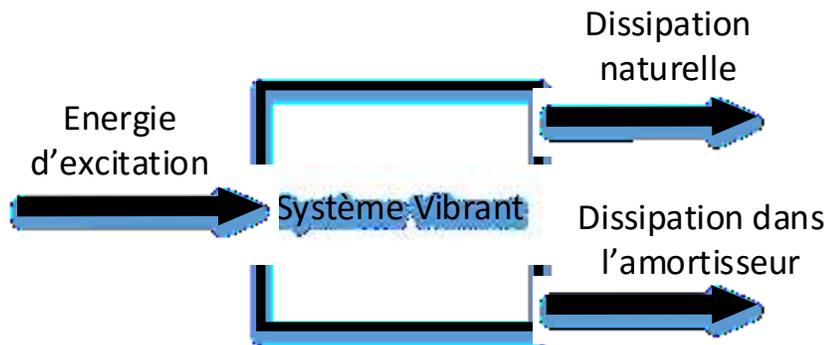


Figure 7 : Schéma des transferts d'énergie entre le système vibrant et son environnement

#### 2.2.1.2 Carter

Le carter est constitué d'un assemblage en plaques d'acier de construction soudées auxquelles sont boulonnées les barres de guidage des glissières. L'architecture choisie permet de rigidifier au maximum la structure afin de supporter au mieux la partie mobile du système et permettre un renvoi des efforts tout en minimisant l'influence du support sur la réaction des parties d'études, notamment au niveau des vibrations. ANNEXE 3

Les barres de guidage du coulisseau d'un diamètre de 1,25'' sont fournies par Thomson. Elles ont été largement surdimensionnées pour d'une part ne pas influencer sur la dynamique du système et d'autre part permettre une potentielle évolution dans la charge imposée au système.

Le réglage du parallélisme des barres de guidages des glissières a été effectué en utilisant des cales de réglage en laiton. Ces cales ont été insérées entre les supports des barres et les plaques latérales du carter afin de pallier les légères distorsions dans l'assemblage au moment du soudage.

### 2.2.1.3 Coulisseaux

Le coulisseau fixe, dont la fonction est de faire la jonction entre la plaque d'étude et l'amortisseur, est composé de trois pièces :

- La base du coulisseau : le réceptacle de la plaque
- La mâchoire serre la plaque sur la base
- Les ailettes de fixation à la glissière font la jonction entre la partie centrale du coulisseau et les roulements des glissières
- Les roulements linéaires assurent le guidage sur les rails

La base du coulisseau est composée d'une barre d'aluminium 6061 T6 de 3/4'' d'épaisseur afin alléger la partie mobile et permettre de limiter l'influence du coulisseau sur la dynamique du système. Dans le plan de la plaque sont usinés un logement pour caler la plaque vibrante et des passages de vis pour permettre le serrage de la plaque entre la mâchoire et la base. À chaque extrémité sont percés des taraudages de 3/8'' pour la fixation des ailettes qui font la liaison avec la glissière. ANNEXE 3

La mâchoire est elle aussi composée d'aluminium 6061 T6 de 3/4'', pour les mêmes raisons que la base du coulisseau. Des passages de vis sont percés dans sa surface en vis-à-vis de ceux de la base afin de venir serrer la plaque d'étude entre la base et la mâchoire.

Les ailettes de fixation sont en acier. Initialement elles étaient incluses dans la structure de la base du coulisseau, mais elles en ont été séparées pour réduire le temps

d'usinage et limiter les pertes de matières en copeaux sur le brut de la pièce. Les ailettes sont asymétriques, l'une supportant un roulement et l'autre deux.

Les roulements linéaires sont des SPB-20 de Thomson. Leur charge dynamique admissible est de 1500 lbf, soit environ 6700 N. Ces roulements sont livrés montés sur des blocs en aluminium facilitant leur assemblage dans le système.

Trois roulements sont utilisés. L'ailette sur laquelle sont montés deux roulements renvoie les efforts dus au porte-à-faux tandis que le roulement seul bloque la rotation dans le plan horizontal.

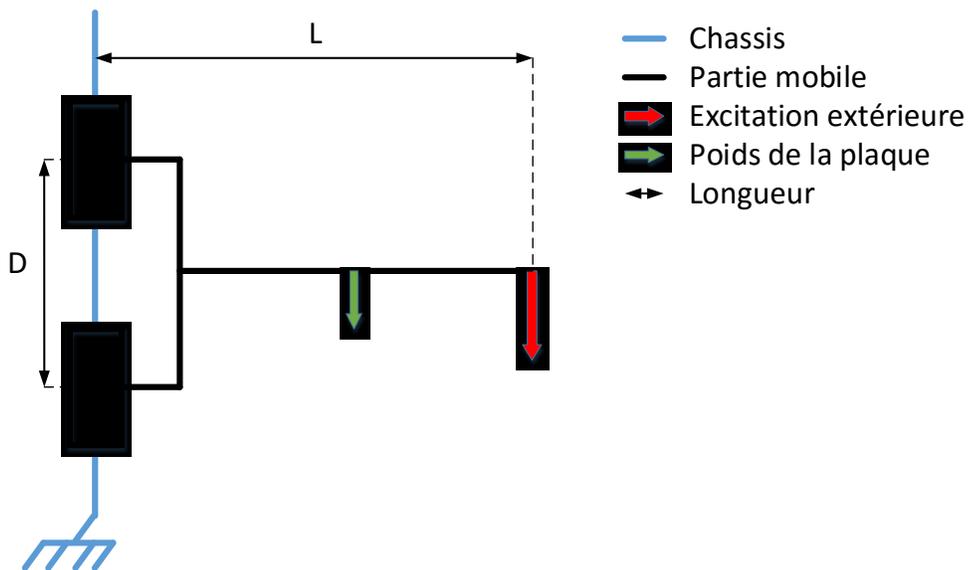


Figure 8 : Schéma de la configuration pour le calcul des roulements

Les roulements se comportant comme des liaisons sphère-cylindre, ils ne renvoient les efforts que dans le plan orthogonal à leur guidage.

Les roulements renvoyant le porte à faux sont montés de manière symétrique par rapport à la plaque. Les efforts sont donc répartis également sur les deux roulements.

Le moment de flexion  $M_f$  à contrer, en accord avec les dimensions de la Figure 8, est relié à la force  $F$  appliquée, à la longueur  $L$  du bras de levier et au poids des éléments en porte à faux. Il correspond à :

$$M_f = F \cdot L + \frac{P \cdot L}{2} \quad (2.1)$$

L'effort maximal équivalent  $F_R$  que les roulements auront à contrer est alors de :

$$F_R = \frac{M_f}{D} \quad (2.2)$$

Avec  $D$  la distance entre les deux roulements, soit une charge dynamique de 1056 N avec un coefficient de sécurité d'environ 6.

#### 2.2.1.4 Amortisseur

Le système comportera selon la configuration un à deux amortisseurs ER de marque FLUDICON, modèle RheDamp RD25/75 (voir ANNEXE 1 et ANNEXE 2). Ces amortisseurs ont 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.

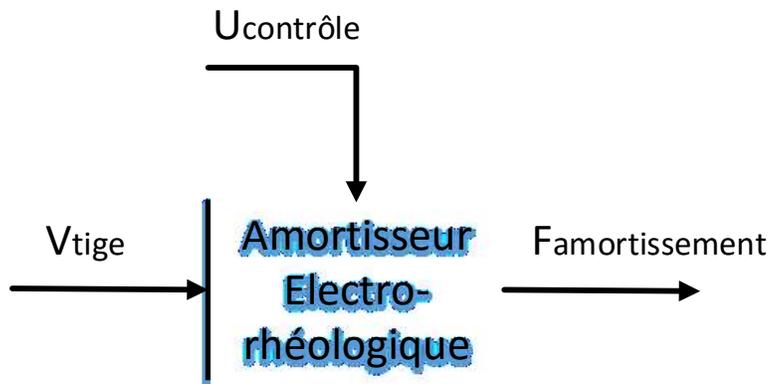


Figure 9 : Schéma de fonctionnement de l'amortisseur électro-rhéologique

Le RheDamp RD25/75 est un amortisseur semi-actif ER d'une longueur rétracté de 298 mm avec une course de 75 mm. Il peut développer des efforts tendant vers 10 N à des vitesses faibles et un voltage nul à 240 N pour  $0.5 \text{ m.s}^{-1}$  et une tension d'entrée de 4 V. Une force élastique d'environ 130 N est aussi présente du fait de la compression d'un gaz dans la chambre du piston.



Figure 10 : Amortisseur électro-rhéologique FLUDICON RD25

L'amplificateur est un DampCon 16 fournit lui aussi par FLUDICON. Il permet de faire la liaison entre la consigne analogique en 0-4 V émanant de l'ordinateur et la tension de contrôle de l'amortisseur variant entre 0 V et 4000 V. L'amplificateur est alimenté en 24 V DC. Il existait deux solutions pour le signal d'entrée, une tension analogique en 0-4 V ou de la modulation de largeur d'impulsion (MLI). L'analogique a été choisi pour sa facilité d'implémentation et sa compatibilité avec des matériels disponibles. La MLI aurait été plus intéressante si l'information avait dû être transportée sur de longues distances, car il n'y aurait pas eu de perte d'information due aux imperfections du câblage contrairement aux signaux analogiques avec lesquels le signal peut être altéré par les pertes dues à la résistance du câblage ou aux perturbations extérieures.

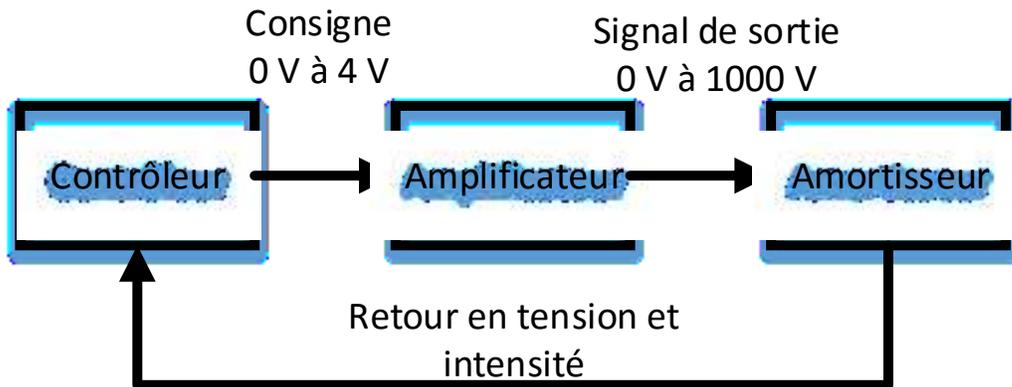


Figure 11 : Schéma du contrôle de l'amortissement

Le but du montage étant de tester l'influence de l'amortisseur sur le comportement d'un élément vibrant en porte à faux, l'amortisseur doit être relié d'une part à cet élément vibrant, et d'autre part au bâti du système. La fixation avec le bâti aurait pu se faire par le haut ou le bas. La fixation par le bas a été choisie du fait que l'amortisseur comporte une partie suspension en compression sous forme d'un gaz sous pression dans la chambre développant environ 130 N. De plus il est plus facile d'installer des ressorts en compression plutôt qu'en traction pour compléter la suspension des éléments mobiles.

#### 2.2.1.5 Excitateur

L'excitateur est un système électromagnétique dont le fonctionnement est analogue à un haut-parleur où la membrane aurait été remplacée par une plaque métallique. Il est composé d'une série d'aimants, d'un noyau redirigeant le flux magnétique dans l'entrefer, et d'une bobine mobile montée sur un support en aluminium. L'équipage mobile est relié à la plaque par une tige en aluminium sur laquelle des jauges de déformation installées en pont de Wheatstone complet permettent la mesure des efforts développés entre l'excitateur et la plaque [21].

La partie statique du système est composée d'aimants en céramique de grade C8 d'une rémanence en surface de  $B_r = 0,385$  T. Leur flux magnétique est canalisé dans un noyau en acier doux, qui le redirige vers l'entrefer où circule la bobine mobile.

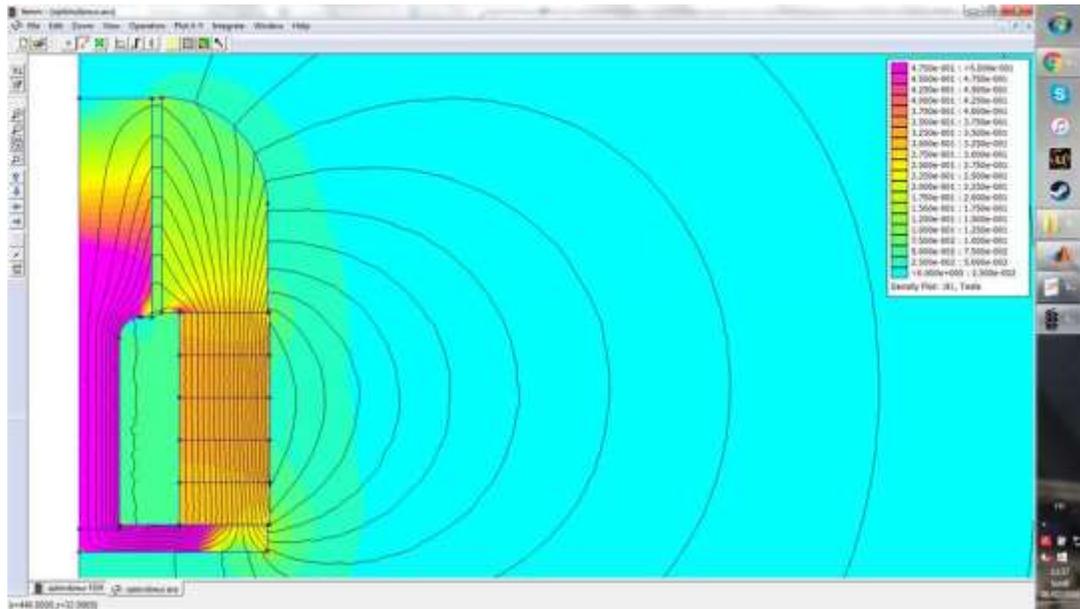


Figure 12 : Capture d'écran d'une simulation sous Matlab du champ magnétique dans la piste magnétique de l'excitateur

L'équipage mobile est composé d'un support en aluminium sur lequel est enroulé un bobinage de cuivre alimenté en courant. Cette partie mobile est reliée à la plaque de manière à lui appliquer une force verticale permettant d'exciter le système. La bobine est constituée de 6 couches de fils de cuivre enrobé pour bobinages moteurs calibre 24 AWG supportant des courants de 3,5 A. [22]

Lorsque la bobine de l'équipage mobile est alimentée en courant, l'interaction électromagnétique entre la densité de courant circulant dans l'enroulement et le champ magnétostatique créé par les aimants dans l'entrefer produit une force déplaçant l'équipage mobile. En alimentant la bobine en courant alternatif, on obtient une excitation sinusoïdale alternée.

