



**HAL**  
open science

# Contrôle actif de l'ensemble roue-pneu pour la réduction de la transmission vibratoire solidienne

Antoine Carvalho

► **To cite this version:**

Antoine Carvalho. Contrôle actif de l'ensemble roue-pneu pour la réduction de la transmission vibratoire solidienne. Mécanique [physics.med-ph]. INSA de Lyon, 2024. Français. NNT : 2024ISAL0073 . tel-04846850

**HAL Id: tel-04846850**

**<https://theses.hal.science/tel-04846850v1>**

Submitted on 18 Dec 2024

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

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



# INSA

N°d'ordre NNT : 2024ISAL0073

THESE de DOCTORAT DE L'INSA LYON,  
membre de l'Université de Lyon

Ecole Doctorale N° 162  
Mécanique – Énergétique – Génie Civil - Acoustique

Spécialité :  
**Génie Mécanique**

**Soutenue publiquement le 27/09/2024, par :**  
Antoine Carvalho

---

## Contrôle actif de l'ensemble roue-pneu pour la réduction de la transmission vibratoire solidienne

---

### Devant le jury composé de :

Christophe Giraud-Audine Isabelle Bruant	Maître de Conférences HDR, ENSAM Lille Maître de Conférences HDR, Université Paris Nanterre	Rapporteur Rapporteuse
Éric Bideaux Jean-François Deü	Professeur des Universités, INSA de Lyon Professeur des Universités, CNAM Paris	Examineur Examineur
Simon Chesne Jonathan Rodriguez	Professeur des Universités, INSA de Lyon Maître de conférences, INSA de Lyon	Directeur de thèse Co-directeur de thèse
François Lohr	Responsable industriel (MFPM)	Invité



## TH1139\_Thèse\_Antoine\_Carvalho-1

4%  
Suspicious  
texts

3% Similarities  
< 1% similarities between quotation marks  
0% among the sources mentioned

1% Unrecognized languages

Document name: TH1139\_Thèse\_Antoine\_Carvalho-1.pdf  
Document ID: 772491e4eba0339131bc73b960de8a8d7f20c918  
Original document size: 19.85 MB

Submitter: Mickael Lallart  
Submission date: 7/5/2024  
Upload type: interface  
analysis end date: 7/5/2024

Number of words: 40,490  
Number of characters: 279,854

Location of similarities in the document:



## Main sources detected

No.	Description	Similarities	Locations	Additional information
1	<a href="https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0056/these.pdf">theses.insa-lyon.fr</a> https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0056/these.pdf 13 similar sources	1%		Identical words: 1% (291 words)
2	<a href="https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0038/these.pdf">theses.insa-lyon.fr</a> https://theses.insa-lyon.fr/publication/2023ISAL0038/these.pdf 13 similar sources	< 1%		Identical words: < 1% (274 words)
3	<a href="https://hal.science/hal-03848526v1/preview/CFA2022_Comm503.pdf#page=2">hal.science</a> https://hal.science/hal-03848526v1/preview/CFA2022_Comm503.pdf#page=2 6 similar sources	< 1%		Identical words: < 1% (211 words)
4	<a href="https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-03670802/file/these.pdf">tel.archives-ouvertes.fr</a> https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-03670802/file/these.pdf 13 similar sources	< 1%		Identical words: < 1% (125 words)
5	<a href="https://asmedigitalcollection.asme.org/vibrationacoustics/article-pdf/144/2/021013/6836880/vib_14...">asmedigitalcollection.asme.org</a>   Active Vibration Control on a Smart Composite St... https://asmedigitalcollection.asme.org/vibrationacoustics/article-pdf/144/2/021013/6836880/vib_14... 1 similar source	< 1%		Identical words: < 1% (83 words)

## Sources with incidental similarities

No.	Description	Similarities	Locations	Additional information
1	<a href="http://www.iiav.org/ijav/content/volumes/14_2009_1411141272264886/vol_1/490_fullpaper_265401...">www.iiav.org</a> http://www.iiav.org/ijav/content/volumes/14_2009_1411141272264886/vol_1/490_fullpaper_265401...	< 1%		Identical words: < 1% (24 words)
2	<a href="https://doi.org/10.1115/1.2930429">doi.org</a>   Experiments on Active Control of Plate Vibration Using Piezoelectric Actua... https://doi.org/10.1115/1.2930429	< 1%		Identical words: < 1% (21 words)
3	<a href="http://www.scielo.br/pdf/lajss/v13n14/1679-7825-lajss-13-14-02643.pdf">www.scielo.br</a> http://www.scielo.br/pdf/lajss/v13n14/1679-7825-lajss-13-14-02643.pdf	< 1%		Identical words: < 1% (18 words)
4	<a href="https://www.academia.edu/79699197/Frequency_Shaped_Second_Order_Sliding_Mode_Control_for_...">www.academia.edu</a>   (PDF) Frequency-Shaped Second-Order Sliding Mode Control... https://www.academia.edu/79699197/Frequency_Shaped_Second_Order_Sliding_Mode_Control_for_...	< 1%		Identical words: < 1% (17 words)
5	<a href="https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02902125/file/these.pdf">tel.archives-ouvertes.fr</a> https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-02902125/file/these.pdf	< 1%		Identical words: < 1% (21 words)

## Referenced sources (without similarities detected) These sources were cited in the paper without finding any similarities.

- <https://www.edchimie-lyon.fr>
- <https://edeea.universite-lyon.fr>
- <http://e2m2.universite-lyon.fr>
- <http://ediss.universite-lyon.fr>
- <http://edinfomaths.universite-lyon.fr>



Département FEDORA – INSA Lyon – Ecoles Doctorales

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<b>CHIMIE DE LYON</b> <a href="https://www.edchimie-lyon.fr">https://www.edchimie-lyon.fr</a> Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage secretariat@edchimie-lyon.fr	<b>M. Stéphane DANIELE</b> C2P2-CPE LYON-UMR 5265 Bâtiment F308, BP 2077 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69616 Villeurbanne <b>directeur@edchimie-lyon.fr</b>
E.E.A.	<b>ÉLECTRONIQUE, ÉLECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</b> <a href="https://edeea.universite-lyon.fr">https://edeea.universite-lyon.fr</a> Sec. : Stéphanie CAUVIN Bâtiment Direction INSA Lyon Tél : 04.72.43.71.70 secretariat.edeea@insa-lyon.fr	<b>M. Philippe DELACHARTRE</b> INSA LYON Laboratoire CREATIS Bâtiment Blaise Pascal, 7 avenue Jean Capelle 69621 Villeurbanne CEDEX Tél : 04.72.43.88.63 <b>philippe.delachartre@insa-lyon.fr</b>
E2M2	<b>ÉVOLUTION, ÉCOSYSTÈME, MICROBIOLOGIE, MODÉLISATION</b> <a href="http://e2m2.universite-lyon.fr">http://e2m2.universite-lyon.fr</a> Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.e2m2@univ-lyon1.fr	<b>Mme Sandrine CHARLES</b> Université Claude Bernard Lyon 1 UFR Biosciences Bâtiment Mendel 43, boulevard du 11 Novembre 1918 69622 Villeurbanne CEDEX <b>sandrine.charles@univ-lyon1.fr</b>
EDISS	<b>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTÉ</b> <a href="http://ediss.universite-lyon.fr">http://ediss.universite-lyon.fr</a> Sec. : Bénédicte LANZA Bât. Atrium, UCB Lyon 1 Tél : 04.72.44.83.62 secretariat.ediss@univ-lyon1.fr	<b>Mme Sylvie RICARD-BLUM</b> Institut de Chimie et Biochimie Moléculaires et Supramoléculaires (ICBMS) - UMR 5246 CNRS - Université Lyon 1 Bâtiment Raulin - 2ème étage Nord 43 Boulevard du 11 novembre 1918 69622 Villeurbanne Cedex Tél : +33(0)4 72 44 82 32 <b>sylvie.ricard-blum@univ-lyon1.fr</b>
INFOMATHS	<b>INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES</b> <a href="http://edinfomaths.universite-lyon.fr">http://edinfomaths.universite-lyon.fr</a> Sec. : Renée EL MELHEM Bât. Blaise PASCAL, 3e étage Tél : 04.72.43.80.46 infomaths@univ-lyon1.fr	<b>M. Hamamache KHEDDOUCI</b> Université Claude Bernard Lyon 1 Bât. Nautibus 43, Boulevard du 11 novembre 1918 69 622 Villeurbanne Cedex France Tél : 04.72.44.83.69 <b>hamamache.kheddouci@univ-lyon1.fr</b>
Matériaux	<b>MATÉRIAUX DE LYON</b> <a href="http://ed34.universite-lyon.fr">http://ed34.universite-lyon.fr</a> Sec. : Yann DE ORDENANA Tél : 04.72.18.62.44 yann.de-ordenana@ec-lyon.fr	<b>M. Stéphane BENAYOUN</b> Ecole Centrale de Lyon Laboratoire LTDS 36 avenue Guy de Collongue 69134 Ecully CEDEX Tél : 04.72.18.64.37 <b>stephane.benayoun@ec-lyon.fr</b>
MEGA	<b>MÉCANIQUE, ÉNERGÉTIQUE, GÉNIE CIVIL, ACOUSTIQUE</b> <a href="http://edmega.universite-lyon.fr">http://edmega.universite-lyon.fr</a> Sec. : Stéphanie CAUVIN Tél : 04.72.43.71.70 Bâtiment Direction INSA Lyon mega@insa-lyon.fr	<b>M. Etienne PARIZET</b> INSA Lyon Bât. Saint Exupéry Laboratoire LVA 25 bis Av. Jean Capelle O 69621 Villeurbanne Cedex <b>etienne.parizet@insa-lyon.fr</b>
ScSo	<b>ScSo*</b> <a href="https://edsciencesociales.universite-lyon.fr">https://edsciencesociales.universite-lyon.fr</a> Sec. : Mélina FAVETON INSA : J.Y. TOUSSAINT Tél : 04.78.69.77.79 melina.faveton@univ-lyon2.fr	<b>M. Bruno MILLY</b> Université Lumière Lyon 2 86 Rue Pasteur 69365 Lyon CEDEX 07 <b>bruno.milly@univ-lyon2.fr</b>

\*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie



*« Ao meu falecido avô Joaquim  
e à sua esposa Adelaide,  
sem quem nada teria sido possível. »*

*« À mes parents, Carlos et Maria,  
à ma compagne, Jeanne  
ainsi qu'à mes sœurs Julie et Elène, et mon frère Thomas »*



# Remerciements

Ces quelques mots signent la fin de l'élaboration de ce manuscrit. Ils viennent conclure trois années intenses de rencontres, d'apprentissages et de bons moments. Je remercie toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ces travaux.

Dans un premier temps, je souhaiterais remercier les personnes qui m'ont encadré durant ces trois années de thèse. Tout d'abord Simon, qui m'a donné l'opportunité d'effectuer ces travaux de recherche, qui m'a guidé et instruit, m'a laissé me tromper sans jugement. François, mon responsable coté Michelin, pour son soutien ainsi que ses conseils sur le plan technique mais aussi personnel. Jonathan, avec qui j'ai eu un parcours particulier, de collègue de travail à « camarades » de promo en école d'hiver pour ensuite finir par m'encadrer avec jovialité et bienveillance. Un grand merci pour l'ensemble du bagage technique et humain qu'ils m'ont tous trois transmis ainsi que pour ces bons moments, teintés d'humour et de sarcasme.

Ensuite, je remercie sincèrement les rapporteurs Isabelle Bruant, Maître de Conférences à l'Université Paris Nanterre et Christophe Giraud-Audine, Maître de Conférences à l'ENSAM Lille d'avoir accepté de rapporter ce manuscrit. Leurs remarques pertinentes et leurs questions m'ont permis d'approfondir mes connaissances et m'ont guidé pour l'élaboration de ma présentation de soutenance. Je remercie également Éric Bideaux, Professeur des Universités à l'INSA de Lyon et Jean-François Deü, Professeur des Universités au CNAM Paris, d'avoir examiné mon travail et pour leur participation au jury.

Je remercie l'ensemble des membres de l'équipe DCS du LaMCoS. Didier mon responsable d'équipe, pour sa bonne humeur et son franc parlé. Sébastien pour toutes ces parties de fléchette endiablées. Éric pour sa gentillesse. Martin pour ces débats sociétaux-écologiques. Thibault et Théodore, mes cobureau, pour ces moments de vie intra/extra-labo. Plus particulièrement, je remercie le roi Louis, mon acolyte franc-comtois, pour tous ces échanges, ces conseils, ces galères traversées ensemble, mais aussi toutes ces barres de rire qui ont su consolider notre amitié.

Je remercie chaleureusement la team du LVA, notamment Matthieu, Adrien et Valentin pour leur amitié. Mes remerciements vont également à toute la bande de Besak, Arnaud, Barney, Etienne, Maxence et Paul pour tout simplement faire partie de ma vie.

Une pensée va également à ma belle-famille, plus particulièrement à Mylène et Alain qui m'ont soutenu durant ces trois années. Bien évidemment, je remercie ma famille, mon papa Carlos, ma maman Maria, mes deux grandes sœurs Julie et Elène ainsi que mon petit frère Thomas. Ils m'ont soutenu et encouragé dans cette nouvelle aventure.

Enfin, je remercie Jeanne, ma compagne, qui me supporte depuis bien trop longtemps et qui a franchi cette nouvelle étape à mes côtés. Son amour et soutien inconditionnels m'ont permis de passer trois belles années de plus à ses côtés.



# Résumé

L'impact du bruit sur l'humain est de plus en plus au centre des problématiques de santé. Dans une politique de compétitivité industrielle intense, ces questionnements sont au cœur du secteur automobile. C'est le cas de celui des pneumatiques. Avec l'essor des véhicules électriques, le bruit de roulement jusqu'alors masqué par d'autres sources de pollutions sonores émanantes des véhicules pose un réel problème de confort pour les passagers. La structure des véhicules, les pneumatiques ainsi que les systèmes de suspensions permettent d'atténuer certains effets indésirables du contact pneu-chaussée à hautes et basses fréquences. Cependant peu de solutions techniques sont déployées pour traiter les phénomènes vibratoires transmis par les ensembles montés entre 200 et 500 Hz. Une des raisons est que ces assemblage roue-pneu présentent une dynamique complexe dépendante de multiples facteurs, tel que la pression de gonflage, le chargement ou encore la vitesse de rotation. Cette thèse est articulée autour de trois axes : l'approfondissement de la compréhension du comportement dynamique des assemblages roue-pneu, la mise au point et maîtrise d'un ensemble de dispositifs expérimentaux, la réalisation d'un système et d'une loi de contrôle permettant de diminuer les efforts transmis dans les moyeux. Des travaux effectués sur 4 différents dispositifs expérimentaux ont permis de minimiser les incertitudes liées à la dynamique évolutive de la structure à contrôler. Ceci permettant de mieux définir le champ d'action de la solution à proposer. Par le biais de ces résultats un réseau de transducteurs piézoélectriques, utilisés comme capteurs et actionneurs, est proposé. Différentes solutions de contrôle robuste ont été proposées, notamment une combinant du contrôle actif et un filtre modal spatial ainsi qu'une autre exploitant un contrôleur à mode glissant. Ces solutions ont d'abord été étudiées numériquement à l'aide de modèle basés sur des données expérimentales. Puis elles ont été testées sur la structure à l'échelle 1:1. En parallèle de ces travaux, des études de robustesse des solutions proposées ont été réalisées. Le système de contrôle le plus avancé est finalement testé dans des conditions réalistes de fonctionnement avec un chargement, un contact avec le pneumatique assimilable à celui obtenu avec la chaussée et avec rotation de l'ensemble. Une atténuation des deux modes ciblés est obtenue pour différentes vitesses de rotation.

**Mots clés :** Ensemble pneu-roue, contrôle actif, contrôle robuste, contrôle vibratoire, transducteurs piézoélectriques, filtre spatial, contrôle à mode glissant



# Abstract

The impact of noise on humans is increasingly at the heart of health issues. In a context of intense industrial competitiveness, these issues lie at the heart of the automotive sector, a truth that also applies to the tire industry. With the rise of electric vehicles, the rolling noise previously masked by other sources of vehicle-related noise pollution poses a real problem for passenger comfort. Vehicle structure, tires, and suspension systems can attenuate some of the undesirable effects of tire-road contact at high and low frequencies. However, few technical solutions have been deployed to address the vibratory phenomena transmitted by tire-wheel assemblies operating between 200 and 500 Hz. One reason for this, these tire-wheel assemblies present complex dynamics dependent on multiple factors, such as their internal pressure, loads, and rotation speed. This thesis is structured around three axes: a deeper understanding of the dynamic behavior of tire-wheel assemblies, the development and control of a set of experimental devices, and the realization of a system and a control law to reduce the forces transmitted in the hubs. Work carried out on four different experimental setups enabled us to minimize the uncertainties associated with the evolving dynamics of the structure to be controlled, thereby allowing for a better definition of the proposed solution's field of action. Based on these results, a network of piezoelectric transducers, used as sensors and actuators, has been proposed. Various robust control solutions have been suggested, including one that combines active control and a spatial modal filter, and another that exploits a sliding-mode controller. These solutions were first studied numerically using models based on experimental data, and then tested on the full-scale structure. In parallel with this work, robustness studies of the proposed solutions were carried out. The most advanced control system was finally tested under realistic operating conditions, involving loading, contact with the tire similar to that obtained with the roadway, and rotation of the assembly. Attenuation of the two target modes was achieved for different rotation speeds.

**Keywords :** Tire-Wheel assembly, active control, robust control, vibration control, piezoelectric transducers, spatial filter, sliding mode control



# Table des matières

Remerciements .....	9
Résumé.....	11
Abstract .....	13
Liste des figures.....	19
Liste des tables.....	27
Liste des annexes.....	29
1 Introduction.....	32
1.1 Contexte industriel et objectifs.....	32
1.1.1 Motivation du projet de recherche.....	32
1.1.2 Projet Silent Wheel .....	34
1.1.3 Objectifs et verrous scientifiques.....	34
1.2 Organisation du mémoire .....	36
2 État de l'art.....	40
2.1 Introduction.....	40
2.2 Les ensembles montés.....	40
2.2.1 Composition d'un ensemble monté.....	41
2.2.2 Modélisation des ensembles montés .....	42
2.3 Contrôle des vibrations des structures .....	46
2.3.1 Différents systèmes de contrôle .....	47
2.3.2 Smart structures.....	53
2.4 Système d'état et contrôle robuste .....	60
2.4.1 Système et observateur d'état .....	61
2.4.2 Contrôle linéaire quadratique gaussien.....	65
2.4.3 Contrôle par mode glissant.....	66
2.5 Contrôle par filtre modal spatial .....	79
2.6 Conclusion .....	82
3 Dispositifs expérimentaux.....	84
3.1 Introduction.....	84
3.2 Banc statique.....	84

3.2.1	Description du banc d'essais.....	85
3.2.2	Protocole expérimental.....	87
3.2.3	Applications et avantages.....	87
3.3	Banc à vérin .....	87
3.3.1	Description du banc d'essais.....	88
3.3.2	Protocole expérimental.....	90
3.3.3	Applications et avantages.....	90
3.4	Banc simplifié .....	91
3.4.1	Description du banc d'essais.....	91
3.4.2	Protocole expérimental.....	96
3.4.3	Applications et avantages.....	96
3.5	Banc M500.....	97
3.5.1	Description du banc d'essais.....	97
3.5.2	Protocole expérimental.....	101
3.5.3	Applications et avantages.....	101
3.6	Conclusion .....	102
4	Dynamique des ensembles montés.....	104
4.1	Introduction.....	104
4.2	Étude des déformées dynamiques des ensembles montés .....	104
4.2.1	Présentation du dispositif expérimental.....	105
4.2.2	Analyse des résultats.....	108
4.2.3	Conclusions sur l'étude des déformées modales.....	110
4.3	Étude des excitations harmoniques des ensembles montés.....	111
4.3.1	Non-uniformité du pneumatique .....	111
4.3.2	Mises en évidence expérimentales.....	116
4.3.3	Conclusions sur les excitations harmoniques.....	120
4.4	Conclusion .....	121
5	Contrôle actif robuste.....	124
5.1	Introduction.....	124
5.2	Contrôle de l'ensemble monté par filtre modal spatial.....	124

5.2.1	Dynamique à contrôler .....	124
5.2.2	Stratégie de contrôle.....	127
5.2.3	Études expérimentales du système de contrôle proposé.....	135
5.3	Contrôle actif de la structure simplifiée .....	140
5.3.1	Dynamique à contrôler .....	141
5.3.2	Stratégie de contrôle.....	141
5.3.3	Étude expérimentale des systèmes de contrôle.....	149
5.3.4	Bilan sur le choix du contrôleur .....	152
5.4	Contrôle de l'ensemble monté par mode glissant .....	153
5.4.1	Dynamique à contrôler .....	153
5.4.2	Stratégie de contrôle.....	153
5.4.3	Études expérimentales du système proposé.....	160
5.5	Conclusions.....	170
6	Conclusions et perspectives .....	172
6.1	Bilan des recherches .....	172
6.2	Travaux futurs.....	173
	Bibliographie.....	175
	Annexes.....	185



# Liste des figures

Figure 1.1 : Différentes contributions au bruit routier (Source : Note d'information Cftr n°4 Juin 2001) .....	33
Figure 1.2 : Chemin de propagation des vibrations dans un instrument à cordes et dans un véhicule.....	35
Figure 2.1 - Exemple de jante tôle (a) et de jante aluminium (b).....	41
Figure 2.2 – Vue en coupe d'un pneumatique et détail de sa composition.....	42
Figure 2.3 - Principe de modélisation du modèle pneu-jante SWIFT.....	43
Figure 2.4 – Principe de modélisation du modèle F-Tire avec différentes sous bande de roulement (a) exemple de franchissement de barrette sur le modèle F-Tire (b) .....	44
Figure 2.5 - Maillage d'un pneumatique sur RMOD-K et simulation d'un chargement sur une surface irrégulière.....	45
Figure 2.6 - Pont du détroit de Tacoma (E.U.) subissant un phénomène de vibrations auto-excités.....	47
Figure 2.7 – Solution passive d'isolation des vibrations par silent bloc d'un moteur Lombardini LDW FOCS.....	48
Figure 2.8 - Principe de fonctionnement de l'amortisseur à masse accordée de la tour de Taipei (Taiïwan).....	49
Figure 2.9 - Système d'isolation d'un siège de camion MAN TGX .....	49
Figure 2.10 – Système ressort-amortisseur d'un véhicule.....	50
Figure 2.11 - Principe d'isolation d'un véhicule grâce à ses pneus .....	50
Figure 2.12 - Schéma de principe d'un système à contrôle actif.....	51
Figure 2.13 - Implantation du système de contrôle du Sikorsky UH-60 Black Hawk .....	51
Figure 2.14 – Principaux éléments constituant le TMT (a) déplacements adimensionnés du miroir principal sans (b) et avec le système de contrôle actif (c) (Source : Mast et al. ICALEPCS 2011) .....	52
Figure 2.15 - Suspension active de train arrière d'Audi A8.....	53
Figure 2.16 - Polarisation d'un poly-cristal.....	55

Figure 2.17 : Réciprocité du comportement d'un élément piézoélectrique (a) au repos (b) utilisé comme actionneur & (c) utilisé comme capteur .....	55
Figure 2.18 - Transducteur piézoélectrique collé sur une structure vibrante travaillant sur le mode 31 .....	57
Figure 2.19 - Poutre encastree libre équipée de transducteurs piézoélectriques colocalisés .....	58
Figure 2.20 - Alternance de pole-zéro pour un système colocalisé (a) et non colocalisé (b) .....	59
Figure 2.21 - Schéma bloc de l'approche par fonction de transfert (a) et par représentation d'état (b) .....	62
Figure 2.22 - Schéma bloc intégrant un observateur d'état .....	62
Figure 2.23 - Schéma bloc de principe d'un système à contrôleur LQG .....	66
Figure 2.24 - Plan de phase d'un système à 1 DDL contrôlé par un contrôleur à mode glissant .....	67
Figure 2.25 - Tracé de la fonction discontinue $\text{sign}(\sigma)$ .....	73
Figure 2.26 - Schéma bloc d'un système de contrôle combinant filtre de Kalman et contrôle par mode glissant .....	73
Figure 2.27 - Comparaison d'un système non contrôlé (a) et d'un système contrôlé par méthode LQR (b) et par mode glissant (c) en présence de perturbation .....	75
Figure 2.28 - Allure de la variable de glissement $\sigma$ (a) et zoom (b) et du contrôle $u$ (c) et zoom (d) .....	76
Figure 2.29 - Différentes fonction de substitution à la fonction $\text{sign}()$ .....	77
Figure 2.30 - Atténuation du phénomène de chattering à l'aide de fonction plus lisses pour le problème (2.49) .....	78
Figure 2.31 - Impact de l'atténuation du phénomène de chattering sur les performances du contrôleur à mode glissant .....	78
Figure 2.32 - Cas d'une poutre encastree-libre (a, c, d) et d'une poutre appuyée-appuyée (b, d, e) ainsi que les déformées modales et l'allure des électrodes associées pour les deux premiers modes de vibrations .....	80
Figure 2.33 - Répartition des différents points de mesure (a) et leurs câblage(b)	81

Figure 2.34 - Allure des déformées des modes (1,2) (a), (2,1) (b), (1,3) (c) et (2,3) (d) .....	81
Figure 3.1 - Banc d'essais statique équipé d'un ensemble monté.....	85
Figure 3.2 - Schéma de principe du banc d'essai statique.....	86
Figure 3.3 - Banc d'essais à vérin (en vert) et son plateau à roulette rugueux (posé dessus).....	88
Figure 3.4 - Zoom sur la plaque intermédiaire rugueuse du banc à vérin.....	89
Figure 3.5 - Schéma de principe du banc d'essai à vérin .....	90
Figure 3.6 - Modèle simplifié d'un ensemble monté (a) et sous ensemble mécanique (b) .....	91
Figure 3.7 – Déformées dynamiques des modes de tangage à 37 Hz (a) de pompage à 54 Hz (b) et d'ovalisation à 97 Hz (c) obtenus par une étude éléments finis de la dynamique du disque rayonné.....	92
Figure 3.8 - Banc d'essais simplifié.....	93
Figure 3.9 - Principe d'excitation du disque par la rotation et les aimants permanents.....	94
Figure 3.10 – Évolution du comportement dynamique du disque du banc simplifié .....	95
Figure 3.11 - Banc d'essais M500 équipé d'un ensemble monté.....	97
Figure 3.12 - Différents volants de la M500.....	98
Figure 3.13 - Zoom sur le collecteur tournant du banc M500.....	100
Figure 3.14 - Interface Homme Machine de contrôle du banc M500 .....	101
Figure 4.1 - Profils des 5 ensembles montés étudiés n°1 (a), n°2 (b), n°3 (c), n°4 (d) et n°5 (e) .....	105
Figure 4.2 - Exemple de nuage composé de 945 points utilisé pour discrétiser la surface d'un ensemble monté .....	106
Figure 4.3 - Schéma de principe du banc statique équipé du vibromètre laser ..	107
Figure 4.4 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°1.....	108

Figure 4.5 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°2.....	109
Figure 4.6 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°3.....	109
Figure 4.7 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°4.....	109
Figure 4.8 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°1.....	109
Figure 4.9 - Répartition des fréquences de résonances et des niveaux de réponses des 4 principaux modes des 5 ensembles montés .....	110
Figure 4.10 – Impact théorique d'un déséquilibre statique (a) et d'un de type couple dynamique (b).....	112
Figure 4.11 – Voilage radial (a) et latéral (b) d'un pneumatique.....	113
Figure 4.12 - Effet du voilage radial sur la trajectoire du moyeu.....	113
Figure 4.13 – Impact de la variation de raideur radiale sur les efforts au moyeu, au point le plus raide (a) et au moins raide (b).....	114
Figure 4.14 - Impact de la variation de raideur transversale.....	115
Figure 4.15 – Moule en 8 parties de formage et de cuisson d'un pneumatique Michelin.....	115
Figure 4.16 – Mise en position de l'ensemble monté chargé avec alignement de la charge sur le rayon (a) et entre deux rayons (b) .....	117
Figure 4.17 - Impact du chargement sur la fonction transfert entre la couronne intérieure et la couronne extérieure de transducteurs piézoélectriques.....	118
Figure 4.18 – Impact de la pression sur la fonction de transfert entre la couronne intérieure et la couronne extérieure de transducteurs piézoélectriques.....	118
Figure 4.19 – Densité spectrale d'un ensemble monté pour un découpage en 10 portions, générale (a) avec zoom sur le mode de tangage (b) et sur le mode de pompage (c).....	120
Figure 5.1 - Définition du banc d'essai statique du modèle 1:1 utilisé pour l'étude au vibromètre laser.....	125