Le champ magnétique dans l'entrefer  $B_{\text{entrefer}}$  peut être estimé en considérant que le flux magnétique est totalement canalisé par le noyau. Le champ correspond alors au rapport entre la surface de l'entrefer  $S_{\text{entrefer}}$  et la surface polarisée de l'aimant  $S_{\text{aimant}}$  multiplié par le champ rémanent à la surface de l'aimant  $B_r$ .

$$B_{\text{entrefer}} = B_r * \frac{S_{\text{aimant}}}{S_{\text{entrefer}}} = 0,29 \text{ T} \quad (2.3)$$

Des mesures sur le matériel expérimental à l'aide d'un gaussmètre ont montré une grande disparité dans le champ à l'intérieur de l'entrefer. Des simulations de la piste magnétique dans un sous-programme de Matlab donnent un champ d'environ 0,1 T dans l'entrefer. Les pertes sont dues aux imperfections de la piste magnétique qui engendrent des pertes résistives ainsi que des fuites de lignes de champs à l'extérieur du stator.

L'effort  $F_{\text{excitation}}$  qui peut être développé par le système est proportionnel au champ magnétique dans l'entrefer, aux caractéristiques géométriques de la bobine (son rayon  $R_{\text{spire}}$  et le nombre de spires dans le champ magnétique  $N_{\text{spires actives}}$ ), et au courant  $I$  qui circule dans celle-ci selon la relation suivante :

$$F_{\text{excitation}} = 2 * \pi * B_{\text{entrefer}} * R_{\text{spire}} * N_{\text{spires actives}} * I \quad (2.4)$$

Le champ magnétique dans l'entrefer et la géométrie de la bobine étant fixes au cours du temps, on fait varier le courant circulant dans la bobine pour changer la force d'excitation.

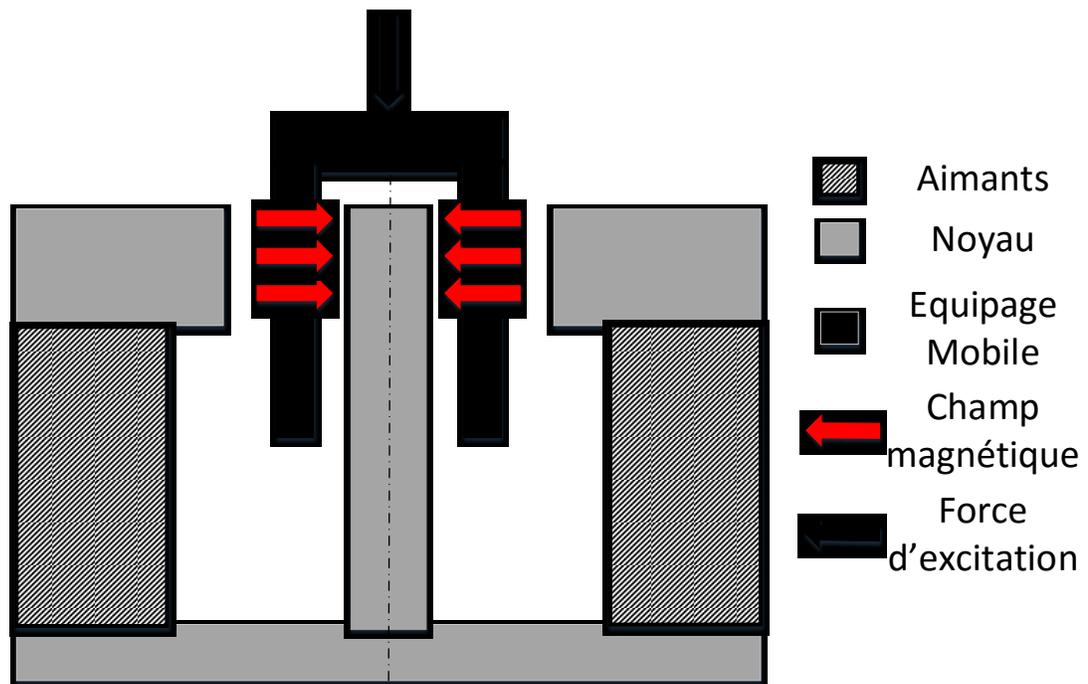


Figure 13 : Schéma en coupe de l'excitateur électromagnétique

L'alimentation de la bobine est constituée d'un circuit électronique amplificateur de signal alimenté en courant 120 V avec point milieu. Le signal d'entrée variant de -5 V à 5 V peut être fourni par un générateur de signal basse fréquence ou par un convertisseur analogique-numérique relié à un ordinateur et permettant d'engendrer des signaux plus complexes. Le signal de sortie est amplifié sur une plage variant de + 60 V à - 60 V (voir ANNEXE 4).



Figure 14 : Schéma de l'évolution des tensions dans la commande de l'excitateur

Le circuit d'amplification est composé d'un étage de préamplification et d'un étage d'amplification permettant le passage du signal basse-tension émanant du générateur basses fréquences ou de l'ordinateur à un signal à plus haute tension transmettant la puissance nécessaire à l'actionneur électromagnétique. Le montage est un montage suiveur induisant un déphasage négligeable. Ce montage doit être réglé à deux niveaux en fonction du niveau d'alimentation de l'amplificateur [23].

Pour alimenter l'actionneur, différentes solutions ont été envisagées puis rejetées. Utiliser une commande de moteur à courant alternatif ne marche pas, car sur la plupart la fréquence et le voltage d'excitation sont liés et ne peuvent être commandés indépendamment alors que dans l'application actuelle, la force d'excitation et la fréquence doivent pouvoir varier indépendamment l'une de l'autre. Une autre solution aurait été d'utiliser un amplificateur audio pour commander la bobine, mais ces systèmes sont conçus pour alimenter des bobinages de faible impédance (4 à 16  $\Omega$  contre 40 à 60  $\Omega$  pour la bobine actuelle) et le signal aurait été écrasé de manière non négligeable en ne permettant pas une transmission de puissance suffisante. Un montage spécifique a donc été créé, qui pourra être amélioré par la suite.

### **2.2.2 Instrumentation**

Les points critiques du montage à surveiller sont d'une part le mouvement de la plaque, d'autre part le mouvement au niveau de la glissière, et enfin la force d'excitation appliquée à la plaque. Des données annexes doivent être surveillées pour le bon fonctionnement du système au niveau de l'alimentation de l'amplificateur.

Le mouvement de la plaque est un mouvement vibratoire, il est donc intéressant de l'observer à l'aide d'accéléromètres afin d'extrapoler l'amplitude et la fréquence d'oscillation. Les deux amplitudes critiques à surveiller sont l'amplitude au niveau du point

d'excitation de la plaque et l'amplitude au niveau du coulisseau. Un accéléromètre sera donc placé à chacun de ces points afin de permettre la comparaison des signaux.

Dans le cadre de l'utilisation du coulisseau pivotant, deux autres accéléromètres pourront être utilisés pour mesurer les oscillations des angles de la plaque les plus proches de la fixation et un pour mesurer l'effet de flexion placé au nœud en torsion à l'extrémité de la plaque ce qui porterait à 5 le nombre d'accéléromètres à utiliser.

Les accéléromètres utilisés ici sont des capteurs DeltaTron type 4507 B 004 de Brüel & Kjaer numéros de série 32066 et 32065.

Afin de visualiser le travail de l'excitateur, un capteur d'effort est placé en bout de celui-ci, sur une tige le reliant à la plaque. Il est constitué de jauges de déformation collées sur une éprouvette en aluminium de 6 mm de diamètre dans la partie active de manière à relier la déformation axiale de la tige à l'effort d'excitation exercé. Le pont de jauges de déformation est relié à un boîtier P-3500 permettant de mesurer les faibles variations de tension à ses bornes et de déterminer l'allongement relatif. Le signal est transmis à la carte d'acquisition de l'ordinateur qui permet son traitement et de relier les données acquises à l'effort instantané développé par l'excitateur.

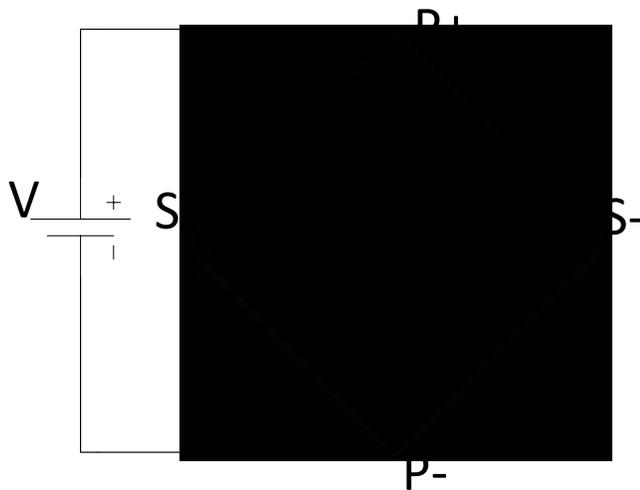


Figure 15 : Schéma du montage en pont de Wheatstone et des notations associées

Les jauges actives du pont sont dans les branches additives. De cette manière on limite l'incidence de la flexion de la tige et on maximise la mesure de son élongation. Les jauges des branches soustractives, montées perpendiculairement à l'axe de travail de la tige, ne mesurent aucune déformation, mais permettent de compenser la dérive thermique. Un montage avec des résistances a été testé, mais la dérive était trop importante pour permettre une mesure stable. Les notations sont précisées sur la Figure 15.

Initialement :

$$Em = 0 V \quad (2.5)$$

On a alors, les jauges étant de même valeur :

$$\frac{R1}{R4} = \frac{R2}{R3} = 1 \quad (2.6)$$

En fonctionnement :

$$\delta_i = \frac{\Delta R_i}{R_i} \quad (2.7)$$

$$Em = \frac{V}{4} (\delta_1 - \delta_2 + \delta_3 - \delta_4) \quad (2.8)$$

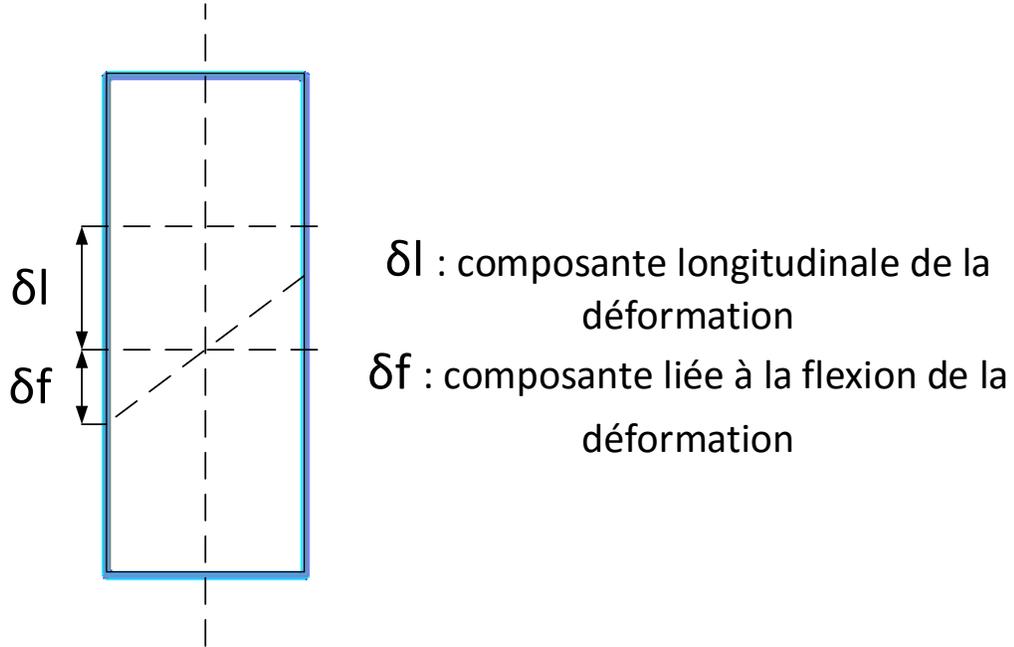


Figure 16 : Schéma de la décomposition des déformations sur la tige du capteur

Les jauges actives sont R1 et R3. Elles sont montées à l'opposé sur la tige de manière à mesurer l'élongation de celle-ci. On a alors selon les notations de la Figure 16 :

$$\delta_1 = \delta_l + \delta_f + \delta_T \quad (2.9)$$

$$\delta_3 = \delta_l - \delta_f + \delta_T \quad (2.10)$$

$$\delta_2 = \delta_T \quad (2.11)$$

$$\delta_4 = \delta_T \quad (2.12)$$

D'où :

$$Em = \frac{V}{2} \delta_l \quad (2.13)$$

On relie ensuite cette mesure, en utilisant la loi de Hooke, pour relier l'élongation de la tige  $\varepsilon$  à l'effort  $F$  fourni par l'excitateur, au module d'Young  $E$  du matériau et à ses caractéristiques géométriques  $L$  et  $S$ , respectivement la longueur de la zone où l'on mesure l'élongation et sa section. On peut ainsi obtenir la raideur  $K$  du capteur.

D'après la loi de Hooke :

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (2.14)$$

$$F = E * S * \varepsilon \quad (2.15)$$

$$K = \frac{E*S}{L} \quad (2.16)$$

En considérant un module d'Young de 68,9 GPa ou de 71,7 GPa, un diamètre de 6 mm et une longueur de jauge de 1 cm, on obtient un coefficient de rigidité de  $86,5 * 10^6$  N.m<sup>-1</sup> ou  $90,1 * 10^6$  N.m<sup>-1</sup>. Ce facteur doit ensuite être corrélé avec celui du boîtier d'acquisition P3500, malheureusement ce facteur se règle à la main et ne peut être déterminé que par étalonnage.

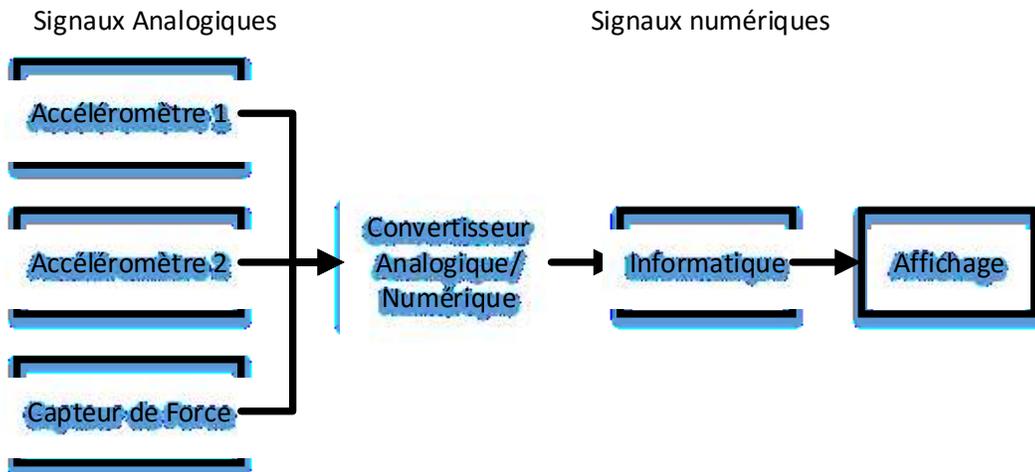


Figure 17 : Schéma du système d'acquisition des données expérimentales du banc

Une carte d'acquisition analogique/numérique National Instruments à 4 entrées/sorties compatible avec les capteurs utilisés permet ensuite de faire la liaison avec l'informatique. Cette carte transforme les signaux des capteurs analogiques en signaux numériques lus par l'ordinateur gérant le système d'acquisition. Le logiciel LabView gère

l'acquisition, le traitement et l'affichage des données. La face arrière du programme Labview est présentée dans l'ANNEXE 5 et l'ANNEXE 6.