Figure 5.2 – Diagramme de Bode du système réel.....	126
Figure 5.3 - Déformées modales expérimentales des modes de cavité 208 Hz (a), ovalisation 235 Hz (b), tangage 282 Hz (c) et pompage 436 Hz (d) de l'ensemble monté .....	127
Figure 5.4 – Représentation schématique du fonctionnement d'un filtre modal spatial sur l'ensemble monté.....	128
Figure 5.5 - Câblage des 10 transducteurs piézoélectriques PZT en deux couronnes .....	129
Figure 5.6 – FRF expérimentales entre la perturbation $F$ du pot vibrant et des tensions des couronnes intérieure et extérieure ( $UA$ et $US$ ).....	129
Figure 5.7 - Définition du banc statique et de l'ensemble monté équipée de ses deux couronnes de transducteurs piézoélectriques.....	130
Figure 5.8 – FRFs, perturbation par bruit blanc Couronne extérieure/Couronne intérieure piézoélectrique (bleu) et perturbation par bruit blanc du pot vibrant/Accéléromètre (gris).....	131
Figure 5.9 – Diagramme bloc en boucle fermée du système à filtre modal spatial simulé.....	133
Figure 5.10 – Fonction de transfert en boucle ouvert de la fonction $H1s.Hcontrols$ pour $g_1 = 10$ .....	134
Figure 5.11 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle ( $g_1 = 5$ violet, $g_1 = 10$ bleu) du système à filtre modal spatial .....	135
Figure 5.12 - FRFs expérimentales entre l'accélération $A$ et la force de perturbation $F$ du système à filtre modal spatial.....	136
Figure 5.13 – Atténuation du mode de pompage et valeur RMS du signal de commande, image de la consommation en fonction du gain $g_1$ du contrôleur.....	136
Figure 5.14 – Transmissibilité (a) et rigidité dynamique (b) mesurées avec et sans contrôle.....	137
Figure 5.15 - Effort $F_y$ mesuré dans le moyeu de l'ensemble monté étudié, pour des vitesses de rotation $\Omega_1$ et $\Omega_2$ avec contrôle (bleu) et sans contrôle (noir).....	138

Figure 5.16 - Évolution des performances du contrôle en fonction de la vitesse de rotation $\Omega$ , sans contrôle (pointillé) avec contrôle avec $g_1 = 10$ (continu). .....	139
Figure 5.17 - Déformées modales expérimentales des modes de tangage 48,4 Hz (a) et de pompage 53 Hz (b) du disque du banc simplifié.....	141
Figure 5.18 - Placement des transducteurs piézoélectriques sur le disque du banc simplifié.....	142
Figure 5.19 - Définition du banc simplifié et de l'ensemble monté équipé de ses deux couronnes de transducteurs piézoélectriques.....	143
Figure 5.20 - Diagramme bloc du système de contrôle du disque en boucle fermée .....	144
Figure 5.21 - FRFs, perturbation par bruit blanc $UA$ et mesure $US$ , sans contrôle (noir), avec contrôleur LQG (bleu) et à mode glissant (violet).....	145
Figure 5.22 - Schéma bloc du contrôleur LQG utilisé sur le disque du banc simplifié .....	147
Figure 5.23 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle LQG.....	147
Figure 5.24 - Schéma bloc du contrôleur à mode glissant utilisé sur le disque du banc simplifié .....	148
Figure 5.25 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle ( $\rho = 1$ violet, $\rho = 10$ bleu). .....	148
Figure 5.26 - FRFs, perturbation par bruit blanc via la tension $UD$ /tension $US$ sans contrôle (noir) avec contrôleur LQG (bleu) et à mode glissant (violet) .....	149
Figure 5.27 - PSD de $Us$ avec un contrôleur LQG (bleu) comparé à la structure sans contrôle (noir) pour des vitesses de rotation de 150 (a), 300 (b), 450 (c) et 600 $\text{tr}.\text{min}^{-1}$ (d).....	151
Figure 5.28 - PSD de $Us$ avec un contrôleur à mode glissant pour $\rho = 1$ (violet) et $\rho = 10$ (bleu) comparé à la structure sans contrôle (noir) pour des vitesses de rotation de 150 (a), 300 (b), 450 (c) et 600 $\text{tr}.\text{min}^{-1}$ (d) .....	152
Figure 5.29 - Déformées modales expérimentales des modes d'ovalisation 235 Hz (a) et de pompage 436 Hz (b) de l'ensemble monté .....	153

Figure 5.30 - Définition du banc statique et de l'ensemble monté équipée de ses deux rayons actifs.....	156
Figure 5.31 – FRFs, mesure Couronne extérieure/perturbation par bruit blanc du pot vibrant/Accéléromètre (gris) perturbation bruit blanc couronne intérieure piézoélectrique (bleu) .....	156
Figure 5.32 – Diagramme bloc du système de contrôle de l'ensemble monté en boucle fermée.....	157
Figure 5.33 – Schéma bloc du contrôleur à mode glissant utilisé sur l'ensemble monté avec contrôle MSISO.....	158
Figure 5.34 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle à mode glissant sur les deux rayons actifs ( $\rho = 1$ gris, $\rho = 2$ violet, $\rho = 3$ jaune, $\rho = 4$ bleu)..	159
Figure 5.35 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle à mode glissant sur les deux rayons actifs ( $\rho = 1$ violet, $\rho = 2$ bleu).....	160
Figure 5.36 - FRFs expérimentales sans contrôle (noir) et avec contrôle à mode glissant sur les deux rayons actifs ( $\rho = 1$ gris, $\rho = 2$ violet, $\rho = 3$ jaune, $\rho = 4$ bleu) .....	161
Figure 5.37 - FRFs expérimentales du système MSISO entre l'accélération A et la force de perturbation F sur le banc à statique.....	161
Figure 5.38 - Configuration du banc à vérin équipé sur système MSISO .....	162
Figure 5.39 - Performance du contrôle $U_s/F$ pour le rayon 1 (a) et pour le rayon 2 (b) avec uniquement le rayon 1 actif .....	163
Figure 5.40 - Performance du contrôle $A/F$ avec uniquement le rayon 1 actif ..	163
Figure 5.41 - FRFs $U_s/F$ sans contrôle (pointillé noir) et avec contrôle à mode glissant et deux rayons actifs (bleu) sur le rayon 1 (a) et sur le rayon 2 (b) .....	164
Figure 5.42 – FRFs $F/A$ sans contrôle (pointillé noir) et avec contrôle à mode glissant avec deux rayons actifs (bleu).....	165
Figure 5.43 - Configuration du banc M500 équipé sur système MSISO .....	166
Figure 5.44 – Efforts mesurés dans le moyeu par la M500 sur x (a), sur y (b) et sur z (c).....	167

Figure 5.45 – PSD des capteurs d’erreur piézoélectriques avec 1 à 5 rayon(s) actif(s) pour le rayon 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) et 5 (e) .....	168
Figure 5.46 – Évolution de la dynamique perçue par un transducteur piézoélectrique (a), différence d’effort perçu dans le moyeu suivant x (b), y (c), z (d) à 1 (noir) 5 (violet) et 10 (bleu) km.h <sup>-1</sup> .....	169

## Liste des tables

Table 1 – Pont physique entre les stimuli et réponses de certains matériaux.....	54
Table 2 - Récapitulatif des caractéristiques des 4 dispositifs expérimentaux .....	102
Table 3 - Récapitulatif des caractéristiques des 5 ensembles montés étudiés.....	105
Table 4 - Récapitulatif des fréquences de résonances des 4 principaux modes des 5 ensembles montés.....	110
Table 5 – Récapitulatif des non-uniformités (NU) des ensembles montés.....	121
Table 6 – Fréquences propres expérimentales et facteur de perte.....	126
Table 7 - Paramètres modaux identifiés entre l'accélération (A) et le capteur de force (F) et entre l'anneau intérieur ( $U_A$ ) et la couronne extérieure ( $U_S$ ).....	133
Table 8 - Paramètres modaux identifiés entre la perturbation ( $U_D$ ) et le capteur d'erreur ( $U_S$ ) et entre l'actionneur ( $U_A$ ) et le capteur d'erreur ( $U_S$ ) .....	144
Table 9 - Récapitulatif des performances des contrôleurs LQG et à mode glissant sur le contrôle du disque du banc simplifié.....	152
Table 10 – Fréquences propres expérimentales et facteur de perte des modes ciblés .....	153
Table 11 - Paramètres modaux identifiés du système de contrôle et d'observation du banc statique.....	155



## Liste des annexes

Annexe A - Protocole expérimental d'utilisation du banc statique .....	185
Annexe B - Protocole expérimental d'utilisation du banc à vérin .....	186
Annexe C - Protocole expérimental d'utilisation du banc simplifié.....	187
Annexe D - Protocole expérimental d'utilisation du banc M500 .....	188



# CHAPITRE 1

---

## Introduction

1.1	Contexte industriel et objectifs.....	32
1.1.1	Motivation du projet de recherche.....	32
1.1.2	Projet Silent Wheel.....	34
1.1.3	Objectifs et verrous scientifiques.....	34
1.2	Organisation du mémoire.....	36

# 1 Introduction

*“Le bruit ne fait pas de bien, et le bien ne fait pas de bruit.”*

Saint François de Sales, Introduction à la vie dévote, 1609

## 1.1 Contexte industriel et objectifs

5 Dans notre époque, les moyens de transport évoluent constamment, cherchant toujours à s'optimiser davantage d'année en année. Cette amélioration résulte de divers axes de développement. Pour le cas des véhicules de transport individuel tel que les voitures, il s'articule principalement autour d'une augmentation du confort de ses utilisateurs. Cette notion abstraite qui doit être maîtrisée par les  
10 constructeurs automobiles s'exprime à travers quatre de nos cinq sens. La vue, l'esthétique visuelle du véhicule mais également sa capacité à faciliter la détection des dangers le long des trajets. Le toucher, le choix des textures et l'ergonomie des commandes. L'odorat, la qualité des systèmes de filtration et le choix des matériaux. Enfin, l'ouïe, et c'est ce dernier sens qui est à l'origine de l'étude ici présentée.

### 15 1.1.1 Motivation du projet de recherche

Un premier constat permet de comprendre l'origine des travaux de recherche dans ce domaine. Tout véhicule équipé de roues, quelle que soit sa nature, génère du bruit lorsqu'il se déplace. Ce bruit résulte de différentes sources. Il peut provenir de la motorisation, de sa transmission mécanique, de l'échappement, du frottement  
20 aérodynamique ou du contact entre le pneu et la chaussée. La Figure 1.1 illustre la répartition de ces différentes contributions. Il est constaté que le contact pneu-chaussée, également appelé bruit de roulement est la source qui prédomine dès les 35 km/h pour les véhicules à moteur à combustion. C'est également le cas, et dès les 5 km/h, pour les véhicules à motorisation électrique. Ces valeurs sont données  
25 à titre indicatif car sensibles à bon nombre de paramètres, tels que l'état du pneumatique, la rugosité de la route ou encore la température ambiante et bien sûr le véhicule. Il est également important de souligner que ce bruit n'est pas

uniquement perçu par les personnes extérieures au véhicule, mais surtout par les utilisateurs de ces derniers.

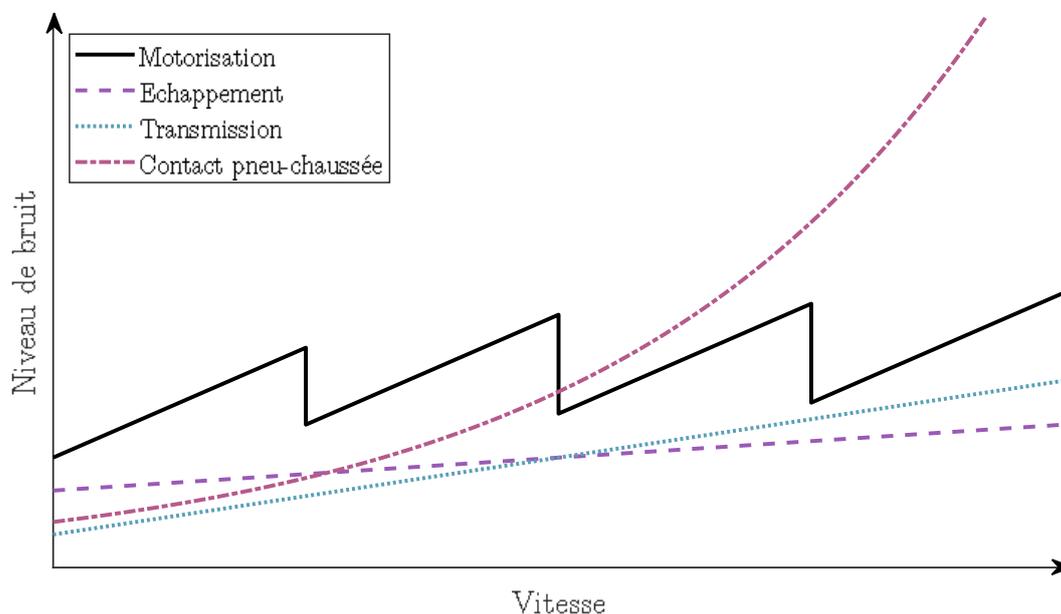


Figure 1.1 : Différentes contributions au bruit routier (Source : Note d'information Cftr n°4 Juin 2001)

5 A l'issu de ce constat deux éléments ont principalement motivé ces travaux. Le premier est directement lié à l'augmentation des parts de marché que représentent les ventes de véhicules électriques. Motivé par les questionnements environnementaux et encouragé par une majorité d'états membres de la Conference Of the Partie (COP), les véhicules à moteur à combustion se voient progressivement  
 10 remplacés par des véhicules entièrement électriques ou hybrides. En France ces parts sont passées de 1.19% en 2015 à 22% en seulement 8 années. Ce phénomène est particulièrement marqué sur le marché asiatique, où ces parts ont représenté 45% en 2022.

15 Le second constat concerne l'impact du bruit sur la santé. Pour cadrer davantage cet aspect il est intéressant de rappeler quelques chiffres. En moyenne un individu européen passe 9,5 heures par semaine dans les transports, ce qui représente 20,5 jours par année. A noter que la plupart du temps ces trajets sont réalisés en voiture. A titre indicatif, pour les trajets domicile-travail, les véhicules personnels sont privilégiés dans 80% des cas. En suivant la perspective

précédemment établie, cela implique qu'au cours d'une année, un individu moyen est exposé au bruit pendant trois semaines consécutives. Et ce, sans qu'il en soit conscient ou qu'il soit appareillé pour y faire face. Une exposition répétée au bruit urbain peut causer des problèmes auditifs, de l'hypertension, des maladies cardiaques ischémiques, des troubles du sommeil ou encore une diminution des performances cognitives et scolaires [1,2].

### 1.1.2 Projet Silent Wheel

Ce sont les motivations énoncées qui ont conduit au lancement du programme ZEN par la Manufacture Française des Pneumatiques Michelin (MFPM). Il regroupe un ensemble de projets comme celui du Silent Wheel ou roue silencieuse en français. Dans le cadre de ce projet, une collaboration entre la MFPM et le Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) est née. Trois post-doctorats consécutifs ont alors permis d'étudier la faisabilité des travaux de thèse présentés dans ce manuscrit.

### 1.1.3 Objectifs et verrous scientifiques

En combinant les éléments précédemment détaillés, on peut maintenant préciser l'objectif final visé par les travaux du projet Silent Wheel, qui est l'augmentation du confort sonore des utilisateurs de véhicule léger. Pour comprendre l'axe de travail, faisons une comparaison entre un véhicule et un instrument de musique à cordes en prenant pour illustration la Figure 1.2. La route est alors représentée par le doigt (1), les roues par les cordes (2), la chaîne de transmission solidienne par le chemin que prennent les vibrations des cordes (3), jusqu'à la caisse de résonance, cette dernière représentant l'habitacle du véhicule (4). En conclusion, si moins d'énergie est transmise le long de la chaîne reliant les cordes à la caisse de résonance, le niveau sonore du bruit diminue dans l'habitacle.

Ici, on va alors chercher à diminuer l'influence du contact entre le pneumatique et l'asphalte sur les niveaux sonores perçus dans l'habitacle du véhicule. Et ce, prenant le problème le plus en amont possible et en traitant la dynamique du premier maillon de la chaîne de transmission à savoir l'assemblage pneu-roue.



Figure 1.2 : Chemin de propagation des vibrations dans un instrument à cordes et dans un véhicule

Cependant, plusieurs obstacles doivent être surmontés pour atteindre cet objectif. Tout d'abord, l'assemblage pneu-jante a un comportement complexe et difficile à prédire. En raison des nombreuses interactions entre les différents composants et des variations dues aux conditions d'utilisation, comme la vitesse, la charge ou le type de route, il est compliqué de prévoir comment les vibrations se transmettent. Cela nous pousse à trouver des approches adaptées pour gérer cette complexité et réduire les vibrations de manière efficace.

De plus, il n'existe pas encore de modèle fiable pour simuler précisément le comportement de l'ensemble monté (pneu + jante). En conséquence, une grande partie du travail devra se baser sur des expérimentations afin de mieux comprendre le comportement de l'assemblage. Les données obtenues lors de ces tests seront essentielles pour valider et ajuster les solutions de contrôle envisagées.

En raison de cette incertitude et des variations extérieures, il est nécessaire de développer un contrôle robuste, capable de s'adapter à diverses situations tout en réduisant efficacement les vibrations transmises à l'habitacle. Ce défi est d'autant plus difficile à relever à cause du comportement imprévisible et changeant de l'assemblage pneu-roue, ce qui demande des solutions qui fonctionnent bien malgré ces incertitudes.

Enfin, il reste le défi de faire correspondre les résultats des expériences aux performances attendues du système. Comme le comportement de l'assemblage est variable et complexe, cela rend cette tâche délicate, mais elle est cruciale pour valider les stratégies de contrôle et optimiser les performances dans des conditions réelles.

## 1.2 Organisation du mémoire

Les investigations menées dans le cadre des travaux de la thèse depuis mars 2021 au sein du LaMCoS de l'INSA de Lyon sont présentées dans ce manuscrit. La suite de ce document est structurée en six sections distinctes traitant de ces différents éléments de manière approfondie.

### Chapitre 2 : État de l'art

Ce chapitre fait état de la littérature sur les principaux aspects que traite ce manuscrit. Il se penche sur les différentes approches de contrôle de la dynamique des structures, allant des systèmes passifs aux actifs et semi-actifs. Une attention particulière est portée aux smart matériaux et aux smart structures, ainsi qu'à l'importance des transducteurs piézoélectriques dans ce domaine. Les différentes lois et stratégie de contrôle mises en œuvre dans ces travaux sont également présentées. Dans un premier temps, le concept de filtre modal spatial est détaillé, puis celui de contrôle par retour d'état à travers la présentation des observateurs d'état du contrôle LQG et à mode glissant. La suite se concentre sur les ensembles montés, abordant en détail leur composition et leur processus de fabrication. L'exploration de la composition d'un ensemble monté et des méthodes de fabrication associées représente une composante essentielle pour contextualiser l'impact et la place de ces recherches au sein de ce domaine.

### Chapitre 3 : Dispositifs expérimentaux

Cette section se concentre sur une présentation des différents dispositifs expérimentaux utilisés dans cette recherche. Quatre bancs distincts sont détaillés : le banc dit « statique », le banc à vérin, le banc simplifié et le banc M500. Chaque

sous-section commence par une présentation générale du banc d'essais suivi d'une description détaillée, de sa conception, de sa méthodologie d'utilisation spécifique et enfin de ses avantages et applications associées. Cette analyse comparative vise à éclairer les spécificités et les potentiels de chaque banc, permettant une  
5 compréhension approfondie de leurs rôles respectifs dans cette étude.

### Chapitre 4 : Dynamique des ensembles montés

Cette section approfondit l'étude de la dynamique des ensembles montés en présentant leurs compositions et leurs procédés de fabrications. Ces assemblages roue-pneu présentent un certain nombre non-uniformités induisant des phénomènes  
10 vibratoires lors de leurs fonctionnements en conditions réelles. Elle expose en détail des résultats expérimentaux propres à chacun de ces aspects. Ces analyses permettent de tirer des conclusions essentielles au positionnement des capteurs et actionneurs en vue du contrôle de la structure.

### Chapitre 5 : Contrôle actif robuste

Ce chapitre fait l'état de trois études et présente les différentes approches de  
15 contrôle envisagées pour le contrôle de la structure étudiée. Elle se divise en plusieurs sous-sections, chacune se concentrant sur une méthodologie spécifique. L'analyse débute par le contrôle de l'ensemble monté via un filtre modal spatial, mettant en lumière le concept et l'implémentation de cette technique, ainsi que ses  
20 performances et sa combinaison avec le contrôle actif. Ensuite, via une étude portée sur le banc simplifié, une comparaison entre deux contrôleurs est effectuée. Un contrôleur linéaire type Linear Quadratic Gaussian (LQG) et un contrôle non-linéaire à mode glissant. Enfin, à l'aides des conclusions tirées des deux premières études, un système de contrôle plus abouti est proposé. Un système Multi Single  
25 Input Single Ouput (MSISO) est alors mis en place sur un ensemble monté et est exposé à des conditions réalistes d'utilisation. Un contrôle par mode glissant est établi afin de cibler deux des principaux modes de vibration de la structure.

### Chapitre 6 : Conclusion et perspectives

Ce dernier chapitre permet de conclure sur ces travaux. Il rappelle les contraintes et objectifs ciblés durant ces trois années, les résultats obtenus et présente les perspectives et différents axes futurs pour ces travaux de thèse.

# CHAPITRE 2

## État de l'art

2.1	Introduction.....	40
2.2	Les ensembles montés.....	40
2.2.1	Composition d'un ensemble monté.....	41
2.2.2	Modélisation des ensembles montés .....	42
2.3	Contrôle des vibrations des structures .....	46
2.3.1	Différents systèmes de contrôle .....	47
2.3.1.1	Systèmes à contrôle passif.....	48
2.3.1.2	Systèmes à contrôle actif.....	51
2.3.2	Smart structures.....	53
2.3.2.1	Éléments piézoélectriques.....	54
2.3.2.2	Contrôle et transducteurs piézoélectriques .....	57
2.4	Système d'état et contrôle robuste .....	60
2.4.1	Système et observateur d'état .....	61
2.4.1.1	Représentation d'état.....	61
2.4.1.2	Observateur d'état .....	62
2.4.1.3	Filtre de Kalman.....	64
2.4.2	Contrôle linéaire quadratique gaussien.....	65
2.4.3	Contrôle par mode glissant.....	66
2.4.3.1	Concept de mode glissant .....	67
2.4.3.2	Conception d'un contrôleur à mode glissant.....	68
2.4.3.3	Phénomène de chattering.....	76
2.5	Contrôle par filtre modal spatial .....	79
2.5.1.1	Filtre modal spatial continu.....	79
2.5.1.2	Filtre modal spatial discret .....	80
2.6	Conclusion .....	82

## 2 État de l'art

« *Ceux qui ne peuvent se rappeler le passé sont condamnés à le répéter.* »

Georges Santayana, *Une vie de raison*, 1905

Cette section propose une vue d'ensemble des deux thématiques principales explorées dans ces travaux de thèse : le contrôle des vibrations des structures et les ensembles montés. Chacune de ces sous-parties vise à fournir une introduction aux principes, aux notions et aux concepts liés à ces domaines.

### 2.1 Introduction

L'analyse s'articule en deux volets, le premier est dédié aux ensembles montés, une union complexe entre un pneumatique et une jante. La composition d'un ensemble monté et les procédés de fabrication qui lui sont associés seront présentés de manière succincte. Cette approche permettra une compréhension préliminaire des interactions fondamentales entre ces composants clés. Les solutions de contrôle de la dynamique de ces ensembles seront également abordées, soulignant l'importance de maîtriser ces vibrations pour garantir la sécurité et la performance optimale des véhicules.

Le deuxième volet de cette section est consacré à la thématique du contrôle des vibrations des structures. Les vibrations, omniprésentes dans les environnements structurels, soulèvent des défis significatifs en matière de sécurité, de durabilité, de confort et de performance. Différentes approches de contrôle des vibrations sont présentées, mettant en lumière les systèmes à contrôle passif et actif. Les smart structures seront également abordées, en mettant particulièrement l'accent sur les composants piézoélectriques, qui jouent un rôle déterminant dans le domaine du contrôle actif des vibrations.

### 2.2 Les ensembles montés

Dans le domaine de l'automobile, le terme « ensemble monté » correspond à l'assemblage d'une roue et d'un pneumatique. Ces assemblages bien que simples à décrire sont d'une grande complexité. En résulte donc une difficulté majeure dans

la compréhension de leurs mécanismes de déformation et de leurs comportements dynamiques.

### 2.2.1 Composition d'un ensemble monté

La première partie d'un ensemble monté correspond à la roue métallique, constituée de la jante où viendra se monter le pneumatique. Elle peut être en acier ou en aluminium, des exemples sont donnés en Figure 2.1. En acier, elles sont communément appelées « jantes tôles » et sont fabriquées par une succession d'emboutissages et de soudures. En alliage d'aluminium elles sont alors fabriquées à partir d'un bloc brut de fonderie ensuite réusiné pour en obtenir la forme finale. Cette version existe principalement pour des raisons d'esthétisme.



Figure 2.1 - Exemple de jante tôle (a) et de jante aluminium (b)

La seconde partie, le pneumatique, existe grâce à deux éléments : un malheureux inventeur, Charles Goodyear et un arbre, l'hévéa. Comme pour beaucoup d'inventions, Charles Goodyear fit la sienne par hasard. Il rachète à Nathaniel Hayward le droit d'imprégner de soufre le latex, liquide obtenu par la pratique d'une saignée dans l'écorce d'un hévéa. En 1849, en manipulant ce mélange, une partie tombe sur son four. Après l'avoir détaché il constate que le produit, qui normalement se liquéfie sous effet de la température, garde son élasticité et revient à sa forme initiale après application d'une contrainte. Il vient alors d'inventer le caoutchouc et de mettre au point la vulcanisation. Malheureusement, il tardera à breveter sa découverte et c'est Thomas Hancock qui le fera à sa place. Il finit sa vie, ruiné par les procès en 1860.

Sur les bases du brevet de l'inventeur du pneumatique John Boyd Dunlop de 1888, les frères Michelin présentent en 1892 les premiers pneumatiques de vélo démontable. C'est sur cette base qu'est fabriqué le pneumatique tel qu'on le connaît aujourd'hui. Sa structure, illustrée par la Figure 2.2, à l'instar d'un matériau composite possède des renforts constitués de nappes, de tringles et d'une matrice principalement composée de caoutchouc. Son procédé de fabrication est davantage discuté dans le Chapitre 4.