Figure 18 : Capture de l'écran de contrôle et d'affichage des données sous Labview

Les données liées au système d'alimentation de l'excitateur sont surveillées à l'aide d'un oscilloscope et d'un voltmètre. D'une part la tension aux bornes de R8 est surveillée à l'aide du voltmètre de manière à maintenir celle-ci aux alentours de 1,15 V et d'autre part les signaux en entrée et sortie du circuit d'amplification sont affichés à l'oscilloscope pour vérifier qu'il n'y a aucune anomalie et permettre le réglage des niveaux d'offset.

## 2.2.3 Contrôle

### 2.2.3.1 Réglages manuels

Pour les essais des performances du banc d'essai, les réglages des différents niveaux seront effectués à la main à partir du logiciel Labview.

Les différents niveaux à régler sont :

- La rigidité de l'amortisseur
- L'amplitude d'excitation
- La fréquence d'excitation

La rigidité de l'amortisseur est réglée en envoyant un signal de 0 V à 4 V à son amplificateur, qui transmet un signal amplifié mille fois à l'actionneur. Le niveau peut être réglé en entrant dans la case correspondante le voltage de sortie désiré entre 0 V et 4000 V. La rigidité est fonction croissante du voltage.

Le signal d'excitation du banc d'essai est réglable en amplitude et en fréquence. La plage de fréquence disponible va de 3 Hz à 60 Hz. À des fréquences inférieures, le circuit d'amplification a des difficultés à supporter les puissances électriques en continu, et à des fréquences supérieures, l'inertie de l'équipage mobile limite l'efficacité de l'actionneur.

Le système fonctionne actuellement sur une alimentation +/- 60 V DC. L'amplitude d'alimentation du bobinage est donc de 0 V à 60 V. La force de l'excitation engendrée est proportionnelle à l'amplitude d'excitation demandée.

### 2.2.3.2 Balayage

On peut régler, de même que dans la section précédente, l'amortissement et l'amplitude d'excitation, mais la fréquence d'excitation varie seule en fonction du temps et balaie la plage de fréquences de l'étude.

Les mesures effectuées permettent de déterminer un spectre de la bande passante du système. On règle ici, plutôt que la fréquence, le taux de variation de la fréquence à une amplitude et un amortissement donné de manière à avoir une image plus ou moins précise de la réponse du système.

### 2.2.3.3 Implémentation des systèmes de contrôle

Le logiciel utilisé, LabView, permet une certaine flexibilité dans le contrôle à apporter au système. La recherche d'un contrôle adapté relèvera d'études ultérieures. Toutefois l'utilisation de différents types de contrôles a été étudiée pour permettre une grande liberté quant à l'implémentation de la commande du système.

Dans les sections précédentes, les niveaux sont contrôlés à la main, avec une excitation d'amplitude et de fréquence contrôlées. Différents outils permettent de configurer le système pour utiliser des signaux d'excitation plus complexes que le simple sinus ainsi que pour implémenter des contrôles de l'amortissement en fonction des signaux d'entrée des accéléromètres des parties mobiles.

## **2.3 MODELISATION DU BANC D'ESSAI**

### **2.3.1 Essais statiques**

Toutes les pièces sont modélisées puis assemblées sous SolidWorks. Les essais de résistance par éléments finis des différentes parties du banc d'essai sont effectués dans le module Simulation de SolidWorks.

#### **2.3.1.1 Plaque vibrante**

La plaque est modélisée comme encastrée à l'une de ses extrémités. Elle est soumise à son propre poids et à un effort extérieur. On la teste dans le cas le plus défavorable, donc lorsque les efforts s'appliquent en bout, dans un coin, pour maximiser les contraintes subies par le matériau. Dans un premier temps on simulera un effort extérieur estimé grossièrement à 50 N pour déterminer les contraintes en service, puis on cherchera à estimer l'effort maximal à ne pas dépasser pour rester dans le domaine élastique de la plaque.

Les résultats pour la plaque soumise à 50 N en coin donnent une contrainte maximale dans la plaque de 77 MPa pour une limite élastique de 220 Mpa. La flèche en bout est de 38 mm.

Pour estimer l'effort maximal admissible, une série de simulations a été effectuée en faisant varier la sollicitation extérieure. Ainsi, par dichotomie, on a obtenu que pour un effort en coin de 210 N les contraintes subies au niveau de la fixation soient proches de la limite élastique de l'acier de 220 MPa.

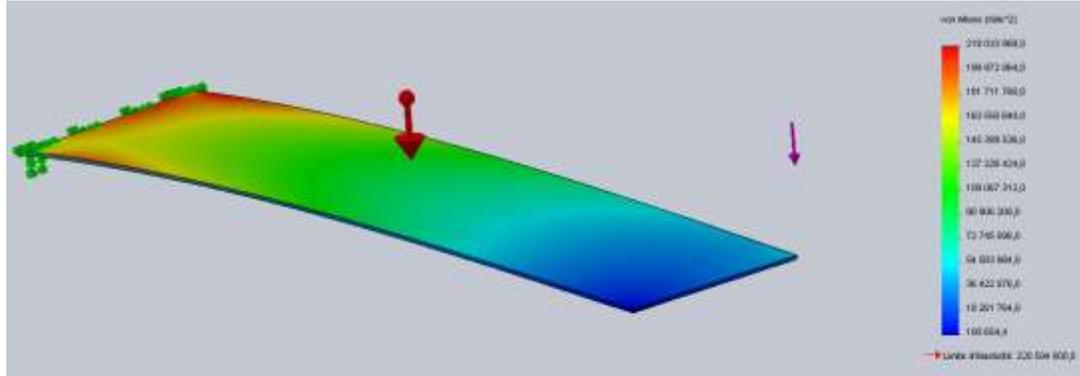


Figure 19 : Essais de résistance par éléments finis de la plaque vibrante sous un effort en coin de 210 N et de son propre poids

La contrainte maximale obtenue est de 218 MPa avec une flèche de 108 mm. Cette limite est largement suffisante pour les contraintes en service actuelles que l'on estime à 50 N au maximum. Le coefficient de sécurité par rapport à l'effort admissible est d'environ 4.

### 2.3.1.2 Ensemble coulisseau fixe

Les interactions des différentes pièces de cet ensemble étant difficiles à déterminer, l'assemblage est simulé. Afin de ne pas faire entrer les déformations de la plaque dans les calculs, on configure la plaque vibrante comme un corps rigide, sans déformations. Les boulons ne sont pas intégrés à l'assemblage du fait que la fonction de boulonnage, que ce soit dans SolidWorks ou ANSYS soit difficile à utiliser et ne fonctionne que dans des cas bien précis. Le serrage des boulons est simulé comme un ressort agissant sur les rondelles de part et d'autre de l'assemblage et maintenant les pièces entre elles. La raideur de ces ressorts est obtenue en considérant le cœur des vis (diamètre hors filets) comme des barres en traction et en appliquant les formules d'élasticité en résistance des matériaux pour obtenir un ressort équivalent selon la procédure ci-dessous :

D'après la loi de Hooke, on relie la contrainte dans le matériau  $\sigma$  au module d'Young  $E$  et à l'élongation relative  $\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$  :

$$\sigma = E * \frac{\Delta L}{L} \quad (2.17)$$

Pour obtenir la force, on multiplie par la surface  $S$  de la barre :

$$F = E * \frac{\Delta L}{L} * S \quad (2.18)$$

La formule reliant la force  $F$  associée à un ressort à son élongation  $\Delta L$  et sa raideur  $k$  est :

$$F = k * \Delta L \quad (2.19)$$

On a donc pour la raideur, par analogie des deux équations précédentes :

$$k = \frac{E * S}{L} \quad (2.20)$$

Pour les vis de 3/8'' utilisées en acier ayant un module d'Young approximatif de 211000 MPa on a donc une raideur de  $178 * 10^6$  N.m<sup>-1</sup> chacune.

L'assemblage comprend les deux ailettes de fixation, la base du coulisseau, la mâchoire du coulisseau et 18 rondelles 3/8'' correspondant à l'assemblage boulonné.

Comme précédemment, l'assemblage est soumis au poids des éléments, plus à un effort extérieur placé au coin de la plaque. On ajoute ici, par rapport aux simulations précédentes, les interactions entre les différents éléments composant le coulisseau. Dans un premier temps on cherchera à estimer les contraintes dans le système en service, puis à déterminer l'effort maximal admissible pour que les pièces restent dans leur domaine élastique.

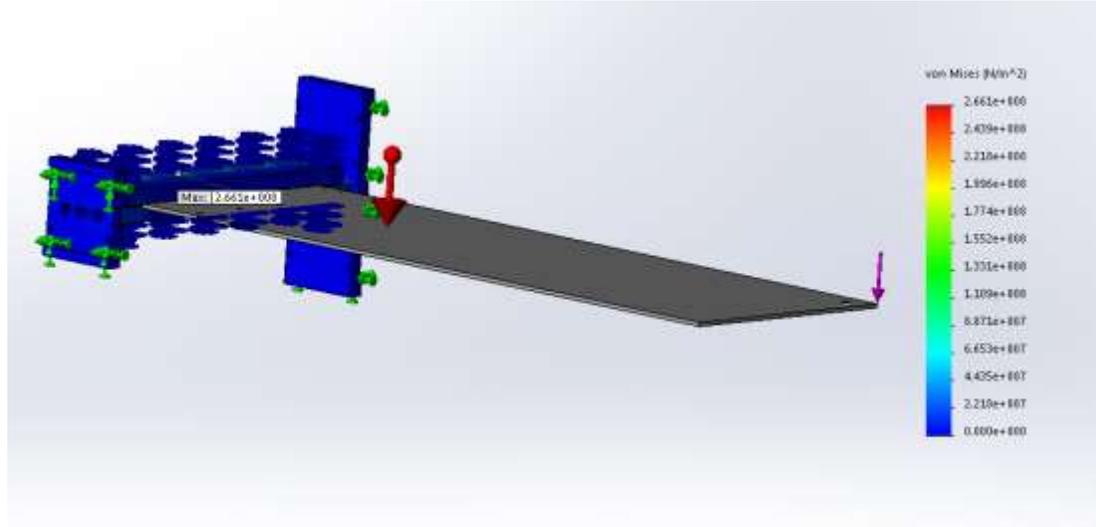


Figure 20 : Essais de résistance par éléments finis de l'ensemble des pièces du coulisseau soumis au poids de la plaque vibrante et à un effort de 3000 N appliqué en coin sur la plaque

En appliquant 50N en coin sur la plaque, on obtient une contrainte maximale de 7,8 MPa. Cette contrainte maximale se situe au niveau de la rainure constituant la liaison entre les ailettes et la partie horizontale du coulisseau. L'ailette étant en acier, sa résistance est supérieure à celle de la plaque horizontale. On tiendra donc compte de la limite élastique de l'aluminium pour le calcul du facteur de sécurité. La limite élastique de l'aluminium 6061-T6 est de 275 MPa, soit un facteur de sécurité de 35.

En procédant comme dans la section précédente par dichotomie, on détermine l'effort maximal à ne pas dépasser. Ici en revanche il faut faire attention aux différentes limites élastiques des matériaux, certaines pièces étant en aluminium et d'autres en acier. La limite la plus basse est celle de l'aluminium 6061-T6 à 275 MPa. En chargeant à 3000 N, on arrive à une contrainte maximale de 268 MPa.

### 2.3.2 Essais vibratoires

L'objectif est de déterminer par la simulation certaines caractéristiques de fonctionnement du système pour, d'une part, permettre de vérifier que les différentes parties statiques du système n'ont pas les mêmes fréquences de résonance que les parties mobiles, et d'autre part permettre de mieux dimensionner les éléments de suspension et d'amortissement du banc. Les caractéristiques déterminantes recherchées sont :

- Les fréquences et la forme des modes

Les fréquences propres des pièces sont déterminées afin de s'assurer que les parties statiques n'entrent pas en résonance dans les mêmes plages de fréquences que les éléments d'étude. En général on essaiera de s'assurer que les parties que l'on veut statiques aient des fréquences propres très supérieures à celles des parties que l'on veut vibrantes et qu'il n'y ait aucune interférence dans les plages de travail. Plus on rigidifiera les parties statiques, plus leurs fréquences de résonance augmenteront, c'est pourquoi un carter lourd et rigide a été préféré.

La forme des modes de vibration est surtout importante pour les pièces étudiées. En effet, les parties statiques du système travailleront théoriquement en dehors de leurs zones de vibration et la forme de leurs modes importera peu. La forme des modes permet d'anticiper le mouvement qu'aura la plaque d'étude à une fréquence donnée et d'optimiser le placement des accéléromètres de manière à surveiller certains modes plutôt que d'autres en jouant sur les ventres et les nœuds de vibration des différents modes.

- Amplitude des oscillations

L'amplitude des oscillations est fonction de la bande passante du système, de l'amplitude de la sollicitation et de sa fréquence. Pour déterminer par simulation la bande

passante du système, une série de simulations a été effectuée autour des zones intéressantes, c'est-à-dire autour des modes propres du système.

Le système d'étude est la plaque. Elle est paramétrée comme libre à une extrémité et fixée à une glissière à l'autre extrémité, de manière à ne la laisser libre que selon l'axe vertical en supprimant toutes les rotations.

### 2.3.2.1 Harmoniques de la plaque encastrée

Dans un premier temps on détermine par simulation sous ANSYS les modes propres de la plaque. Les modes les plus intéressants sont les deux premiers, correspondant respectivement au mode de flexion et au mode de torsion.

L'analyse de la plaque seule considérée comme encastrée a été paramétrée de la manière suivante :

- Fixation d'une des extrémités avec un « Support fixe »
- Masse ponctuelle correspondant à la masse de l'équipage mobile dans l'un des coins libre de la plaque : 1,2 kg.

Les modes de la plaque seule encastrée sont :

- Mode 1, mode de flexion : 3,915 Hz
- Mode 2, torsion : 21,22 Hz

### 2.3.2.2 Harmoniques de la plaque amortie

On simule maintenant sous ANSYS la plaque encastrée dans le coulisseau et son mouvement de vibrations amorties.

L'analyse des fréquences propres et modes de vibration a été effectuée sous *ANSYS-Mecanical* en utilisant le module *Modale*.

L'analyse de la plaque montée sur le coulisseau a été paramétrée de la manière suivante :

- Fixation de l'une des extrémités avec un « Déplacement distant » permettant de bloquer pour la face sélectionnée les rotations et deux des translations, ne la laissant libre que verticalement.
- Utilisation d'un élément de suspension longitudinal vertical entre cette même face et le référentiel. Sa raideur est de  $500 \text{ N.m}^{-1}$  avec une précharge de  $-130 \text{ N}$  selon l'axe vertical. L'amortissement est variable selon le point de fonctionnement.
- Masse ponctuelle au niveau de la face fixée, simulant la masse du coulisseau :  $10,62 \text{ kg}$ .
- Masse ponctuelle dans l'un des coins libres pour simuler la masse de l'équipage mobile :  $1,2 \text{ kg}$ .

Les résultats de ces simulations donnent des résultats concordants. La fréquence propre pour le système encastré est de  $3,915 \text{ Hz}$  pour le premier mode et  $21,22 \text{ Hz}$  pour le deuxième. Pour le système suspendu, les fréquences des deux premiers modes tendent vers les valeurs précédentes lorsque l'amortissement croit. Ces fréquences sont atteintes pour des amortissements de l'ordre de  $10\,000 \text{ N.s.m}^{-1}$ .