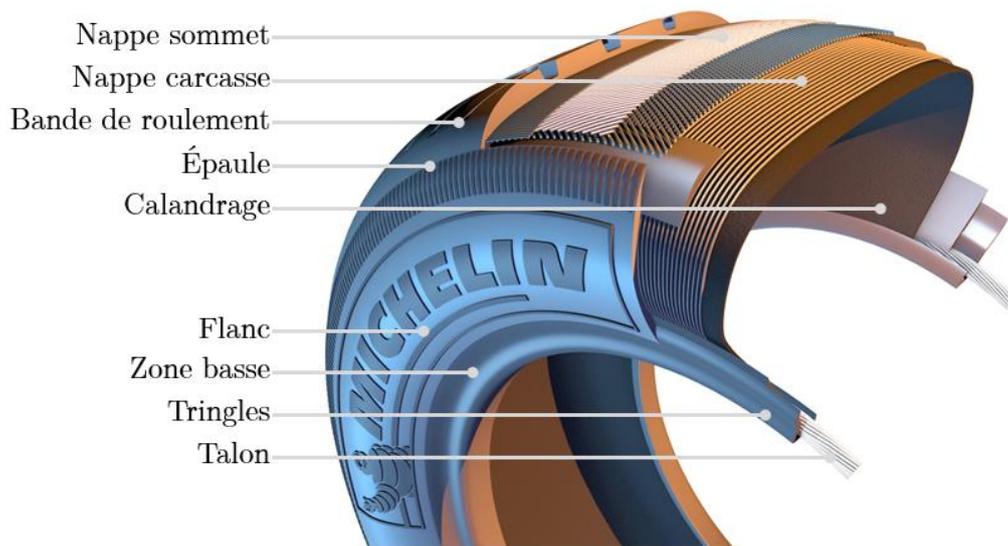
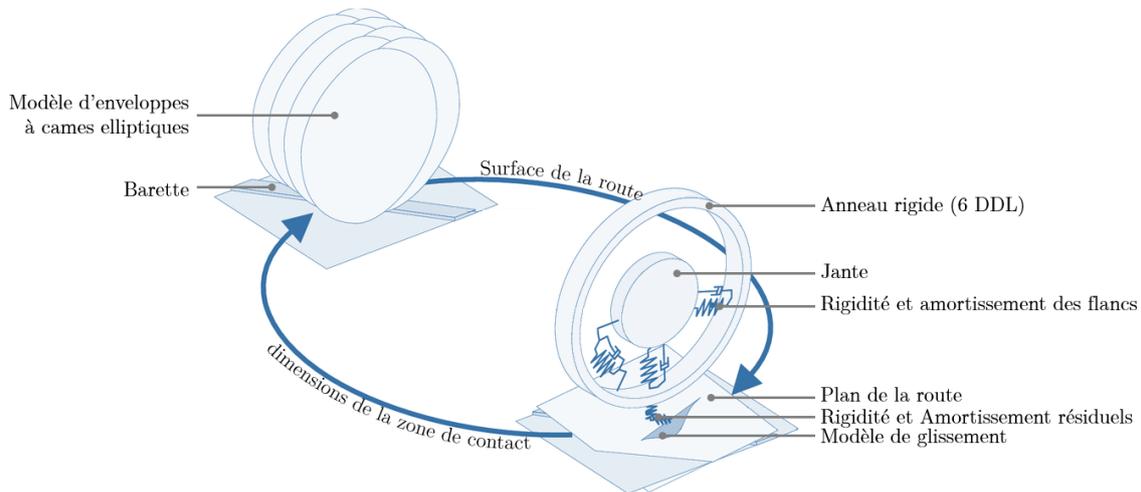


Figure 2.2 – Vue en coupe d'un pneumatique et détail de sa composition

### 10 2.2.2 Modélisation des ensembles montés

Dans le cadre du contrôle de dynamique, une des premières étapes est l'analyse des propriétés de la structure étudiée, afin de définir un modèle mathématique équivalent et de concevoir numériquement les lois de contrôle les plus adaptées. Ce modèle peut être construit par la méthode des éléments finis [3–5] ou basé sur des données expérimentales [6] à partir de méthodes d'identification, telle que la méthode du Polynôme de Fraction Rationnel (RFP) [7,8]. Dans le cas d'une structure comme celle des ensembles montés, cette première étape présente bon nombre de défis. Au fil des années, de nombreux modèles de pneus ont été développés pour les études de dynamique des véhicules. Les travaux menés par Hans B. Pacejka peuvent notamment être soulignés. Ses avancées ont permis d'accroître considérablement la compréhension de la dynamique des ensembles

montés, plus particulièrement celle des pneumatiques en exprimant la « Magic Formula » [9,10]. Trois modèles dynamiques de pneus relativement avancés se basent sur celle-ci, MF-Swift, F-Tire et RMOD-K.



5

Figure 2.3 - Principe de modélisation du modèle pneu-jante SWIFT

Le premier modèle, MF-Swift, est un modèle basé sur la structure réelle du pneumatique. Il est alimenté par des mesures et des données expérimentales, ce qui lui permet de générer des caractéristiques de glissement très précises, que ce soit sur route lisse ou rugueuse [11]. Le concept de modélisation et de fonctionnement de ce modèle est détaillé dans la Figure 2.3. Outre les mesures expérimentales de glissement de pneus sur la route, certains tests spéciaux et des expériences de roulage simples sont nécessaires. Pour déterminer des paramètres relatifs au comportement dynamique de roulage, des mesures sont réalisées lors de passages de barrettes obliques. Pour des régimes quasi-stationnaires ou transitoires, la « Magic Formula » est beaucoup plus économique en termes de temps de calcul comparé à ce modèle. Cependant elle est limitée à une bande d'étude de 10 Hz, à des longueurs d'onde de mouvement relativement grandes (contre 10cm minimum pour MF-Swift) et à des surfaces de route lisses. À l'état stationnaire, SWIFT devient identique à la « Magic Formula ».

10  
15

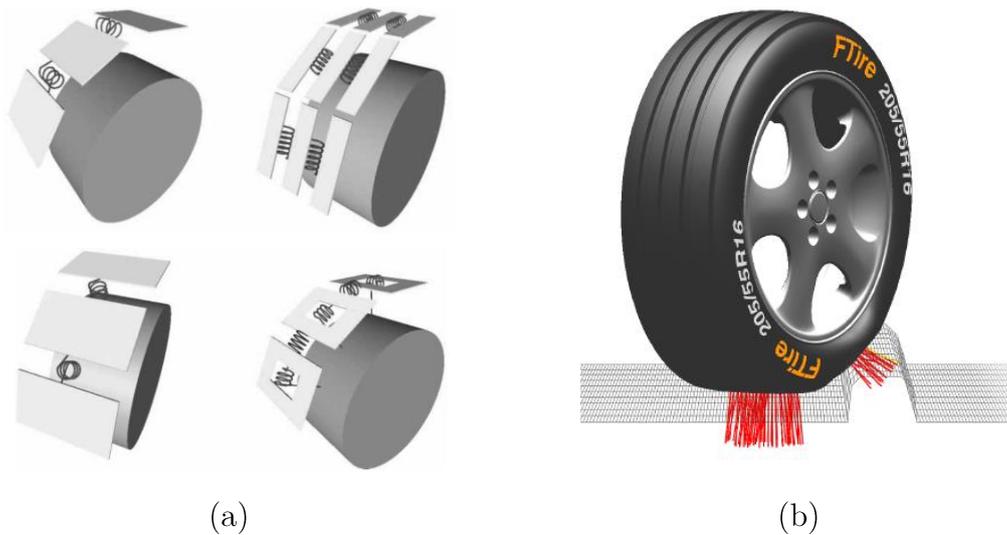


Figure 2.4 – Principe de modélisation du modèle F-Tire avec différentes sous bande de roulement (a) exemple de franchissement de barrette sur le modèle F-Tire (b)

Le second modèle, F-Tire est défini par une ceinture flexible et des éléments frottant avec une bande de roulement [12,13]. La ceinture flexible est modélisée par un ensemble composé de 80 à 200 segments. Chacun d'entre eux possède cinq degrés de liberté comprenant la torsion et le cintrage autour de l'axe circonférentiel. Ces segments sont connectés mutuellement à la jante par des ensembles non linéaires ressort-amortisseur comme détaillé sur la Figure 2.4.a. Chacun des segments possède jusqu'à 10 000 éléments de frottement qui sont attachés à travers 5 à 50 sous-bandes de roulement. À travers ces éléments, des forces normales et de frottements sont générées. Des fonctions de frottements sont utilisées pour faire la distinction entre le frottement adhérent et le frottement de glissement. Les sous-bandes de roulement permettent de représenter des designs et de motifs de bandes de roulement complexes. Un modèle thermique est également intégré, ce qui rend plus fidèle l'évolution des paramètres de frottement, de pression. Les propriétés de raideur évoluent donc également en fonction des changements de température de la structure et de la surface de contact. De plus, le F-Tire comprend un modèle d'usure de la bande de roulement basé sur le concept de puissance de frottement. Le modèle peut franchir des surfaces de route irrégulières et tranchantes. La largeur de bande de 150 Hz de ce modèle permet d'observer les premiers modes du pneumatique. Les longueurs d'onde de mouvement horizontales sont au minimum de 5 cm. Pour utiliser ce modèle, des mesures spéciales sont aussi nécessaires pour évaluer la

géométrie, l'inertie, la raideur, l'amortissement, le frottement et les propriétés des matériaux de la structure. Un autre modèle simplifié avec une ceinture rigide est également utilisable, ce qui permet d'optimiser le temps de calcul. Cependant cela limite l'étude à des fréquences d'au plus 100 Hz et à des surfaces relativement lisses dont les longueurs d'onde sont supérieures à deux fois la longueur de la zone de contact.

Le troisième et dernier modèle RMOD-K donne une description détaillée par éléments finis de la structure du pneumatique comme l'illustre la Figure 2.5 [14,15]. Il présente une ceinture flexible qui est reliée à la jante avec un modèle de paroi qui emprisonne de l'air sous pression. La ceinture est modélisée par une ou plusieurs couches qui interagissent les unes avec les autres. Le contact avec la route se fait par une couche intermédiaire où les forces normales et de frottements sont calculées. La zone de contact et la répartition de la pression résultent des calculs de modèles en conditions de roulage et de compression du pneumatique. Ce modèle permet de traiter des surfaces de route irrégulières et 3D, cependant cela peut causer un temps de calcul élevé. Des fonctions de frottement sont incluses et permettent la génération de zones d'adhérence et de glissement. Les niveaux de frottement dépendent ici aussi de la température et de la pression de contact. Comme pour le modèle F-Tire, un modèle simplifié basé sur une représentation de ceinture rigide est utilisable. RMOD-K exploite un modèle séparé pour le calcul des dimensions de la zone de contact et de la répartition de la pression. Les applications sont également limitées aux routes lisses et à une bande passante de 100 Hz.

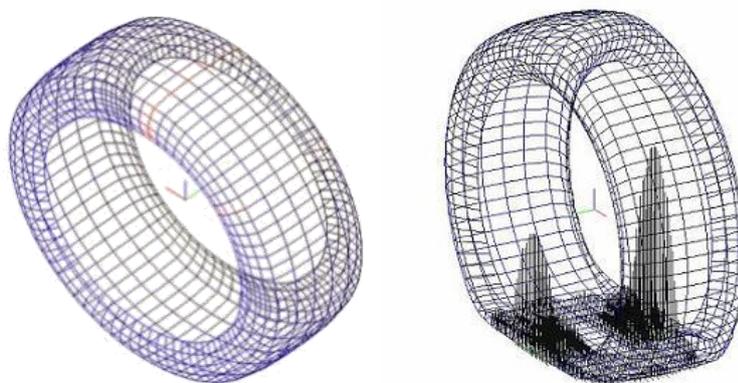


Figure 2.5 - Maillage d'un pneumatique sur RMOD-K et simulation d'un chargement sur une surface irrégulière

Ces modèles du commerce sont limités dès que les sollicitations montent en fréquence. Ils sont donc utilisés surtout pour des analyses basses fréquences mais nécessitent d'être alimentés par des mesures expérimentales.

Pour pouvoir aborder les thématiques du couplage pneumatique jante et étudier  
5 des comportements à des fréquences supérieures à 150 Hz, les manufacturiers de  
pneumatiques comme Michelin utilisent des modèles éléments finis plus détaillés,  
qui reproduisent toute la structure interne du pneumatique, ainsi que le contact  
pneu-jante. L'utilisation de ces modèles restent un défi car la structure interne du  
10 pneumatique est constituée d'un grand nombre d'éléments, et les matériaux  
viscoélastiques sont complexes à modéliser par des lois de comportement adéquates.  
Ces modèles sont en revanche capables de représenter le couplage pneu-jante et de  
monter à des fréquences d'analyse jusque 500Hz. On peut notamment citer le  
modèle TWC (Tire-Wheel-Cavity) créé par Michelin, qui est utilisé pour de la  
15 fourniture de données aux constructeurs automobiles en vue de réaliser des  
simulations de bruit intérieur. Mais ces modèles développés en interne par les  
manufacturiers restent confidentiels car ils représentent toute la composition  
interne des pneumatiques. Ainsi, la littérature disponible au public reste limitée à  
leur sujet.

### 2.3 Contrôle des vibrations des structures

20 Les vibrations sont un phénomène physique fondamental. Elles sont exploitées  
par l'être humain pour améliorer son quotidien depuis des millénaires. La musique  
en est un exemple parfait. Celle-ci est produite en exploitant ces vibrations grâce à  
des instruments tels que les tambours, les violons, les clarinettes, etc., qui tirent  
parti de l'interaction complexe entre la structure de l'instrument et le mouvement  
25 des fluides (ici l'air déplacé par le souffle ou un impact). Lors de leurs conceptions,  
ces instruments sont ajustés pour vibrer à des fréquences spécifiques, leur  
permettant ainsi de créer des sons plaisants.

Cependant, les vibrations peuvent également donner lieu à divers problèmes.  
Travailler dans un environnement bruyant peut entraîner de sérieux problèmes de

santé chez les personnes exposées [16–18]. Les vibrations structurelles peuvent provoquer la fatigue des matériaux [19], des défaillances et une usure excessive de l'équipement [20]. De ceci découle une réduction de la durée de vie opérationnelle de la structure et augmente les coûts de maintenance. De plus, des catastrophes peuvent également survenir en cas de défaut inhérent à la conception structurelle [21,22]. Ou encore dans le domaine du génie civil lors de puissants tremblements de terre où des bâtiments sont menés à la ruine [23]. Ou encore pour le cas des ponts à longue portée, tels que les ponts suspendus ou à haubans qui eux sont vulnérables au vent, pouvant induire des vibrations auto-excitées [24,25], comme l'illustre la Figure 2.6.