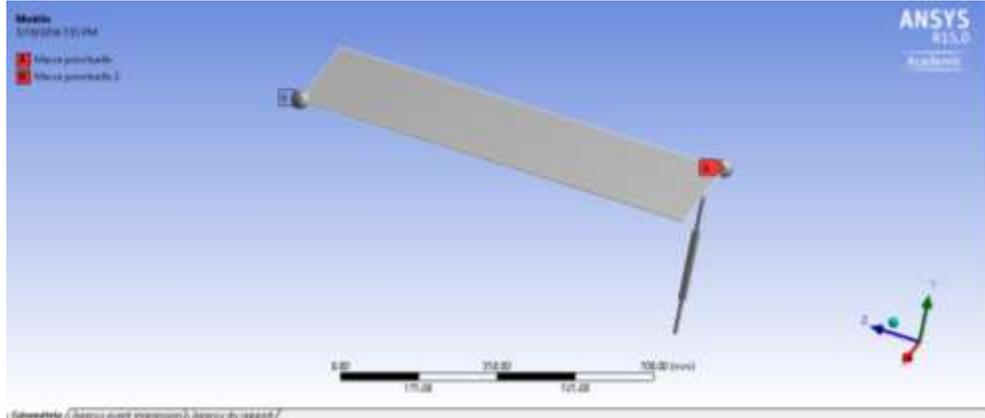


Figure 21 : Modèle ANSYS du système, avec la plaque vibrante, l’amortisseur, et les masses des différents éléments

La fréquence du deuxième mode ne varie pas avec le niveau d’amortissement. L’implantation de l’amortisseur ne permet pas de travailler selon cet axe. En revanche la fréquence de résonance du mode 1 varie en fonction du niveau d’amortissement.

Les fréquences simulées pour le mode 1 correspondent au graphique ci-dessous :

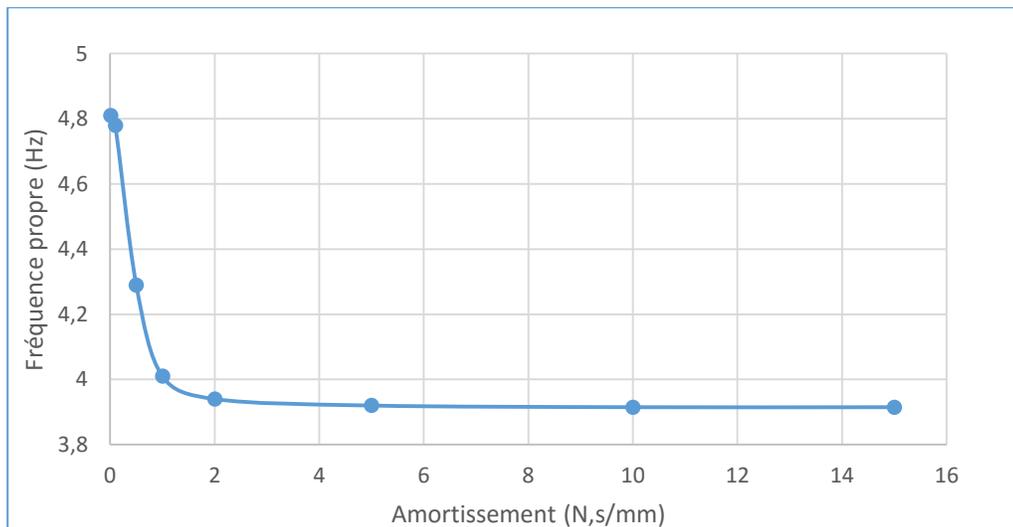


Figure 22 : Graphique des fréquences de résonance simulées de l’ensemble plaque-coulisseau amorti en fonction de l’amortissement dans le piston

Pour des amortissements faibles, la fréquence de résonance du premier mode est plus élevée. Cette fréquence diminue petit à petit pour tendre vers la fréquence propre de la plaque aux alentours d'un amortissement de  $10 \text{ N.s.mm}^{-1}$ .

### 2.3.2.3 Oscillations de la plaque excitée

L'objectif de la simulation est de déterminer les amplitudes en bout de plaque et au niveau du coulisseau en fonction de l'excitation et de l'amortissement. Une bande passante du système pourra alors être déterminée.

Travailler sur un ensemble de pièces engendre des problèmes dus à la simulation du contact ou des liaisons entre les pièces, et rallonge le temps de calcul de manière non négligeable. Il est donc plus judicieux de modéliser les interactions entre les différentes pièces et de ne travailler que sur la plaque pour simuler le comportement du système complet. Cette approche donne de mauvais résultats au niveau de l'interaction plaque/coulisseau, mais permet une bonne approximation des déplacements du coulisseau d'une part et du bout de la plaque d'autre part. Ce sont ces données qui nous intéressent ici.

La simulation a été implémentée dans ANSYS en utilisant le modèle géométrique de la plaque créé sous SolidWorks. Un modèle de calcul « Structure Transitoire » est créé. La plaque est liée au référentiel par, d'une part un piston comprenant l'amortissement et la suspension, et d'autre part par une contrainte sur les déplacements de la surface en bout de plaque qui devrait être fixée au coulisseau de manière à ne laisser cette surface libre que selon l'axe vertical. Une masse ponctuelle simulant celle du coulisseau est introduite au niveau de la glissière, et une seconde masse est introduite en bout de plaque simulant celle de l'équipage mobile. La force d'excitation  $F_{excitation}$  est appliquée en bout de plaque en coin. Cette force est de la forme :

$$F_{excitation} = A_{excitation} * \sin(2 * \pi * f_{excitation} * t) \quad (2.21)$$

Où les principaux paramètres sont l'amplitude d'excitation  $A_{\text{excitation}}$ , la fréquence d'excitation  $f_{\text{excitation}}$  et le temps  $t$ . Les résultats de ces simulations sont présentés en détail dans la section 4.1.



## **CHAPITRE 3**

### **PROTOCOLE EXPÉRIMENTAL**

Le protocole expérimental représente la marche suivie lors de l'expérimentation. Il comprend la partie de préparation de l'expérience en amont, ainsi que le déroulement de celle-ci de la manière la plus détaillée possible.

#### **3.1 PREPARATION DU BANC D'ESSAI**

La préparation du banc d'essai englobe toutes les actions nécessaires à la mise en œuvre de celui-ci et à son bon fonctionnement. Elle comprend l'étalonnage des capteurs, le réglage des circuits d'amplification et les montages mécaniques nécessaires.

##### **3.1.1 Réglages mécaniques**

###### **3.1.1.1 Réglage de la glissière**

La glissière est la partie mécanique du montage la plus sensible à régler. Pour ce faire, il faut serrer la barre de guidage supportant les deux roulements. Il est alors possible, en faisant aller et venir le coulisseau, de déterminer l'épaisseur de cale idéale à appliquer sous chaque support du côté ne comportant qu'un seul roulement. L'ajustement est permis par le faible jeu angulaire du roulement.

### 3.1.1.2 Installation de la partie mobile

- On assemble sans serrer les supports de barres. Il s'agit ensuite de passer les deux roulements dans la barre les supportant et de serrer les supports sur le carter. Une cale peut être utilisée pour faciliter l'opération.
- On remonte le coulisseau au maximum et on passe la deuxième barre qui doit glisser à l'intérieur du ressort. On peut ensuite serrer les fixations de la deuxième barre.
- Pour installer l'amortisseur, on commence par fixer à l'aide de 4 boulons passés dans les trous de la base du carter, en vis-à-vis de ceux du coulisseau, et les trous de la base de l'amortisseur. On fixe ensuite l'amortisseur à l'avant-coulisseau à l'aide des deux vis M8 dans leurs bagues plastiques.
- La plaque peut alors être posée entre le coulisseau et un autre support évitant son basculement.
- On vient alors serrer la mâchoire du coulisseau sur la plaque à l'aide de boulons. Le serrage des boulons se fait en commençant par les boulons les plus en avant, sur les côtés, de manière à ajuster la mâchoire sur la plaque. On fera attention lors du serrage à limiter la flexion de la mâchoire en alternant le serrage des boulons.
- Chacun des roulements est muni d'un graisseur permettant son graissage régulier. Cela est rendu d'autant plus important que les joints d'étanchéité ont été enlevés pour limiter les frottements.

### 3.1.1.3 Installation de l'excitateur

L'excitateur est composé d'une partie mobile reliée à la plaque, et d'une partie statique composée de la piste magnétique.

- Dans un premier temps on assemble la tige et le cylindre par vissage direct des deux pièces. Lors de l'opération, un soin particulier sera apporté aux différents câblages partant des deux pièces et qui risquent de s'emmêler.
- Insérer la partie mobile dans la partie statique en glissant le cylindre dans la partie de la piste magnétique prévue à cet effet.
- Placer l'ensemble sous l'orifice de la plaque permettant la fixation de l'excitateur. Régler la hauteur du support de la piste à l'aide de cales, de manière à laisser assez d'amplitude à l'équipage mobile, tout en ne laissant pas ce dernier sortir trop de la piste.
- Vérifier le bon alignement entre l'orifice et l'ensemble de l'excitateur. Le léger angle entre la piste magnétique et l'équipage mobile lui permet de s'adapter aux légers mouvements horizontaux du point de fixation en fonctionnement.
- Fixer à l'aide de deux écrous et des rondelles en caoutchouc prévues à cet effet. Serrer juste assez pour qu'il n'y ait pas de jeu axial.

### **3.1.2 Étalonnage des capteurs**

#### 3.1.2.1 Accéléromètres

L'étalonnage des accéléromètres a été effectué de manière préalable par une entreprise spécialisée.

Une vibration de caractéristiques connues est appliquée à l'accéléromètre testé. Le signal fourni par l'accéléromètre est alors étudié pour déterminer ses caractéristiques d'étalonnage.

Ces données sont fournies dans la fiche d'étalonnage du capteur. Elles permettent de configurer l'interface d'acquisition de LabView pour chaque accéléromètre de manière indépendante.

### 3.1.2.2 Capteur d'effort

Les jauges de déformation mesurent l'élongation de la tige d'aluminium d'un diamètre de 6 mm. Les jauges utilisées ont une résistance de 120  $\Omega$  avec un facteur de jauge de 2,100. Les jauges sont montées en pont de Wheatstone complet et reliées à un boîtier P-3500 permettant de mesurer les variations de résistance du pont lors de l'élongation de la tige. Le boîtier P-3500 est réglé selon ces données. On ajuste ensuite sa balance de manière à ce qu'au repos on ne mesure aucun effort. La balance annule la mesure du poids de l'équipage mobile, d'une masse de 1,2 kg.

On peut alors relier la déformation de celle-ci à l'effort qu'elle subit en utilisant la loi de Hooke. On relie la contrainte  $\sigma$  dans la jauge au module d'Young  $E_{Aluminium}$  et à l'élongation relative  $\varepsilon$  :

$$\sigma = E_{Aluminium} * \varepsilon \quad (3.1)$$

Puis on passe à la force F en multipliant la contrainte par la section de la jauge de rayon R :

$$F = E_{Aluminium} * \pi * R^2 * \varepsilon \quad (3.2)$$

Le boîtier P-3500 relié à la carte d'acquisition de l'ordinateur sort un signal proportionnel en tension à la déformation mesurée. Ce facteur peut être ajusté entre 40  $\mu V/\mu\varepsilon$  et 440  $\mu V/\mu\varepsilon$ .

L'étalonnage est effectué en utilisant des masses connues que l'on accroche à la tige du capteur. Le tracé des points enregistrés permet d'effectuer une régression linéaire sous Excel et de connaître la pente de la droite. On peut alors ajuster le coefficient dans le circuit Labview de manière à ajuster la pente du capteur à 1 N /  $\mu V$ .

### 3.1.3 Étalonage de l'excitateur

L'excitateur est composé d'une partie mécanique et d'un étage de contrôle électronique. Pour actionner la partie mécanique, les deux étages de la partie électronique doivent être ajustés chaque fois que l'alimentation de l'amplificateur est changée. De plus les niveaux de deux tensions critiques sont à surveiller.

L'ajustage du préamplificateur s'effectue en faisant varier la résistance du potentiomètre R2 de manière à ce que la tension de sortie DC sans signal d'entrée soit égale à la moitié de la tension d'alimentation. Cela correspond à une sortie du circuit nulle.

L'étage d'amplification devrait être ajusté de manière à limiter la distorsion du signal, mais les difficultés d'ajustement sans griller les composants du circuit et le fait qu'une distorsion raisonnable n'influe pas particulièrement sur la sortie mécanique de notre système fait que ce réglage a été éliminé. Une diode a été placée à la place de la résistance variable, induisant une chute de tension suffisante. Il conviendra tout de même de régler le potentiomètre de l'étage d'amplification de manière à avoir une tension à ses bornes d'environ 1,15 V à plus ou moins 0,05 V près. Si la tension dépasse 1,2 V, les deux transistors de puissance entrent en conduction en même temps. Au-delà du risque de griller les composants mis en court-circuit, cette configuration engendre des pertes de puissance qui ne sont pas transmises au système électromagnétique. On devra donc prendre une marge raisonnable vis-à-vis du point 1,2 V.

Le circuit tel que monté permet d'alimenter le système à une tension d'alimentation de 60 V. On ne devra pas dépasser cette tension sous peine de griller les composants du circuit. Pour obtenir des tensions plus élevées, le circuit devra être recalculé et les composants adaptés aux puissances utilisées. La bobine, élément critique du montage, ne chauffe pas en utilisation prolongée, ce qui permet d'envisager une augmentation de la puissance d'alimentation. Le fait que celle-ci soit montée sur un support en aluminium permet un refroidissement supérieur aux données des tables qui sont données pour un refroidissement dans l'air.

Le protocole d'étalonnage de l'amplificateur de puissance est le suivant :

- Couper le signal d'entrée en débranchant les fils reliés à l'amplificateur
- Mettre chaque source d'alimentation à 20 V en mettant la source positive en marche en premier.
- Régler le potentiomètre R2 de manière à ce que le signal de sortie soit nul, tout en veillant à ce que la tension aux bornes du potentiomètre R11 ne dépasse pas 1,2 V. Si la tension aux bornes de R11 dépasse 1,2 V, régler le potentiomètre R11. Lors des réglages de tension, augmenter la valeur de R2 diminue la tension de sortie (variations à l'inverse), et augmentez la valeur de R11 pour augmenter la valeur à ses bornes (variations dans le même sens).
- Augmenter petit à petit la tension d'alimentation positive en effectuant les corrections nécessaires aux bornes des potentiomètres R2 et R11 jusqu'à atteindre 60 V aux bornes de la source.
- Augmenter petit à petit la tension d'alimentation négative en effectuant les corrections nécessaires aux bornes des potentiomètres R2 et R11 jusqu'à atteindre 60 V aux bornes de la source.

En suivant cette procédure, on devrait arriver à une tension d'alimentation de l'amplificateur de +/- 60 V DC, avec une sortie sans signal d'entrée de 0 V DC et une tension aux bornes de R11 d'environ 1,15 V DC.