Figure 2.6 - Pont du détroit de Tacoma (E.U.) subissant un phénomène de vibrations auto-excitées

Ainsi, il apparaît important de comprendre et de maîtriser ces phénomènes vibratoires, afin d'accroître le confort ou réduire les risques que présentent les constructions ou machines qui nous entourent.

### 2.3.1 Différents systèmes de contrôle

Pour maîtriser les phénomènes rapidement esquissés précédemment, des méthodes ou systèmes de contrôle des vibrations sont nécessaires. Au cours des dernières décennies, ces techniques ont connu une croissance rapide dans divers secteurs industriels. Elles peuvent être généralement classées en deux catégories : le contrôle passif et le contrôle actif.

### 2.3.1.1 Systèmes à contrôle passif

La première famille de systèmes de contrôle et également la plus ancienne est celle du contrôle passif. Ce type de contrôle est généralement plus simple à mettre en œuvre. En effet, il présente peu de contraintes et ne nécessite ni capteur ni  
5 alimentation, ce qui le rend généralement moins onéreux.

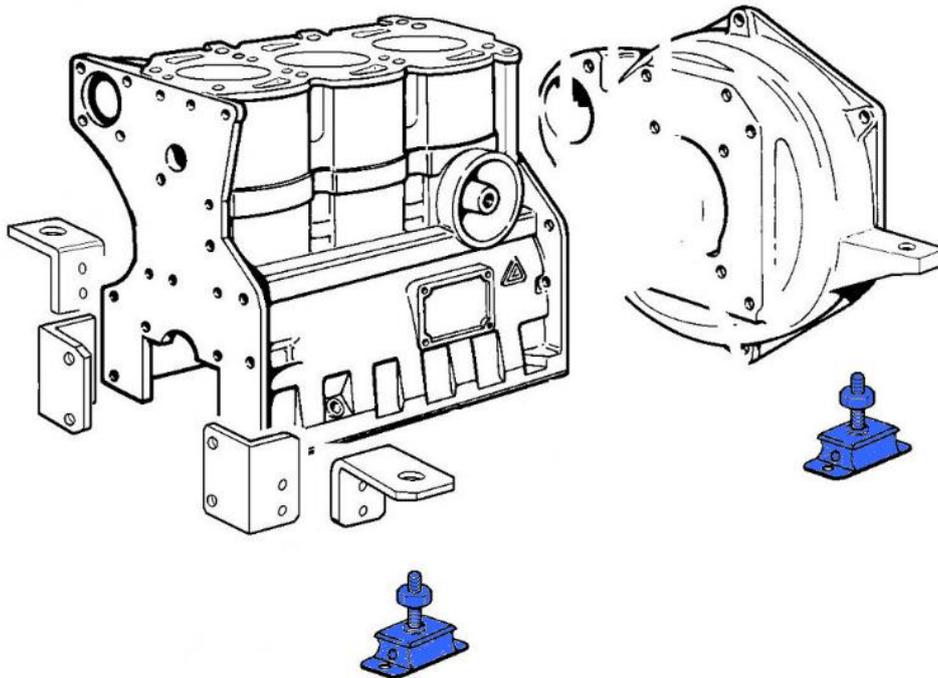


Figure 2.7 – Solution passive d'isolation des vibrations par silent bloc d'un moteur Lombardini LDW FOCS

L'isolation, méthode la plus élémentaire, permet d'isoler la structure vibrante de son support, évitant ainsi la transmission des vibrations à d'autres équipements ou structures. C'est notamment la solution qui est adoptée pour isoler les moteurs  
10 des véhicules du reste de leurs châssis, comme l'illustre la Figure 2.7. D'autres méthodes passives utilisent l'ajout de masse ou de rigidité à la structure à contrôler afin de modifier son comportement dynamique. Ces solutions résultent généralement en l'utilisation de dispositifs tels que les amortisseurs à masse  
15 accordée ou Tuned Mass Damper (TMD) en anglais, pour absorber l'énergie mécanique structurelle à des fréquences de résonance ciblées [26,27], leur principe de fonctionnement est détaillé dans la Figure 2.8 avec l'exemple de la tour de Taipei [28].

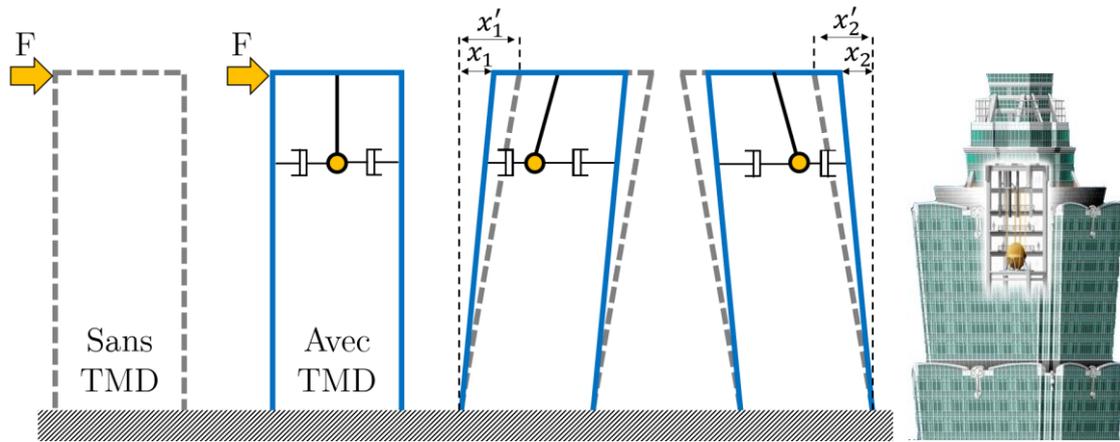


Figure 2.8 - Principe de fonctionnement de l'amortisseur à masse accordée de la tour de Taipei (Taiwan)

D'autres solutions passives en lien avec le contexte de cette étude existent. En effet, les véhicules présentent également ce type de solution pour contrôler leur dynamique. Cela permet principalement d'augmenter la durée de vie des composants et d'augmenter drastiquement le confort des usagers. Dans le même domaine on peut également penser aux sièges amortisseurs, le plus souvent montés sur des véhicules lourds tels que les bus ou les engins de travaux publics [29]. Le système est illustré et schématisé en Figure 2.9.



Figure 2.9 - Système d'isolation d'un siège de camion MAN TGX

Les systèmes de suspensions des roues qui sont illustrés en guise d'exemple dans la Figure 2.10 permettent également d'isoler en partie le véhicule des perturbations à des fréquences en dessous de 30 Hz. Ces sollicitations peuvent être causées par des franchissements d'obstacles ponctuels tels que des ralentisseurs ou des nids de poules.



Figure 2.10 – Système ressort-amortisseur d'un véhicule

De manière plus évidente, le pneumatique, en caoutchouc combiné au coussin d'air qu'il emprisonne entre lui et la jante, permet lui aussi d'isoler le véhicule des irrégularités de la chaussée comme l'illustre la Figure 2.11. C'est justement le cas pour les véhicules de travaux publics, qui la plupart du temps ne possède pas de système ressort-amortisseur au niveau de leurs roues. Cependant, le pneumatique présente également des modes propres situés dans la bande fréquentielle [30 ; 250] Hz. Il peut donc filtrer ou amplifier les vibrations auxquelles il est exposé.

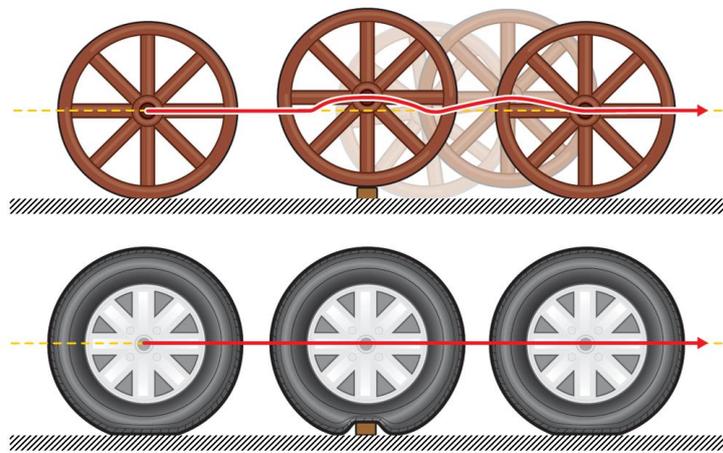


Figure 2.11 - Principe d'isolation d'un véhicule grâce à ses pneus

Également, le principal inconvénient du contrôle passif est d'être conçu et installé pour un ensemble de paramètres donnés et pour travailler sur une certaine bande passante dans le cas de systèmes résonants. Ils peuvent également se comporter comme des filtres passe-bas pour des dispositifs comme les suspensions de véhicules. Cette bande d'action est souvent prédéterminée, nécessitant donc un nouveau réglage en cas de changement des propriétés dynamiques de la structure.

2.3.1.2 Systèmes à contrôle actif

Le contrôle actif, dont le schéma de principe est détaillé en Figure 2.12, utilise des capteurs pour surveiller l'évolution de la structure étudiée. Les signaux captés sont ensuite traités par un contrôleur pour générer un signal de contrôle qui est ensuite appliqué par des actionneurs sur la structure. Le contrôle actif permet de concevoir des lois de contrôle spécifiques pour résoudre divers problèmes de vibration. Cependant il présente un besoin en apport d'énergie pour alimenter la partie actionnement et peut présenter un inconvénient majeur lié à son coût financier.

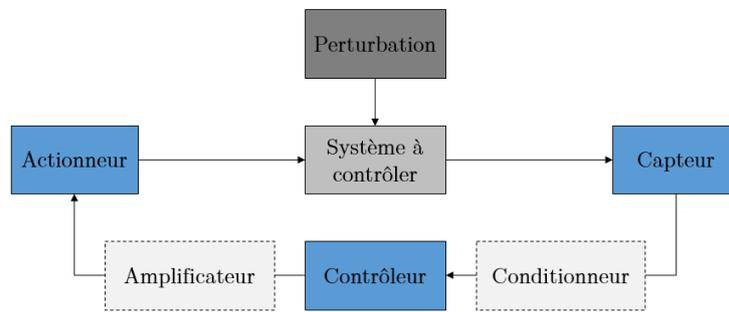


Figure 2.12 - Schéma de principe d'un système à contrôle actif

De nombreuses applications de ce type de système existent. On peut notamment penser au système de contrôle actif des vibrations des hélicoptères. Notamment celui du Sikorsky UH-60 Black Hawk qui utilise différents systèmes permettant de réduire les niveaux de vibrations transmises à la cellule où se situe les passagers [30,31]. Un de ces systèmes est présenté en Figure 2.13.

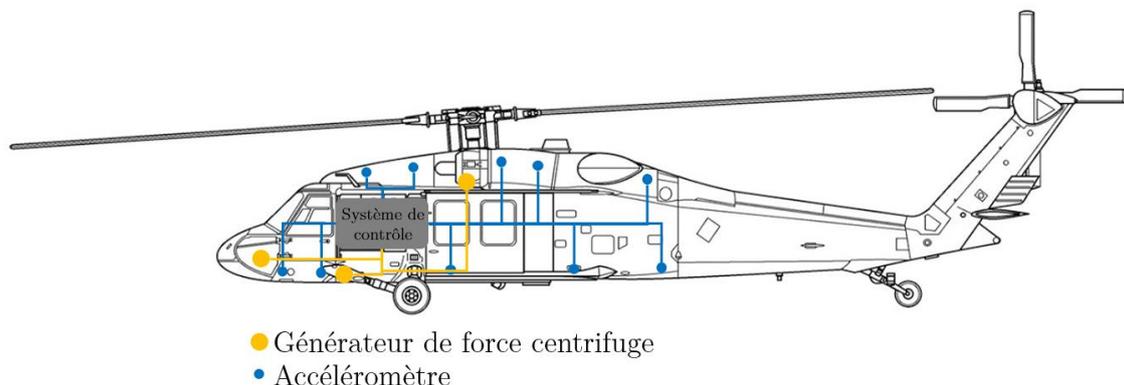


Figure 2.13 - Implantation du système de contrôle du Sikorsky UH-60 Black Hawk

On peut également penser à d'autres applications pour le domaine de l'astronomie. Le TMT, pour « Thirty Meter Telescop », utilise lui aussi un système

de contrôle actif des vibrations afin de compenser les modes mécaniques de la structure qui est excités par différentes perturbations et maintenir la stabilité des images pendant les observations [32]. Un détail de la composition de ce télescope est donné en Figure 2.14.a. Ici la méthode utilisée est l'optique adaptative. Le miroir central de trente mètres est composé de 492 sous-miroirs (ou facettes). Leur position est corrigée en fonction de différentes mesures effectuées sur des étoiles naturelles et simulées artificiellement par émission d'un laser. Les performances du contrôleur sont données en Figure 2.14.b et c.

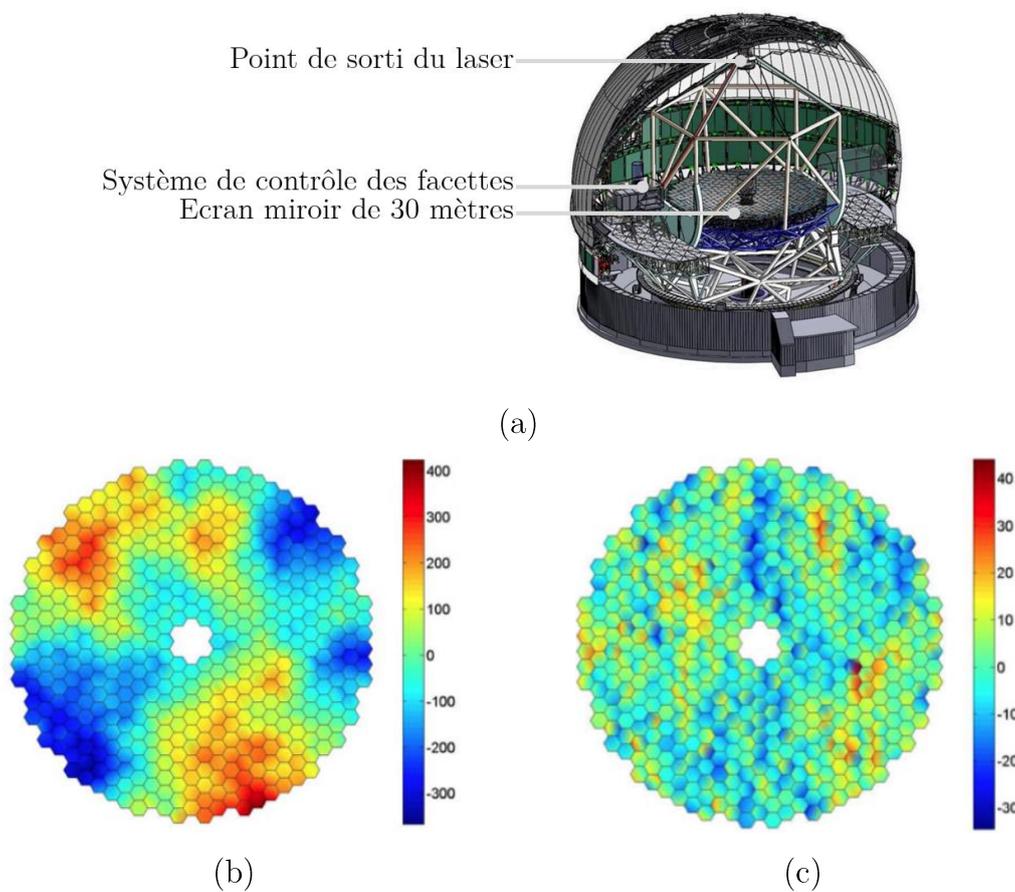


Figure 2.14 – Principaux éléments constituant le TMT (a) déplacements adimensionnés du miroir principal sans (b) et avec le système de contrôle actif (c) (Source : Mast et al. ICALEPCS 2011)

Il existe également d'autres solutions actives en lien avec ces travaux. On peut justement penser au système de suspension active ou « pilotée » pour véhicule. Il a été dans un premier temps théorisé, puis adapté en 1955 et enfin appliqué à un prototype de Citroën DS en 1961. Celui-ci permettait par exemple de compenser la prise de roulis naturelle dans les virages. Cette technologie haut de gamme est

maintenant plus conventionnelle et implémentée par de nombreux constructeurs automobiles [33]. Un exemple est donné dans la Figure 2.15. Les mouvements de caisse et l'allure de conduite sont estimés à partir de mesures de capteurs d'antidérapage, de position verticale et de vitesse des roues. Une fois renvoyées à un ordinateur, ces informations permettent de générer une force d'amortissement appliquée par un vérin hydraulique. Celle-ci, suivant les envies du conducteur, est faible pour être favorable au confort ou importante pour stabiliser la voiture.



Figure 2.15 - Suspension active de train arrière d'Audi A8

10 Dans la continuité des idées précédemment établies, ce type d'approche est très peu exploré en automobile en raison de la compétitivité du domaine qui pousse à innover avec un coût de production minimale. La dépense énergétique que les systèmes actifs représentent et son coût d'installation en sont les principaux freins.

### 2.3.2 Smart structures

15 Au sens littéral du terme les « smart structures » sont des structures intelligentes. Elles représentent une avancée significative dans le domaine de l'ingénierie et des matériaux. Ces structures sont fonctionnalisées afin de surveiller ou même d'interagir avec leur environnement, dans le but d'optimiser leurs performances. En combinant des matériaux innovants avec des systèmes de capteurs et d'actionneurs, les smart structures offrent un potentiel considérable.  
20 Elles permettent l'amélioration de l'efficacité, la durabilité et la sécurité des

infrastructures. Ceci touche une grande variété de domaines, tels que l'aérospatiale, le génie civil, l'automobile et la robotique. Il existe de nombreuses propriétés matériaux permettant de faire le pont entre le domaine physique des stimuli auxquels ils sont exposés et celui des réponses qu'ils peuvent produire [34]. Ces « smart-materials » regroupées dans la Table 1, une fois intégrés sur une structure donnent des « smart-structures ».

Stimuli Réponse	Électrique	Magnétique	Optique	Thermique	Mécanique
Électrique			Électrochromique Électroluminescent Electro-optique	Thermoélectrique	Piézoélectrique Électrostriction Fluide ER
Magnétique	Magnétorésistant		Magnéto-optique		Fluide MR
Optique	Photoconducteur		Photochromique		
Thermique	Pyroélectrique		Thermochromique		Mémoire de forme
Mécanique	Piézoélectrique	Magnétostriction	Méchanochromique		Coefficient de poisson négatif

Table 1 – Pont physique entre les stimuli et réponses de certains matériaux

### 2.3.2.1 Éléments piézoélectriques

La piézoélectricité fut découverte pour la première fois en 1880 par les deux frères physiciens français Pierre et Jacques Curie. Ils démontrèrent que des cristaux de tourmaline, de quartz, de sucre de canne et de sel de Rochelle génèrent un champ électrique sous l'effet d'une contrainte mécanique. Ils identifièrent vingt classes de cristaux naturels présentant ce phénomène. Un an après la découverte de la piézoélectricité, Gabriel Lippmann prédit l'existence de la piézoélectricité inverse. Malgré ces découvertes novatrices, elles ne furent pas utilisées avant le début du XXe siècle [35].

Les matériaux piézoélectriques sont généralement constitués de poly-cristaux dont les axes polaires sont aléatoires. Pour générer l'effet piézoélectrique, le polycristal est chauffé et exposé à un champ électrique afin d'orienter dans le même sens l'ensemble des dipôles qui le composent. Le principe de fabrication est illustré en Figure 2.16.

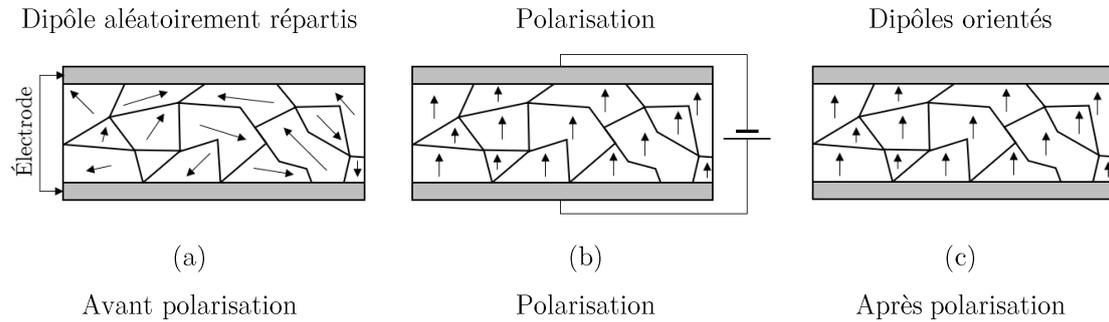


Figure 2.16 - Polarisation d'un poly-cristal

Lorsqu'une contrainte mécanique agit sur le corps piézoélectrique, un champ électrique peut être observé entre ses électrodes. Cet effet est connu sous le nom d'effet piézoélectrique direct. Le mécanisme d'étincelle d'un briquet utilise cet effet. Lors de l'appui sur son bouton, un arc de plus de 10 000 volts est généré, permettant ensuite d'enflammer son gaz. Dans l'industrie, c'est l'effet piézoélectrique direct qui est plus souvent utilisé pour produire des capteurs par exemple. L'effet piézoélectrique inverse, lui, correspond au fait que lorsqu'une tension est appliquée sur les deux électrodes du matériau piézoélectriques, il se déforme. L'élément se dilate si la tension appliquée à la même direction que celle de la polarisation et au contraire se comprime si cette direction de tension est différente de celle-ci.

Pour résumer, ces éléments sont au cœur du fonctionnement des smart structures, ils ont la faculté de convertir l'énergie mécanique en énergie électrique et vice versa, comme l'illustre la Figure 2.17. Cela leur permet aussi bien de détecter que de réagir dynamiquement aux stimuli externes.

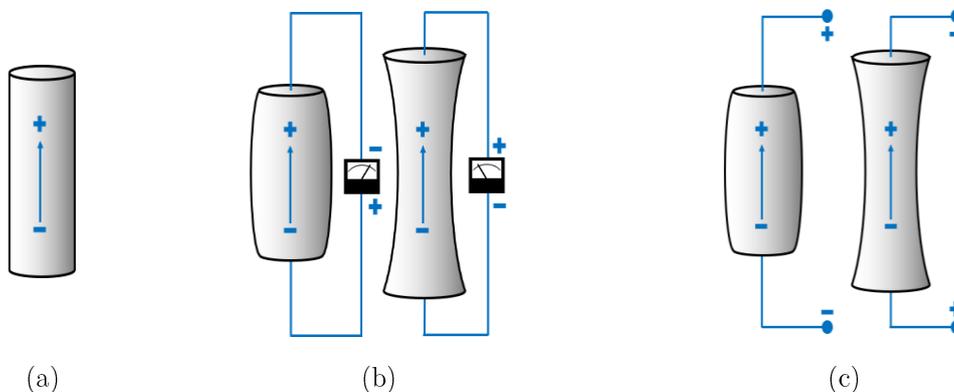


Figure 2.17 : Réciprocité du comportement d'un élément piézoélectrique (a) au repos (b) utilisé comme actionneur & (c) utilisé comme capteur

Ce couplage entre l'électricité et la mécanique est régi par les équations matricielles suivantes [34]:

$$\begin{bmatrix} S \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s^E & d^t \\ d & \varepsilon^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T \\ E \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Où  $D$  est le déplacement électrique,  $S$  est la déformation mécanique,  $E$  et  $T$  sont respectivement le champ électrique dans le matériau (en V/m) et la contrainte du matériau (en F/m<sup>2</sup>). Les matrices  $[d]$  et  $[d]^t$  représentent respectivement l'effet piézoélectrique direct et l'effet piézoélectrique inverse. Le fait que l'on retrouve ces matrices dans les équations constitutives reflète la réciprocité entre l'effet piézoélectrique direct et inverse, assurant la conservation de l'énergie dans le système. Cela garantit que le travail exercé par les interactions mécaniques et électriques soit cohérent et invariant, quel que soit le chemin suivi dans l'espace de configuration mécanique ou électrique. Les paramètres  $\varepsilon^T$  et  $s^E$  correspondent à la permittivité et à la compliance du matériau piézoélectrique. L'exposant  $E$  indique un champ électrique nul ou constant, l'exposant  $T$  indique un champ de contrainte nul ou constant, et enfin l'exposant  $t$  l'opération de transposition d'une matrice.

Ainsi, pour les deux fonctionnalités que les matériaux piézoélectriques peuvent avoir, on obtient en développant (2.1) les formulations ci-après :

#### Faisant fonction d'actionneur

$$\begin{Bmatrix} S_{11} \\ S_{22} \\ S_{33} \\ 2S_{23} \\ 2S_{31} \\ 2S_{12} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix}}_{\text{compliance}} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{31} \\ T_{12} \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\text{couplage}} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

#### Faisant fonction de capteur

$$\begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\text{couplage}} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{33} \\ T_{23} \\ T_{31} \\ T_{12} \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33} \end{bmatrix}}_{\text{permittivité}} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

Il convient de noter que les matrices des constantes piézoélectriques, de compliance et de permittivité présentées ici sont spécifiques à un matériau

possédant une structure cristalline donnée, et leur forme peut varier en fonction de la symétrie cristalline du matériau piézoélectrique considéré.

### 2.3.2.2 Contrôle et transducteurs piézoélectriques

Dans le contrôle vibratoire des structures les transducteurs piézoélectriques sont couramment utilisés [36]. Les céramiques et les polymères sont les deux catégories de matériaux piézoélectriques utilisées. Les piezopolymères, en raison de leur besoin élevé en tension et de leur faible couplage en tant qu'actionneur, sont le plus souvent utilisés en tant que capteurs. Parmi eux, le PolyVinylidene Fluoride (PVDF) est particulièrement reconnu et utilisé dans des applications de contrôle actif des vibrations [37,38]. En revanche, les piezocéramiques peuvent être utilisées à la fois comme actionneurs et comme capteurs. Parmi les piezocéramiques, le Plomb Zirconate Titanate (PZT) est le plus répandu en raison de plusieurs caractéristiques. Les plus importantes, sa réponse rapide, sa bande passante, la force élevée qu'il peut appliquer ainsi que sa sensibilité élevée. Si on le compare à d'autres capteurs tels que des jauges de déformations, on peut noter qu'il peut également présenter un excellent ratio signal-bruit [39]. Ainsi, les matériaux piézoélectriques demeurent le principal choix de matériaux intelligents dans le domaine du contrôle actif des vibrations.

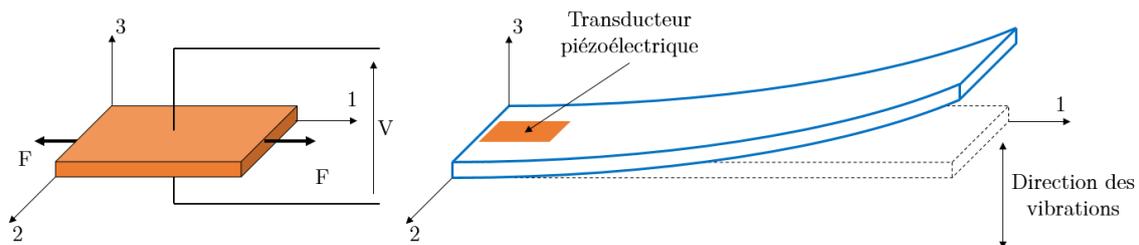


Figure 2.18 - Transducteur piézoélectrique collé sur une structure vibrante travaillant sur le mode 31

Les transducteurs sont généralement ajoutés sur les structures de telle manière à maximiser l'effet «  $d_{31}$  », cette direction est illustrée dans la Figure 2.18 pour des flexions de poutre ou de plaque. Le patch piézoélectrique se déforme le long de l'axe  $x$  (1) et la déformation résultante  $S_x$  générera une tension entre les deux électrodes du patch.