### **3.1.4 Alimentation de l'amortisseur**

L'amortisseur électro-rhéologique est alimenté en tensions variant de 0 V à 4000 V. L'alimentation haute-tension permet de faire varier le champ électrique à l'intérieur du piston et ainsi modifier l'amortissement. Le boîtier d'amplification fourni avec l'amortisseur comporte un facteur 1000 entre le signal d'entrée et le signal de sortie.

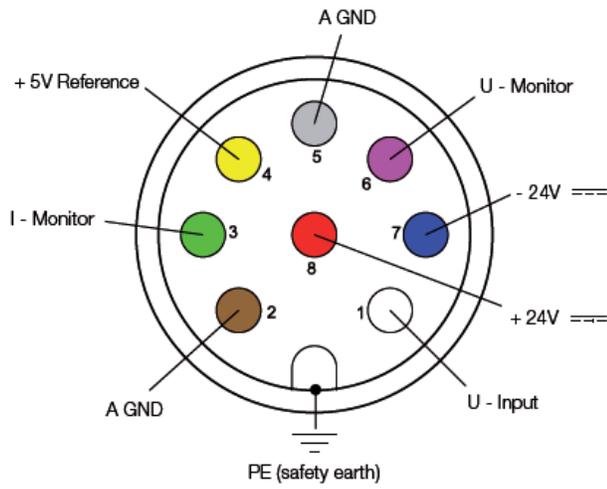


Figure 23 : Assignements du connecteur d'entrée de l'amplificateur DC16 de Fludicon

Ce circuit nécessite les alimentations suivantes pour son fonctionnement :

- 24 V DC pour l'alimentation de puissance
- Une référence à 5 V DC
- Un signal d'entrée analogique entre 0 V et 4 V

Le montage comporte les sorties de mesures suivantes :

- Visualisation de la tension en sortie : 1 V/kV
- Visualisation du courant en sortie : 0.5 V/mA

Toutes ces tensions sont référencées par rapport à la même masse. Les branchements sont effectués selon la Figure 23.

## **3.2 ESSAIS DE LACHER**

Lors de ces essais non excités, on cherche à déterminer les caractéristiques naturelles du système. Les caractéristiques recherchées sont les fréquences propres des différents points de fonctionnement, ainsi que les amortissements internes au système.

En préalable, la partie statique de l'excitateur doit être retirée pour que les effets électromagnétiques dus au mouvement de la bobine dans le champ des aimants n'accroissent pas l'amortissement du système. L'alimentation de l'amplificateur (source positive, source négative et signal d'entrée) doit être débranchée.

### **3.2.1 Coulisseau bloqué**

On bloque le coulisseau en alimentant l'amortisseur à 4000 V ce qui empêche tout mouvement du coulisseau sans une excitation importante. On donne alors une certaine flexion à la plaque pour lui donner une énergie potentielle. Lors du relâchement, la plaque oscille librement. Il est possible à l'aide de l'acquisition sous Labview de mesurer la dissipation de cette énergie au cours du temps en mesurant le décrétement logarithmique, ainsi que la fréquence propre des oscillations.

On applique ce protocole dans deux cas. Sur la plaque seule, et sur la plaque assemblée avec l'équipage mobile pour observer l'influence de l'ajout de cet élément par rapport au système étudié.

### **3.2.2 Coulisseau libre**

On fait varier l'amortissement sur toute la plage possible. Pour donner l'énergie potentielle au système, on pousse la plaque jusqu'à amener l'amortisseur en butée

inférieure. On peut alors comme précédemment relâcher la plaque et observer le mouvement du système. Le mouvement en bout de plaque mettant du temps à se dissiper, il est facile à observer. Le mouvement au niveau du coulisseau s'amortissant en quelques oscillations, il est important de paramétrer l'acquisition de manière à ne mesurer que les premières secondes de l'essai.

De même que précédemment, on applique ce protocole à la plaque seule et à la plaque associée à l'équipage mobile.

### **3.3 ESSAIS DE VIBRATIONS DE LA PLAQUE SELON LE PREMIER MODE (FLEXION)**

On teste la réponse du système autour de la fréquence de résonance du premier mode, dans la bande de fréquence comprise entre 3,5 Hz et 5 Hz. L'objectif est de déterminer la réponse du système autour des fréquences de résonance en fonction de la fréquence d'excitation et du niveau d'amortissement.

On utilise le montage complet. L'objectif est de caractériser les points de fonctionnements critiques du système de manière à obtenir sa réponse en fonction de l'amortissement et de la fréquence d'excitation.

On excite le système de manière harmonique. Pour des raisons pratiques, on alimente l'excitateur proche de sa limite de saturation. Un signal sinus d'amplitude 4,5 V est appliqué en entrée de l'amplificateur sur l'ensemble des essais de manière à avoir une réponse dans des conditions homogènes.

La fréquence d'excitation varie avec un pas de 0,1 Hz sur la plage de fréquence 3,5 Hz – 5 Hz. À chaque pas on prend la mesure de l'amplitude en bout de plaque, l'amplitude au niveau du coulisseau et l'amplitude de la force d'excitation. Les données sont consignées dans un fichier Excel permettant de calculer le rapport entre l'amplitude

d'entrée, en bout, et l'amplitude de sortie, au niveau du coulisseau. La fréquence de résonance est définie comme celle maximisant le rapport sortie/entrée.

Cet essai est répété pour différentes tensions d'alimentation de l'amortisseur, variant de 0 V à 4000 V avec un pas de 500 V.

### **3.4 ESSAIS DE VIBRATION DE LA PLAQUE SELON LE DEUXIEME MODE (TORSION)**

Le montage est le même que précédemment, la plaque est excitée en coin de manière à travailler dans un ventre de vibration de la plaque en torsion. On accentuera l'essai dans la plage de fréquences autour de 21 Hz qui correspond à la fréquence de résonance simulée de la plaque en torsion.

On excite le système de manière harmonique. Pour des raisons pratiques, on alimente l'excitateur proche de sa limite de saturation. Un signal sinus d'amplitude 4,5 V est appliqué en entrée de l'amplificateur sur l'ensemble des essais de manière à avoir une réponse dans des conditions homogènes.

La fréquence d'excitation varie avec un pas de 0,1 Hz sur la plage de fréquence 20 Hz – 23 Hz. À chaque pas on prend la mesure de l'amplitude en bout de plaque, l'amplitude au niveau du coulisseau et l'amplitude de la force d'excitation. Les données sont consignées dans un fichier Excel permettant de calculer le rapport entre l'amplitude d'entrée, en bout, et l'amplitude de sortie, au niveau du coulisseau. La fréquence de résonance est définie comme celle maximisant le rapport sortie/entrée.

Cet essai est répété pour différentes tensions d'alimentation de l'amortisseur, variant de 0 V à 4000 V avec un pas de 500 V.





## **CHAPITRE 4**

### **RÉSULTATS ET DISCUSSION DU MODÈLE**

#### **4.1 RESULTATS DES SIMULATIONS**

Lors des simulations, on teste le comportement de la plaque soumise aux sollicitations :

- De la masse de l'équipage mobile en coin de plaque
- De la force d'excitation développée
- De la masse du coulisseau
- De la suspension
- De l'amortisseur

Les paramètres sur lesquelles porte l'étude sont principalement l'amplitude des oscillations en bout et au niveau du coulisseau ainsi que leurs fréquences, en fonction de la fréquence d'excitation, de l'amplitude de l'excitation, de la rigidité de l'amortissement.

##### **4.1.1 Simulations modales**

Les simulations modales permettent de déterminer les fréquences propres du système, dans différentes conditions. Ces simulations ont constitué une base de travail pour l'expérimental en déterminant autour de quelles fréquences le travail devait être effectué. Ces résultats ont ensuite été comparés aux résultats expérimentaux.

#### 4.1.1.1 Modes de la plaque seule

On simule les deux premiers modes de la plaque sans l'équipage mobile, encastrée puis amortie.

Pour la plaque encastrée, les fréquences des deux premiers modes, flexion et torsion, sont :

Mode 1 : 4,7589

Mode 2 : 29,241

Lorsque la plaque est fixée à la suspension, la fréquence de résonance du premier mode varie avec l'amortissement comme sur la Figure 24. Celle du second mode ne varie pas et reste la même que dans le cas de la plaque encastrée.

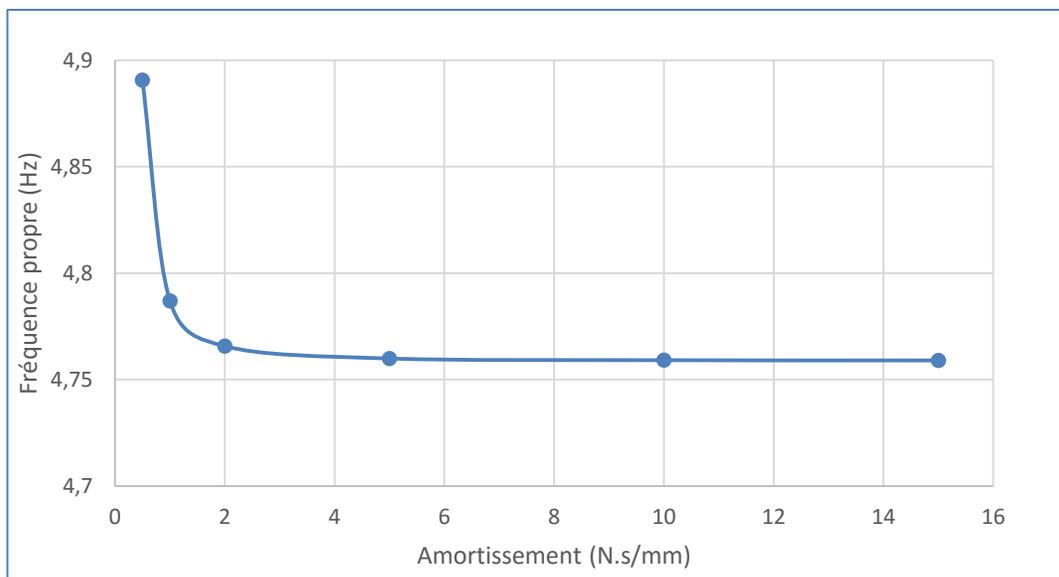


Figure 24 : Graphique des fréquences de résonances simulées du mode 1 du système amorti sans l'équipage mobile en fonction de l'amortissement paramétré dans l'élément dissipatif

#### 4.1.1.2 Modes de la plaque assemblée à l'équipage mobile

Comme dans le cas précédent, on simule les deux premiers modes du système, ici constitué de la plaque et de l'équipage mobile, dans les cas de la plaque encastrée et amortie.

Pour la plaque encastrée, les fréquences des deux premiers modes sont :

Mode 1 : 3,914

Mode 2 : 21,2

Lorsque la plaque est fixée à la suspension, la fréquence varie avec l'amortissement comme sur la Figure 25. Celle du second mode ne varie pas et reste la même que dans le cas de la plaque encastrée.

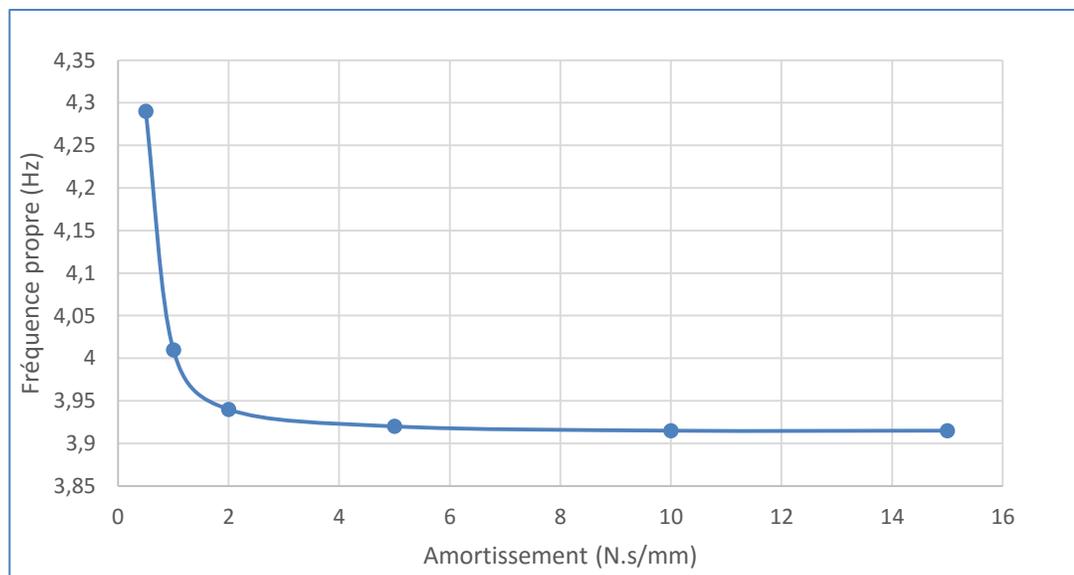


Figure 25 : Graphique des fréquences de résonances simulées du mode 1 du système amorti comprenant l'équipage mobile en fonction de l'amortissement paramétré dans l'élément dissipatif

On constate qu'entre le système constitué de la plaque seule et celui constitué de la plaque et de l'équipage mobile, les fréquences de résonnances sont nettement plus basses avec l'équipage mobile. Ce résultat est logique du fait de l'ajout d'une inertie supplémentaire dans le système qui tend à diminuer l'efficacité de la partie suspension.

De plus, dans le système amorti, la fréquence diminue quand l'amortissement augmente. En augmentant l'amortissement, on contre le travail de la suspension, rendant le mouvement moins facile et donc moins rapide. La fréquence diminue.

Le travail de l'amortisseur influe sur le comportement du premier mode, mais n'a aucune influence sur le second mode.

#### **4.1.2 Simulations en régime transitoire**

Les simulations en régime transitoire, implémentées sous ANSYS, permettent de voir les oscillations du système en fonction du temps et de prévoir la réponse à une sollicitation harmonique donnée. Le modèle est constitué de la plaque seule, à laquelle on a adjoint les inerties du coulisseau et de l'équipage mobile, ainsi que le guidage exercé par les glissières. Les simulations sont implémentées telles que décrites dans la section 2.3.1.2.

L'objectif principal de ces simulations est de prévoir le fonctionnement du système excité. Dans cette optique, les résultats extraits des simulations ont été les amplitudes et le rapport d'amplitude des oscillations entre le bout de la plaque et le coulisseau en fonction de l'amortissement. Ces résultats sont présentés dans les graphiques des Figure 26 et Figure 27.

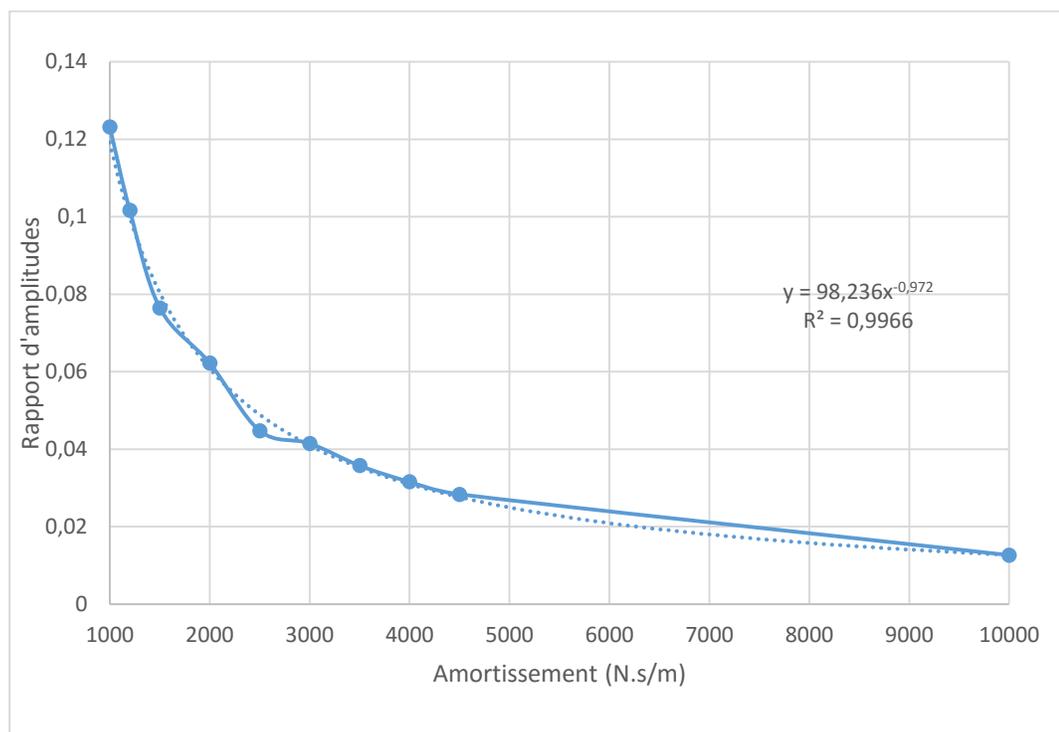


Figure 26 : Graphique du rapport simulé entre l'amplitude en bout de plaque et celle au niveau du coulisseau en fonction de l'amortissement avec une excitation à 4 Hz

La Figure 26 est représentative de la série de simulations effectuée. La forme générale des courbes est à chaque fois similaire, le niveau varie entre les différentes fréquences. La courbe à 4 Hz a été choisie, car elle reste proche de la résonance, quelle que soit l'amortissement et est donc significative du fonctionnement du système.

On constate que plus l'amortissement est fort, moins l'amortisseur travaille efficacement sur le système, car l'effort développé dans le cylindre limite l'amplitude du mouvement au niveau du coulisseau et réduit ainsi le travail de dissipation de l'amortisseur.

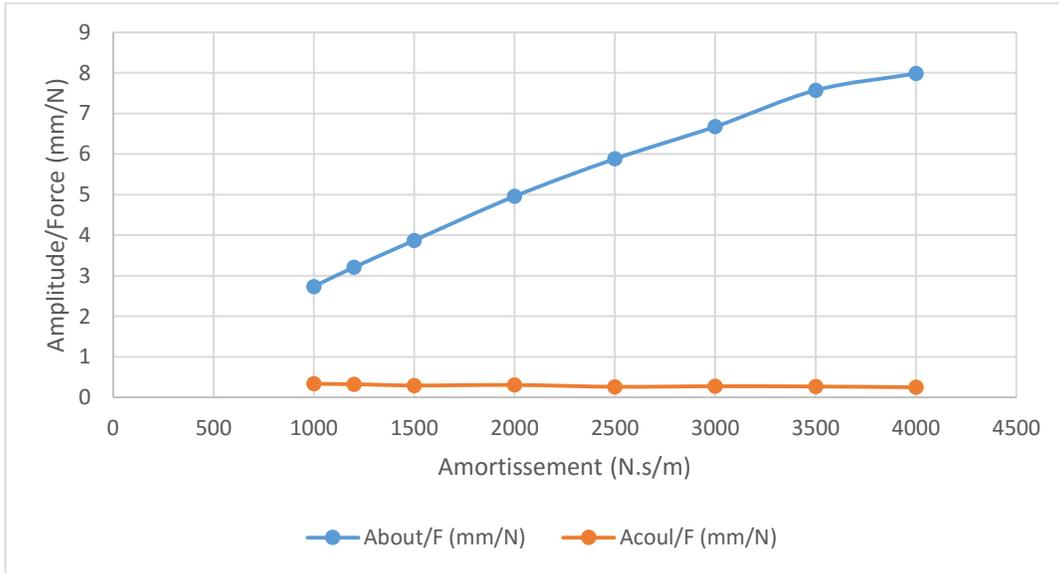


Figure 27 : Graphique des amplitudes simulées en bout de plaque et au niveau du coulisseau en fonction de l'amortissement à 4 Hz

Pour une excitation donnée, plus l'amortissement est important, plus l'amplitude en bout de plaque est importante et plus l'amplitude au niveau du coulisseau est faible. On peut donc en connaissant précisément la bande passante du système régler l'amplitude en bout de plaque en contrôlant la dureté de l'amortissement.

## 4.2 RESULTATS EXPERIMENTAUX

### 4.2.1 Essais Excité

#### 4.2.1.1 Mode de flexion

L'objectif est la détermination expérimentale de la fonction de transfert :

$$\frac{Acoulisseau}{About} = f(U_{excitation}, f_{excitation}, U_{contrôle}) \quad (4.1)$$

Où  $A_{\text{coulisseau}}$  est l'amplitude des oscillations au niveau du coulisseau,  $A_{\text{bout}}$  celle en bout de plaque,  $U_{\text{excitation}}$  l'amplitude du signal d'excitation,  $f_{\text{excitation}}$  sa fréquence, et  $U_{\text{contrôle}}$  le niveau du signal de contrôle de l'amortisseur.

Cette fonction de transfert permettrait la détermination de la fonction de contrôle à appliquer pour, connaissant l'amplitude en bout de plaque, régler la dureté de l'amortisseur et adapter l'amplitude de fonctionnement.

D'une manière générale, les résultats expérimentaux donnent que plus l'amortissement est important, plus l'amplitude au niveau du coulisseau est faible et celle en bout importante pour une excitation similaire. Ces résultats sont concordants avec les résultats simulés.

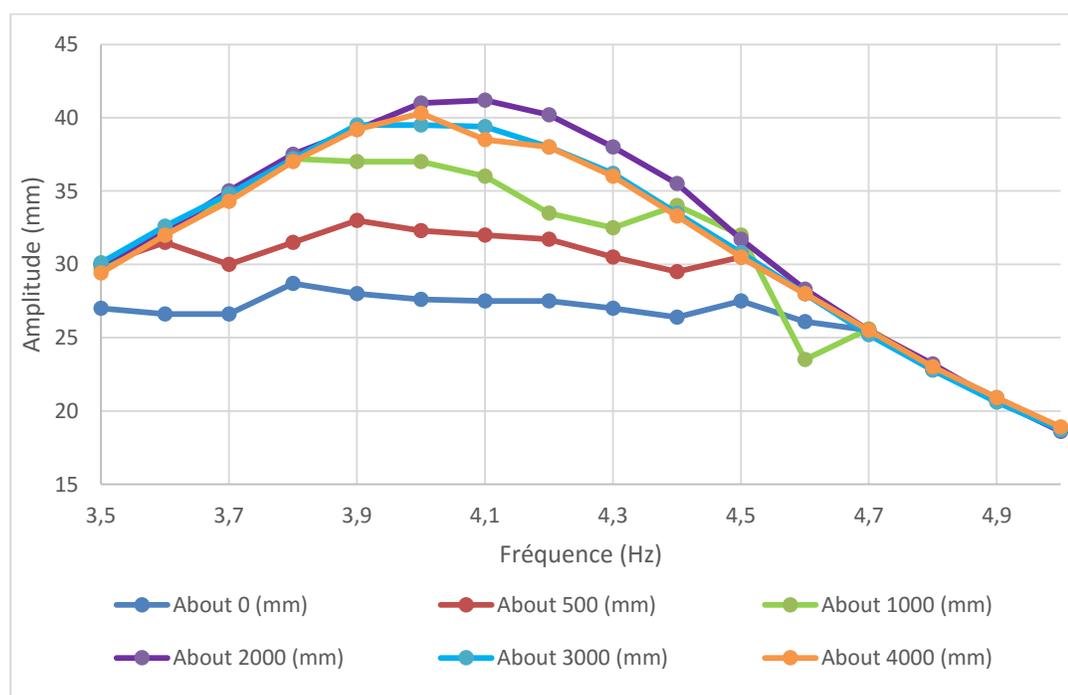


Figure 28 : Graphique de l'amplitude en bout de plaque en fonction de la fréquence d'excitation pour différents niveaux d'amortissement

Dans la zone de résonance, plus l'amortissement est important, plus l'amplitude en bout de plaque est importante.

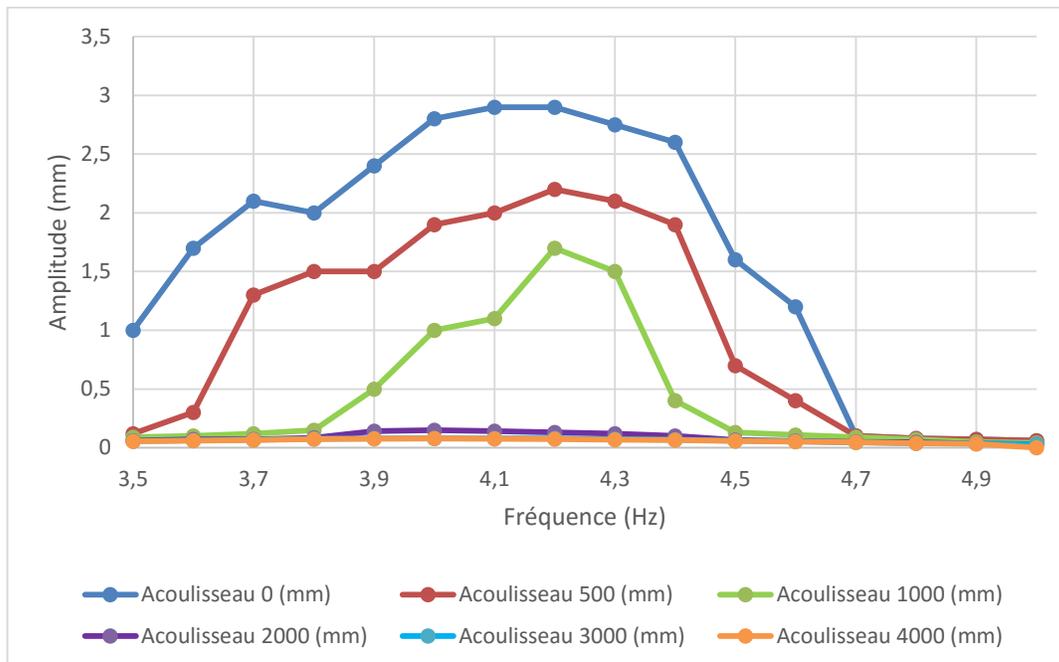


Figure 29 : Graphique de l'amplitude au niveau du coulisseau en fonction de la fréquence d'excitation pour différents niveaux d'amortissement

Dans la zone de résonance, plus l'amortissement est important, moins l'amplitude au niveau du coulisseau est importante.

Lorsqu'on s'éloigne des fréquences de résonance, le rapport d'amplitude tend vers 0. L'amplitude du coulisseau est pratiquement nulle et l'amplitude en bout de plaque est raisonnable. L'énergie est dissipée dans le mouvement de la plaque elle-même et n'autorise pas une transmission d'énergie suffisante pour actionner l'amortisseur de manière significative.

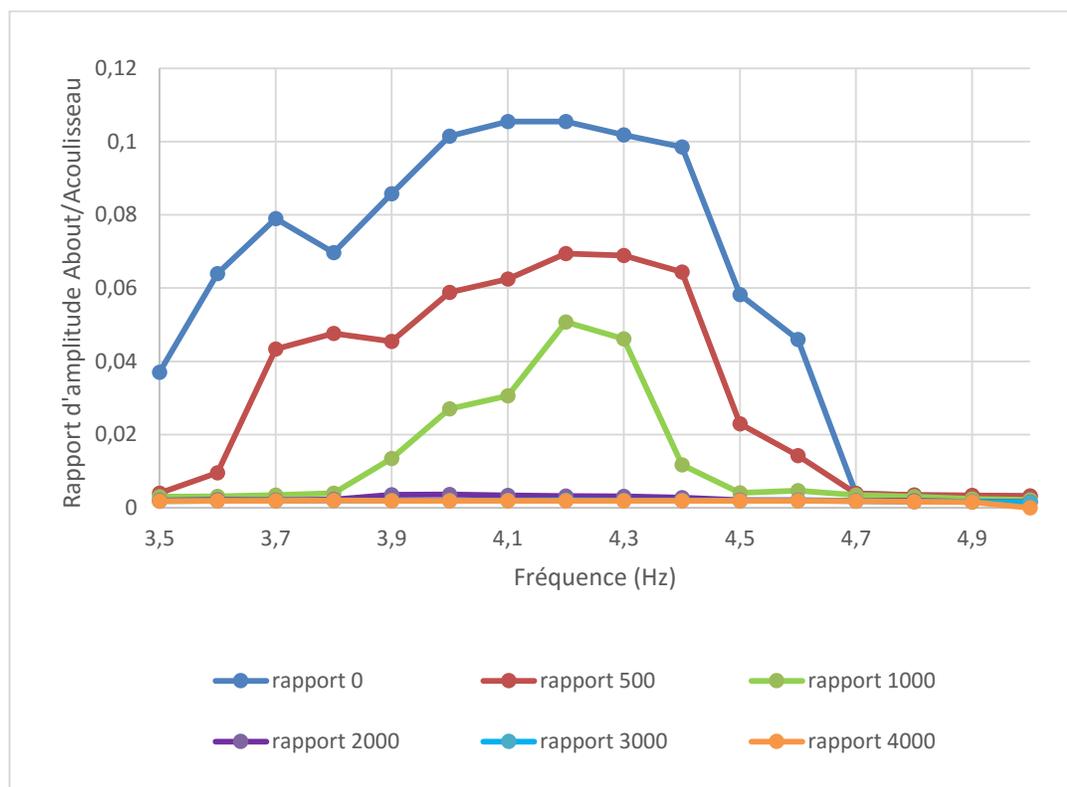


Figure 30 : Graphique du rapport expérimental entre l'amplitude du coulisseau et l'amplitude en bout de plaque en fonction de la fréquence d'excitation

On constate qu'à partir d'un peu plus de 2000 V d'alimentation, le système a une bande passante presque nulle. L'amortisseur est tellement rigide qu'il n'autorise pratiquement plus de déplacement, et donc ne dissipe plus beaucoup d'énergie. On se rapproche des résultats liés à la plaque encastree. L'amplitude est alors maximale en bout de plaque, et minimal au niveau du coulisseau.

#### 4.2.1.2 Mode de Torsion

Comme prédit par les simulations, les essais effectués sur le deuxième mode de la plaque n'ont pas été concluants. L'influence du niveau d'amortissement sur l'amplitude en bout de plaque est pratiquement nulle.

La résonance intervient à 23,3 Hz avec une amplitude de  $1,75 \pm 0,05$  mm quel que soit le niveau d'amortissement.

L'implantation actuelle ne permet pas de travailler sur le second mode de la plaque du fait que l'amortisseur, à sa position actuelle, ne travaille que selon l'axe vertical du banc. Une implantation permettant un degré de liberté de la plaque selon son axe longitudinal permettrait un mouvement suffisant pour que l'amortisseur travaille efficacement.

Le fait qu'il n'y ait pas d'influence de la dureté de l'amortissement sur le comportement du second mode est un bon indicateur du fait que les glissières jouent parfaitement leur rôle et guident avec précision la partie mobile. Dans le cas contraire, les résultats en torsion auraient montré une variation des amplitudes de vibrations à fréquence constante lors des variations de dureté de l'amortisseur. Ces variations auraient indiqué un travail de l'amortisseur lors du mouvement.

### 4.3 CORRELATION DES RESULTATS SIMULES ET EXPERIMENTAUX

Les courbes issues des résultats simulés et expérimentaux ont des allures similaires. Toutefois leur abscisse n'a pas la même échelle. Il est en effet difficile de mesurer directement l'amortissement sur le cylindre et ANSYS ne permet l'utilisation que d'un amortissement constant en N.s/mm pour ses simulations.

Les résultats simulés  $R_{\text{simulé}}$  sont modélisés, à une fréquence donnée, sous la forme :

$$R_{\text{simulé}} = A * (\text{Amortissement simulé})^{-B} \quad (4.2)$$

A et B étant des constantes liées à chaque courbe.

On va appliquer une relation quadratique à l'abscisse des simulations de manière à faire concorder les résultats des simulations avec les résultats expérimentaux. Cette relation sera vérifiée empiriquement sur différentes plages de fréquences.

On considère pour chaque fréquence :

$$\text{Amortissement Simulé} = a * U_{AM}^2 + b \quad (4.3)$$

a et b étant des constantes liées à la modélisation de chaque courbe et  $U_{AM}$  la tension d'alimentation de l'amortisseur.

Pour vérifier la concordance des résultats, on comparera ces constantes après avoir fait concorder la modélisation des simulations avec les résultats expérimentaux.

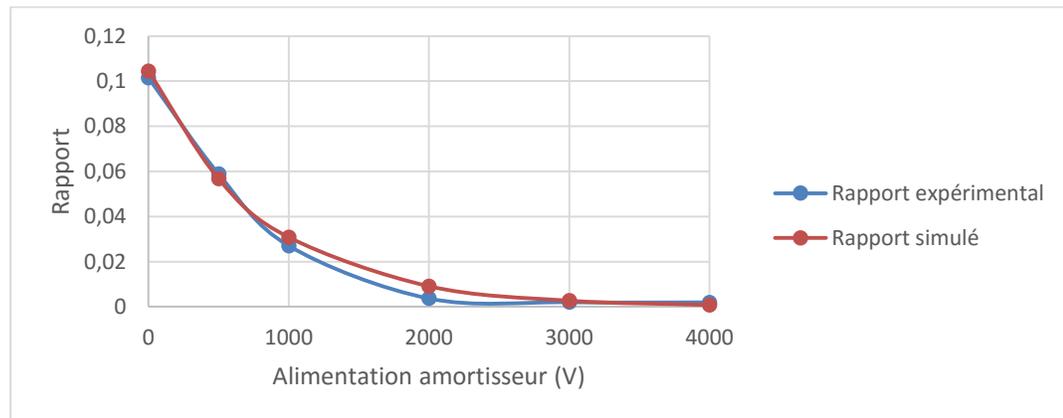


Figure 31 : Graphique des courbes des rapports d'amplitudes expérimentaux et simulés après corrélation pour les essais à 4 Hz

Fréquence (Hz)	a	b	Coefficient de corrélation modèle/expérimental
3,7	0,007	1600	0,9719
3,9	0,0006	1450	0,9962
4	0,0035	1190	0,9982
4,2	0,0015	1130	0,9767
4,5	0,013	2000	0,9937

Tableau 1 : Table des coefficients correspondant à la corrélation entre la modélisation du système et les résultats expérimentaux

On constate que le facteur b, correspondant à l'amortissement lorsque la tension d'alimentation de l'amortisseur est nulle, varie de manière importante en fonction de la fréquence. Les facteurs les plus probables de cette variation sont la bande passante de l'amortisseur ou les variations d'amplitudes entre les différentes fréquences.

L'effort engendré par l'amortisseur à un instant donné est conditionné par sa vitesse d'élongation. Cet effort lors d'un mouvement sinusoïdal varie à chaque instant. L'amortissement efficace engendré par l'amortisseur est donc en fonction de la fréquence et de l'amplitude du mouvement imprimé à la tige du cylindre, et pas simplement de son alimentation.

Malgré cela, les résultats corrélés donnent des valeurs concordantes, sauf lorsqu'on se rapproche de la fréquence de résonance. Dans ce cas les résultats divergent grandement. La prise en compte des amortissements internes du système, et l'interaction avec l'air

devraient limiter le problème en augmentant l'énergie dissipée, particulièrement lors des grandes amplitudes de mouvement.



## CONCLUSION GÉNÉRALE

Les principaux problèmes rencontrés, présentés dans le CHAPITRE 2, ont été la conception d'un système mobile, guidé en porte à faux, et la conception d'un système d'excitation basse fréquence permettant de développer un effort suffisant tout en n'imposant pas la position du système.

La solution au problème engendré par le porte à faux a été l'utilisation de roulements à billes linéaires très surdimensionnés pour encaisser l'effort convenablement tout en autorisant le moins de jeu possible et en réduisant la friction. Après un bon réglage du parallélisme et de l'écart des barres de guidage, l'amortissement lié à la glissière est très négligeable par rapport à celui du cylindre.

Pour l'alimentation de l'excitateur électromagnétique, un amplificateur permettant l'adaptation du signal de contrôle basse fréquence à un signal de puissance a été dimensionné. Il permet le passage d'un signal +/- 5 V à un signal +/- 60 V.

La partie acquisition, composée de deux accéléromètres, permettant la mesure de l'amplitude en bout de plaque et au niveau du coulisseau, reliés à un ordinateur via un convertisseur analogique numérique. Les signaux sont ensuite traités sous Labview afin de les rendre exploitables. Labview permet aussi de contrôler l'excitation du système en paramétrant l'amplitude et la fréquence du signal.

Après essais, le système d'amortissement permet une réduction effective d'environ 30 % de l'amplitude en bout de plaque en flexion sur un système non optimisé. En revanche les résultats en torsion sont nuls.

Les résultats en flexion montrent que l'utilisation d'un amortisseur, bien que l'implantation soit non idéale au niveau de la fixation du porte à faux, permet de

grandement diminuer la sollicitation du système souple en dissipant efficacement l'énergie. La variation de l'ordre de 30 % de l'amplitude maximale, entre un réglage dur ou souple, permettrait en développant un contrôle adapté de maintenir une amplitude de mouvement de la structure relativement constante. De plus la réactivité et la facilité de réglage de l'amortisseur permettent de contrer efficacement des conditions variables, le temps pour atteindre des amplitudes maximales étant de l'ordre de la seconde.

Les résultats peu convaincants en torsion sont dus à l'implantation de l'amortisseur. Une implantation travaillant sur deux axes avec potentiellement un amortisseur supplémentaire permettrait de pallier ce problème.

Les résultats simulés sont mitigés. Les difficultés de corrélation entre les simulations dont on mesure la dureté de l'amortissement en N.s/m et l'expérimental où l'on contrôle celui-ci en volts rend difficile les comparaisons. Toutefois après avoir appliqué une relation quadratique à l'amortissement des simulations on arrive à corréler les résultats. Les simulations donnent une bonne idée générale du comportement du système. Les résultats sont concordants lorsqu'on s'éloigne de la résonance, mais divergent proche de celle-ci. Ces divergences peuvent s'expliquer par le fait qu'à la résonance, du fait des plus grandes amplitudes, les amortissements dus au matériau et à l'air prennent une plus grande importance et ne peuvent plus être négligés.

Ce type d'expérience montre l'utilité d'inclure un amortissement dans les structures en porte à faux. En diminuant les sollicitations de la structure, ce genre de systèmes doit permettre l'allègement des structures tout en augmentant leur durée de vie.

L'expérimentation devrait être poussée de manière à rechercher des stratégies de contrôle pour l'amortisseur, ainsi que des modes d'implantation sur systèmes réels. Afin de s'approcher de conditions en environnement non contrôlé, les tests pourraient être effectués à l'aide de signaux d'excitation composés de plusieurs harmoniques.

Une des principales améliorations qui pourraient être apportées au banc seraient l'augmentation de la puissance de l'excitateur, le bobinage ne chauffant pas du tout actuellement, même en utilisation prolongée, et pouvant donc encaisser des courants plus importants. D'autre part l'amélioration de la partie informatique peut lui donner plus de compatibilité avec des logiciels de contrôle, et enfin le passage à deux amortisseurs de manière à pouvoir faire des essais de contrôle sur les modes de torsion.



## ANNEXES

### ANNEXE 1 : Documentation technique sur l'amortisseur électrorhéologique



#### RheDamp® RD 25

The RheDamp RD 25\* is an extremely fast, powerful damper system with a wide range of applications for vibration isolation, shock reduction, control, positioning or various performance improvements. In this regard, our damper gives incomparable comfort and smooth behavior with great performance enhancement, which will definitely amaze you. Based on electro-rheological fluid technology, the damping ratio is electronically fully adjustable with a response time in milliseconds.

#### Controllability

Intelligent control allows setting of arbitrary damping forces over an extremely large range!

#### Dynamics

Highest dynamics on the market - response time in milliseconds!

#### Control

All control types: analogue, digital, via remote control!

#### Energy efficiency

Power consumption is only a few % in comparison to other active systems!

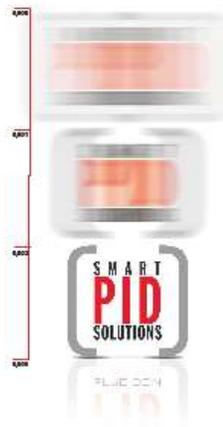
#### Wear - free

With a robust design - no mechanical valves - maintenance is greatly reduced!

#### Totally Noiseless

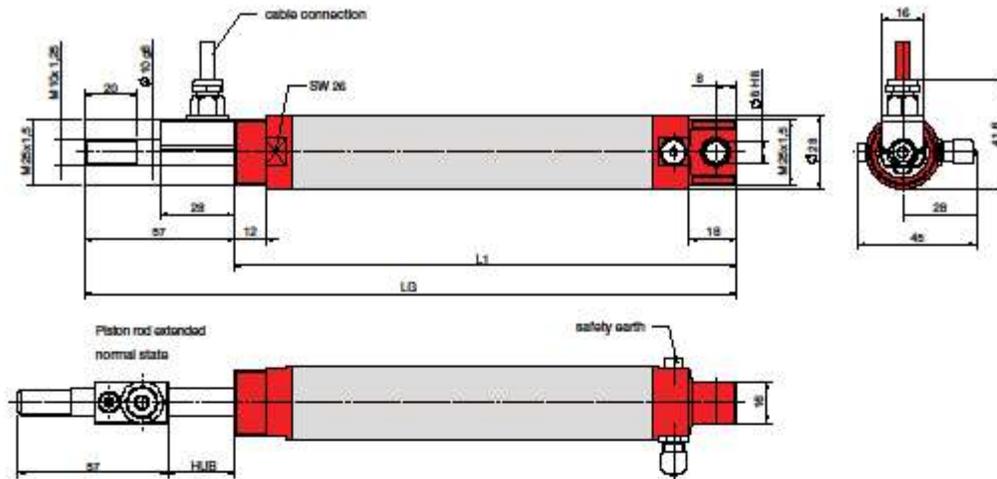
No moving valve components and thus no orifice or throttle effects, no „whistle“ effect!

From 100 to 0 in 3 milliseconds



smart PID solutions from Fludicon - Intelligent System Solutions

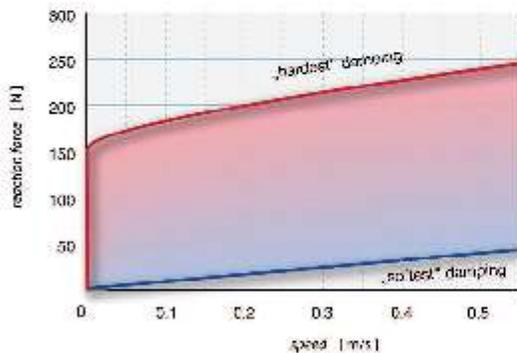
[www.fludicon.com](http://www.fludicon.com)



exposition not to scale

Dimensions [mm]

## RheDamp® RD 25



The minimal extension force on piston rod is approximately 50 N, which can be adjusted if required.

### Examples:

For an applied piston rod speed of 0.05 m/s, the damping reaction force can be adjusted between 10 N and 170 N.

Up to 0.5 m/s speed, the damping reaction force can be adjusted between 40 N and 240 N.

N.B. Force information when using RheOil® 4.0.

### Dimensions [mm]

STROKE®	25	50	75	100	125
LG	248	273	298	325	352
L1	191	216	241	268	296
weight [kg]	0.61	0.64	0.68	0.71	0.75

### Product code RheDamp® 25

STROKE®	25	50	75	100	125
Ø Piston	25 mm				
order no.:	B12007	B12008	B12009	B12010	B12011
Type	RD25/25	RD25/50	RD25/75	RD25/100	RD25/125

### Technical data

Speed range <sup>2)</sup>	0.05 – 0.5 m/s
Damping	double effect, both directions independently elect. tunable
Temperature range	-40 °C to +120 °C recommended range 10 °C bis 60 °C

<sup>1)</sup> specification subject to change without notice

<sup>2)</sup> other strokes on demand <sup>3)</sup> higher speed on request

### Accessories:

Power amplifier and control unit DampCon® 16 and DampCon® 40 P.

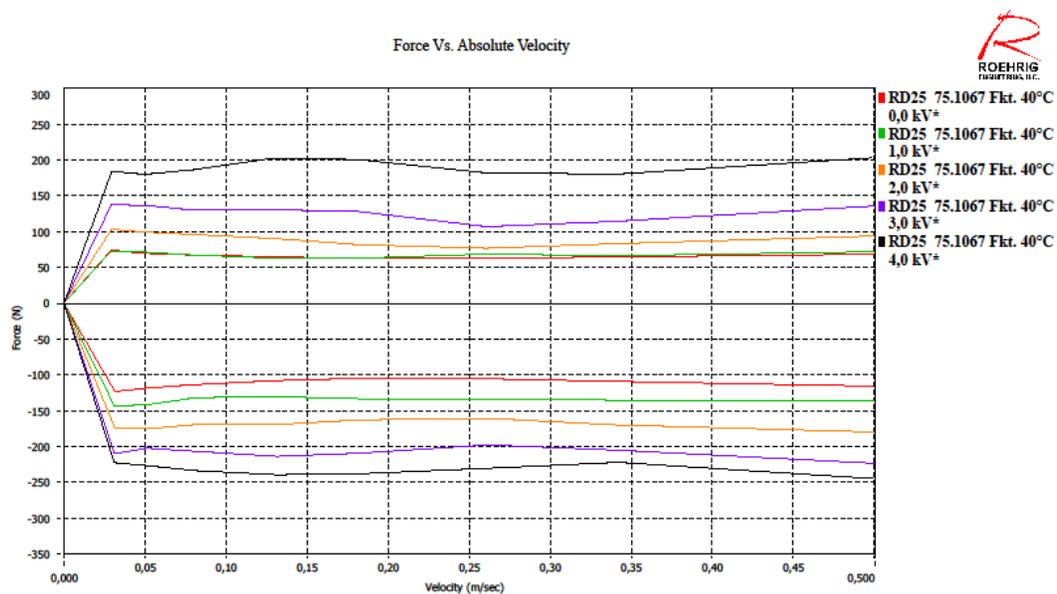
Fastening and connecting elements.

Please refer to the corresponding data sheets.

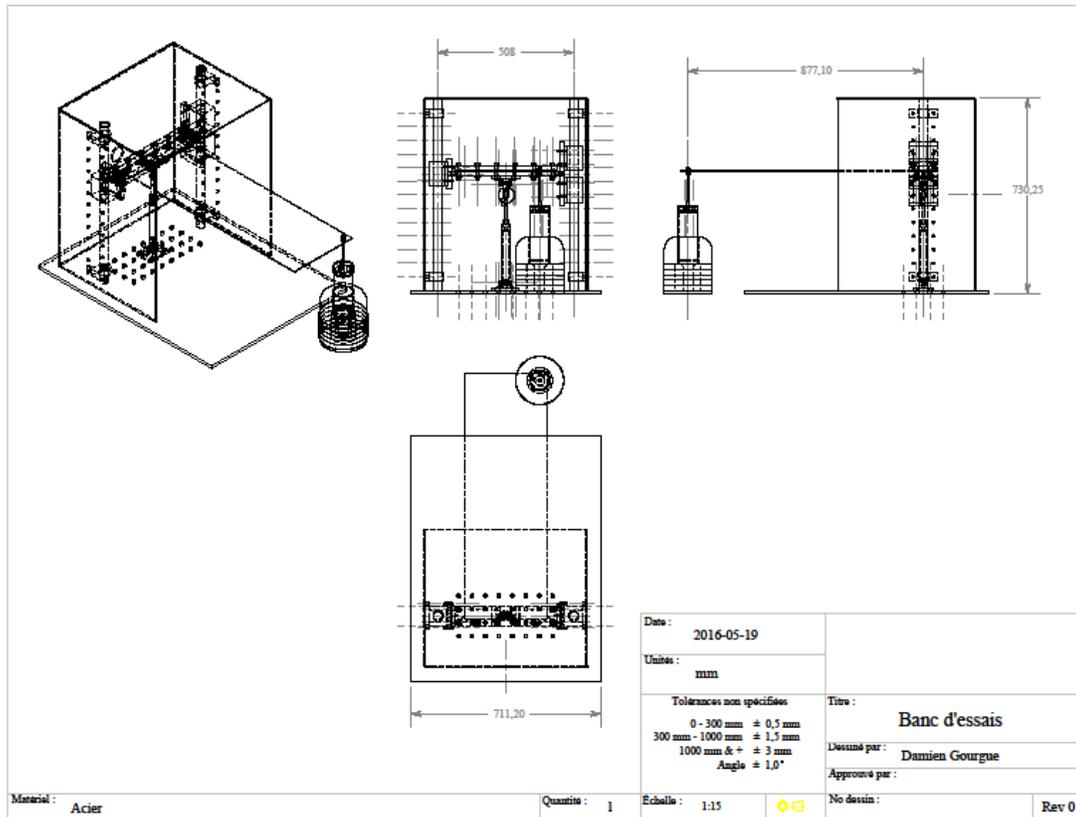
**FLUDICON**  
smart PID solutions

Landwehrstraße 55 • building 8 • 64293 Darmstadt  
Fon: +49 (0)6151-2798 6 • Fax: +49 (0)6151-2798 999  
contact@fludicon.com • www.fludicon.com

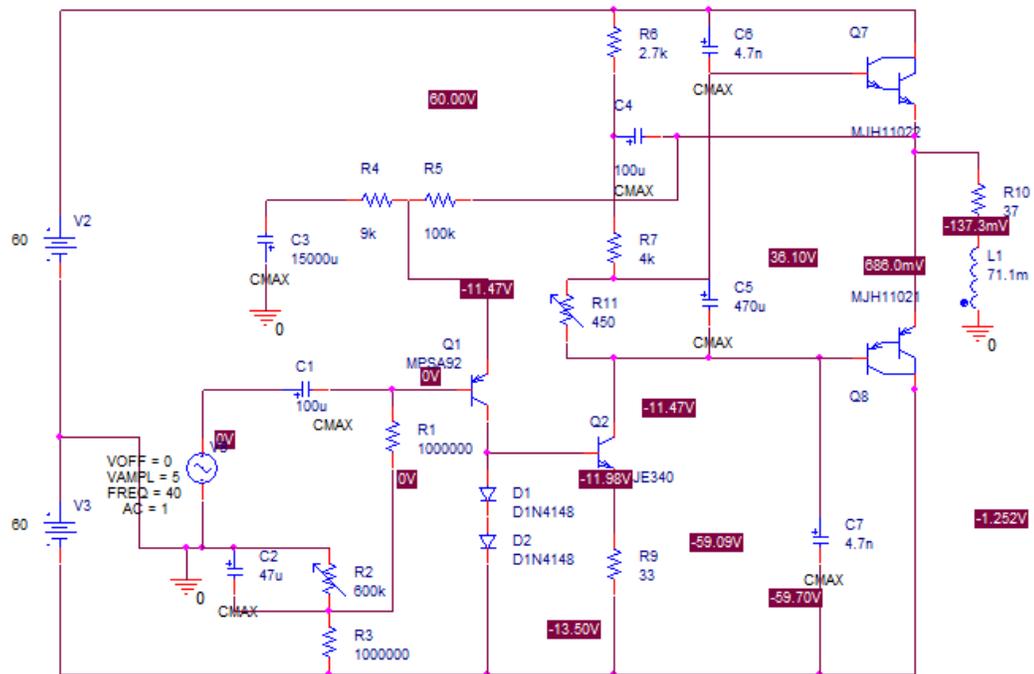
## ANNEXE 2 : Essais de l'amortisseur fourni par le fabricant



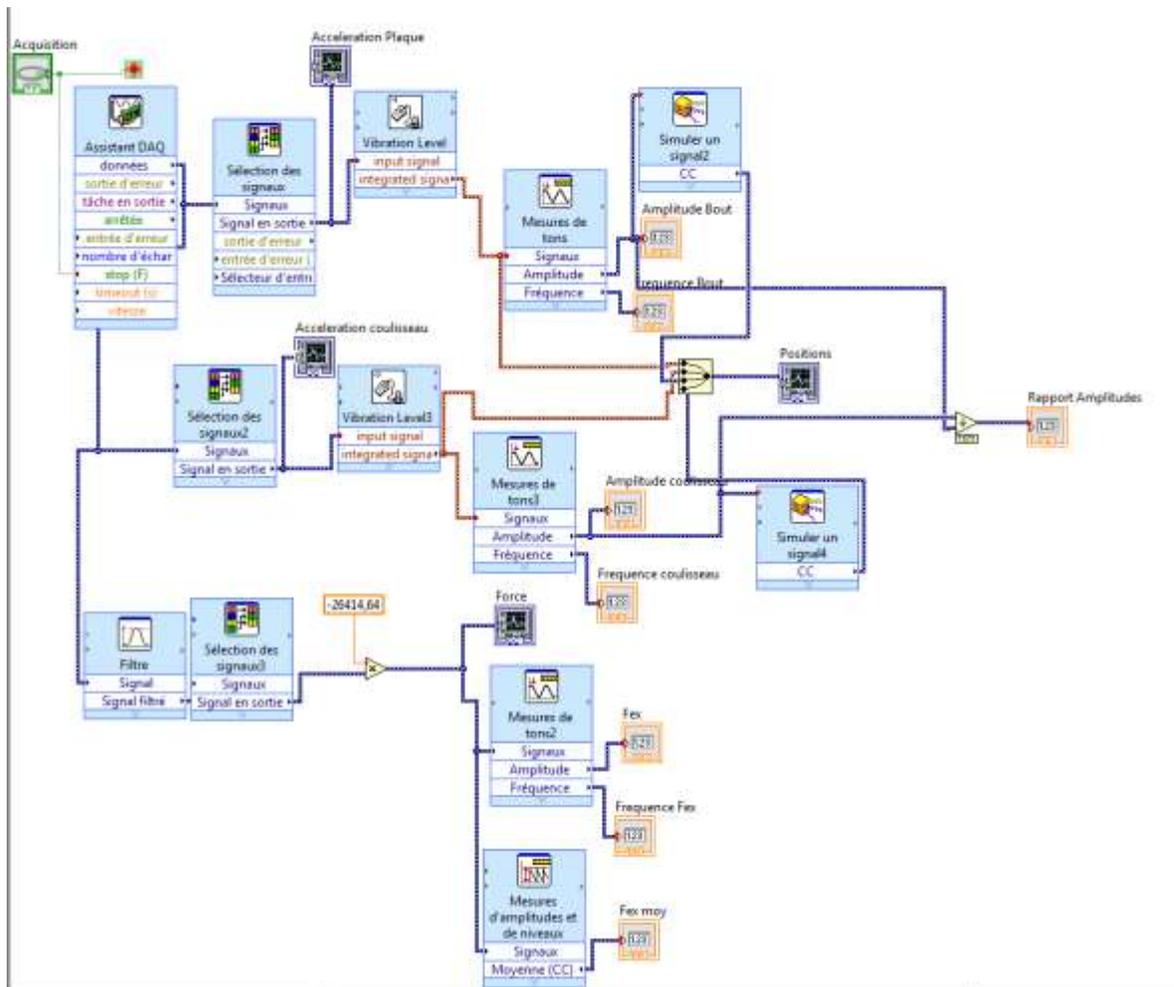
ANNEXE 3 : Plan général du banc d'essai



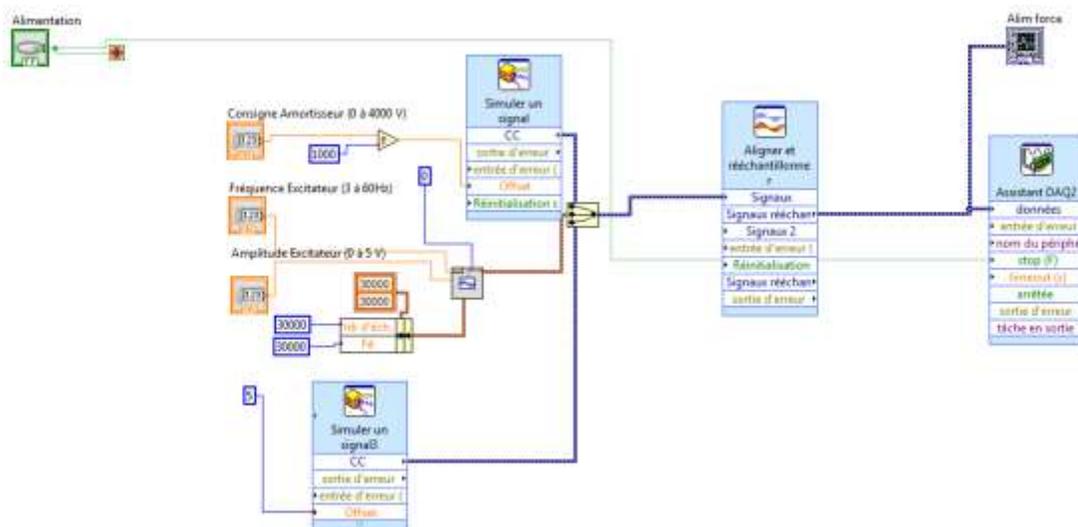
## ANNEXE 4 : Circuit d'amplification du signal



## ANNEXE 5 : Câblage sous Labview de la face arrière, partie acquisition



## ANNEXE 6 : Câblage sous Labview de la face arrière, partie génération et sortie de signaux





## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] SpringerLink and R. Clark, *A Modern Course in Aeroelasticity*, Fourth Revised and Enlarged Edition.. ed. Dordrecht: Springer Science + Business Media, Inc., 2005.
- [2] M. Ion-Sorin, "Analyse de la Réponse Dynamique des Pales d'Éoliennes," Maîtrise, UQAR, 2011.
- [3] R. Drishtysingh, "Simulation des phénomènes aéroélastiques des pales d'éoliennes," Maîtrise, UQAR, 2012.
- [4] J. Jobin, "La mesure de la vitesse du vent dans un écoulement atmosphérique turbulent ayant de fortes variations saisonnières de température," Maîtrise, Génie mécanique, ETS, 2008.
- [5] E. Rathakrishnan, *Instrumentation, Measurements, and Experiments in Fluids*: CRC Press, 2007.
- [6] H. Sleiman, "Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l'automobile," Thesis, Génie Electrique, ENSAM, 2010.
- [7] R. Chen, W. Ouyang, J. Xu, X. Yuan, and Y. Li, "Modeling and applications of variable structure damper," Xi'an, 2013, pp. 316-320.
- [8] P. P. Phulé, "Magnetorheological (MR) fluids: Principles and applications," *Smart Materials Bulletin*, vol. 2001, pp. 7-10, 2// 2001.
- [9] K. D. Weiss, J. D. Carlson, and D. A. Nixon, "Viscoelastic Properties of Magneto- and Electro-Rheological Fluids," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 5, pp. 772-775, November 1, 1994 1994.
- [10] M. Khalid, R. Yusof, M. Joshani, H. Selamat, and M. Joshani, "Nonlinear identification of a magneto-rheological damper based on dynamic neural networks," *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, vol. 29, pp. 221-233, 2014.
- [11] S.-B. Choi, S.-R. Hong, C.-C. Cheong, and Y.-K. Park, "Comparison of Field-Controlled Characteristics between ER and MR Clutches," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 10, pp. 615-619, August 1, 1999 1999.
- [12] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DeWolf, and D. F. Mazurek, *Mechanics of materials*, Seventh edition. ed. New York: McGraw-Hill education, 2015.
- [13] W. J. Palm, *Mechanical vibration*: Wiley Online Library, 2006.
- [14] C. A. Xenophontos, "Finite element computations for the Reissner-Mindlin plate model," *Communications in Numerical Methods in Engineering*, vol. 14, pp. 1119-1131, Dec 1998.
- [15] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, O. C. Zienkiewicz, and R. L. Taylor, *The finite element method* vol. 3: McGraw-hill London, 1977.
- [16] T. Becherrawy, *Electromagnetism : Maxwell equations, wave propagation and emission*. London : Hoboken, NJ: ISTE , Wiley, 2012.

- [17] S. B. Choi, Y. T. Choi, E. G. Chang, S. J. Han, and C. S. Kim, "Control characteristics of a continuously variable ER damper," *Mechatronics*, vol. 8, pp. 143-161, 3// 1998.
- [18] (2016, 12/05/2016). *SolidWorks*. Available: <https://fr.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>
- [19] (2016, 12/05/2016). *ANSYS*. Available: <https://fr.wikipedia.org/wiki/ANSYS>
- [20] (2016, 16/05/2016). *Labview*. Available: <https://fr.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>
- [21] J. C. Le Roux, "Le haut-parleur électrodynamique: estimation des paramètres électroacoustiques aux basses fréquences et modélisation de la suspension," Université du Maine, 1994.
- [22] (2011). *Wire Gauge and Current Limits Including Skin Depth and Strength*. Available: [http://www.powerstream.com/Wire\\_Size.htm](http://www.powerstream.com/Wire_Size.htm)
- [23] N. 67. (2010). *Ampli ultra simple 50W à 200W*. Available: <http://www.astuces-pratiques.fr/electronique/ampli-ultra-simple-50w-a-200w-schema>