Ces patches peuvent être utilisés passivement, en reliant leurs deux bornes à un circuit électrique afin de dissiper de l'énergie mécanique. En connectant une résistance électrique entre les bornes du composant piézoélectrique, un effet d'amortissement peut être obtenu. Ces techniques ne nécessitent pas de capteur ni

5 de boucle de rétroaction et n'ont besoin que de quelques composants électroniques. La technique d'amortissement par shunt a été proposée par Forward en 1979 [40]. Ces travaux ont posé les bases pour les futures recherches sur ces techniques. Puis, en 1988, Uchino et Ishii ont démontré expérimentalement la faisabilité de l'amortissement résistif [41]. Ces patches piézoélectriques peuvent être intégrés dans

10 la matière de la structure à contrôler, comme pour les matériaux composites [42,43] ou plus simplement collés à leurs surfaces [44].

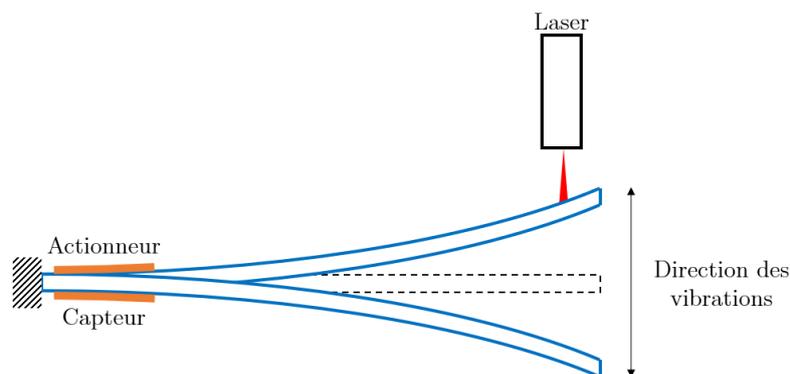


Figure 2.19 - Poutre encadrée libre équipée de transducteurs piézoélectriques colocalisés

Concernant leur utilisation avec des solutions actives, le capteur et l'actionneur

15 peuvent être les mêmes et positionnés de manière colocalisée, comme sur la Figure 2.19. Malgré une variation importante des perturbations apportées aux paramètres d'un tel système de contrôle, ce principe de colocalisation permet d'augmenter la stabilité. La fonction de transfert en boucle ouverte des systèmes colocalisés présente des pôles et des zéros alternés sur l'axe imaginaire. Dans de tels systèmes,

20 la stabilité est garantie car le retard de phase dû à chaque pôle est compensé par l'avance de phase due au zéro correspondant [45]. Un élément permettant de le comprendre est le tracé du lieu des pôles ou root-locus. Une illustration opposant un système colocalisé et non colocalisé est donnée en Figure 2.20. En augmentant

le gain de contrôle, on évolue dans le sens trigonométrique du pôle (x) vers le zéro (o). Dans le cas (a), le tracé conserve la même forme générale et reste systématiquement sur la partie des réels négatifs malgré une variation des paramètres nominaux (partie stable). On dit d'un tel système de contrôle qu'il est robuste, car sa stabilité est assurée en toute circonstance. Il est donc recommandé autant que faire se peut d'utiliser des paires d'actionneurs capteurs colocalisés. Le cas (b), au contraire, rejoint la partie instable.

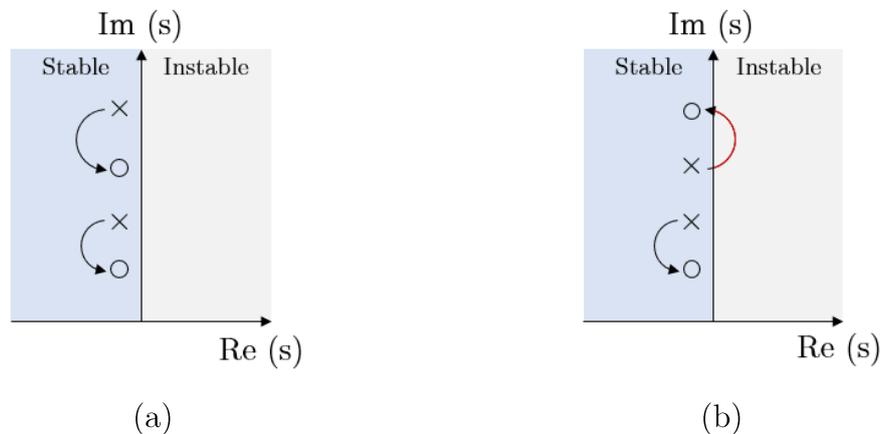


Figure 2.20 - Alternance de pole-zéro pour un système colocalisé (a) et non colocalisé (b)

Le contrôle en feedback ou en rétroaction est utilisé pour des systèmes linéaires ou non linéaires, variants ou non dans le temps. Dans la littérature sur les contrôleurs, on distingue deux catégories. La première, les contrôleurs « Single Input Single Output » (SISO), qui signifie une entrée et sortie unique. On peut utiliser ce type de système pour contrôler un mode de vibration avec une paire actionneur-capteur colocalisée. Ces méthodes comprennent le contrôle Proportionnel Intégral Dérivé (PID) [46–48], le contrôle par rétroaction de position positive (Positive Position Feedback, PPF) [49], le contrôle par rétroaction de vitesse (Direct Velocity Feedback, DVF) [50,51] ou encore le contrôle par rétroaction d'accélération (Direct Acceleration Feedback, DAF) [52,53]. Cependant ces méthodes ont leurs limites. Pour certaines, comme le PPF, elles ne peuvent contrôler qu'un seul mode de vibration à la fois. Pour contrôler plusieurs modes, il est peut-être nécessaire de concevoir différents contrôleurs pour chaque mode et de les combiner en parallèle. Malheureusement cela présente une efficacité et des

performances limitées. Deuxièmement, ces méthodes peuvent nécessiter une paire d'actionneur-capteur colocalisée, ce qui limite leur applicabilité. La seconde catégorie de contrôleurs, à « Multiple Input Multiple Output » (MIMO), pour entrées et sorties multiples, utilise plusieurs paires actionneur-capteur. Il existe des versions modifiées des méthodes précédemment citées qui permettent de concevoir un contrôleur MIMO, telles qu'une version modifiée de PPF [54,55]. Plus récemment, des méthodes de conception de contrôle plus avancées ont permis de concevoir des contrôleurs MIMO qui ciblent plus facilement plusieurs modes. Ces méthodes comprennent le placement de pôle [56], le régulateur linéaire quadratique gaussien (LQG) [57–60], le contrôle  $H_2$  [61] ou encore le contrôle  $H_\infty$  [62,63]. Ces méthodes de contrôle ont l'avantage d'être applicables aux systèmes SISO et MIMO et ne nécessitent pas forcément de paire actionneur-capteur colocalisée. A noter que le contrôleur type  $H_\infty$  présente de meilleures propriétés de robustesse face aux incertitudes et perturbations externes. La prise en compte des propriétés de robustesse de ce contrôleur permet d'éviter l'instabilité due à l'effet de débordement ou de « spillover ». La dynamique globale d'une structure est caractérisée par un système de paramètres infini. En pratique, un modèle réduit basé sur une estimation finie de ces paramètres est utilisé pour concevoir une loi de contrôle. En raison de cette simplification il peut arriver que par l'effet du contrôle les modes résiduels soient amplifiés, c'est ce qu'on appelle l'effet de débordement. Cette propriété de robustesse est également proposée par d'autres contrôleurs plus récents tels que les contrôleurs à logique floue ou « Fuzzy controller » [64,65] ou encore les contrôleurs par mode glissant ou « Sliding Mode Controller » [6,66,67]. Ce dernier contrôleur est plus amplement présenté dans le Chapitre 5.

## 2.4 Système d'état et contrôle robuste

Les méthodes classiques de contrôle sont souvent fondées sur des fonctions de transfert [47,68]. Elles conviennent à la conception de systèmes de contrôle simple et SISO, mais leur utilisation devient plus contraignante pour des systèmes ou des solutions de contrôle plus complexes. Contrairement aux méthodes basées sur une approche par espace d'état. Celle-ci se caractérisent par une description du système

via des équations différentielles régissant les variables d'état. Ces dernières peuvent représenter des grandeurs physiques telles qu'une position, une vitesse, une accélération, une tension, un courant, etc., en fonction du système étudié.

Cette section vise à présenter cette formulation et la nécessité qu'elle représente pour l'utilisation des observateurs d'état. Son intérêt dans l'emploi de deux contrôleurs et également présentée, un linéaire par retour d'état exploitant l'optimisation Linéaire Quadratique Gaussienne (LQG) et un autre non linéaire basé sur le contrôle par mode glissant ou Sliding Mode Control (SMC). Les aspects de contrôle robuste sont également traités en lien avec ce dernier contrôleur et par la présentation de concept de filtre modal spatial. Ce dernier concept est important lors de l'utilisation de réseaux discrets de transducteurs piézoélectriques, comme c'est le cas dans ces travaux.

#### 2.4.1 Système et observateur d'état

Dans cette sous-section, l'accent sera mis sur les spécificités des systèmes et observateurs d'état. Nous présenterons la formulation mathématique des systèmes d'état, en mettant en avant leur utilité et leurs applications dans le contrôle des systèmes.

##### 2.4.1.1 Représentation d'état

En représentation d'état, un système linéaire est décrit par un ensemble d'équations différentielles linéaires du premier ordre :

$$\dot{x} = Ax + Bu + E\omega_1 \quad (2.4)$$

$$y = Cx + Du + \omega_2 \quad (2.5)$$

Où  $x$  est le vecteur d'état,  $u$  le vecteur d'entrée,  $y$  le vecteur de sortie,  $\omega_1$  le bruit du système,  $\omega_2$  le bruit de mesure, et  $A, B, C, D$  et  $E$  sont respectivement les matrices du système, d'entrée, de sortie, de rétroaction et d'entrée de perturbation du système. Une représentation comparative par schéma bloc des deux approches, par fonction de transfert (a) et par système d'état (b) est présentée par la Figure

2.21. Pour les systèmes SISO utilisés dans ces travaux de thèse,  $u$  et  $y$  sont des variables scalaires. L'équation (2.4) traduit complètement la dynamique interne du système, qui peut être partiellement masquée dans la fonction de transfert. La matrice de rétroaction  $D$  est souvent négligeable, même dans le cas où elle est non nulle, mais des d'exemples ont montré son importance dans la conception de certains contrôleurs [34]. Le bruit du système  $\omega_1$  peut inclure diverses sources telles que les erreurs de modélisation, les non-linéarités du système ou encore les perturbations exogènes. Le bruit de mesure  $\omega_2$  comprend le bruit du capteur et les erreurs de modélisation. Il est à noter que le choix des variables d'état n'est pas unique et peut être défini par la bande passante d'intérêt et les coordonnées modales dans le contrôle structurel.

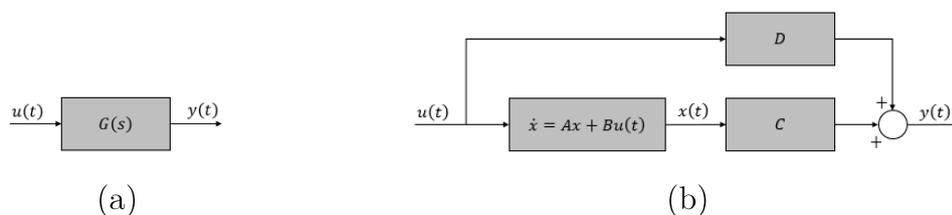


Figure 2.21 - Schéma bloc de l'approche par fonction de transfert (a) et par représentation d'état (b)

#### 2.4.1.2 Observateur d'état

Les observateurs d'état, également connus sous le nom d'estimateurs d'état, représentent une avancée significative dans le domaine du contrôle des systèmes dynamiques. Leur conception vise à permettre l'estimation de tous les états internes d'un système  $\hat{x}(t)$  à partir d'une ou plusieurs mesures  $y(t)$ . Ils offrent ainsi une alternative aux approches traditionnelles qui dépendent souvent d'un ensemble complet de capteurs. Le schéma bloc de principe d'un observateur d'état est donné par la Figure 2.22.

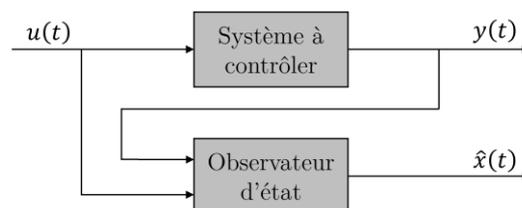


Figure 2.22 - Schéma bloc intégrant un observateur d'état

Dans un cas simplifié ou l'on considère que les bruits  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  et la matrice de rétroaction  $D$  sont nuls, le système d'état décrit par (2.4) et (2.5) devient alors :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (2.6)$$

$$y(t) = Cx(t) \quad (2.7)$$

De là un observateur d'état peut être formulé comme suit sous la forme d'un observateur de Luenberger [69] :

$$\dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + L(y(t) - C\hat{x}(t)) \quad (2.8)$$

5      Où  $\hat{x}(t)$  représente le vecteur d'état estimé,  $A$  est la matrice d'état du système,  $B$  est la matrice de contrôle,  $u(t)$  est le vecteur de commande,  $L$  est la matrice de gain de l'observateur,  $y(t)$  est la variable de sortie mesurée, et  $C$  est la matrice d'observation. Le terme  $A\hat{x}(t) + Bu(t)$  décrit l'évolution dynamique des états estimés sous l'influence de l'action de contrôle  $u(t)$ , tandis que le terme  
10  $L(y(t) - C\hat{x}(t))$  représente la correction des estimations des états en fonction de la différence entre les mesures réelles  $y(t)$  et les sorties estimées  $C\hat{x}(t)$ . Ainsi il est possible de formuler l'équation d'erreur en combinant les équations (2.6) et (2.8) tel que :

$$\varepsilon = x - \hat{x} \quad (2.9)$$

$$\dot{\varepsilon} = (A - LC)\varepsilon \quad (2.10)$$

15      Pour que l'erreur converge de manière asymptotique vers 0, il faut alors que les valeurs propres de  $A - LC$ , qui sont en réalité les pôles de l'observateur d'état, soient à partie réelle négative.

La conception d'un observateur d'état repose sur la définition de la matrice de gain  $L$ , qui détermine la vitesse de convergence des estimations des états du système ainsi que sa robustesse face au bruit de mesure. Cette définition est généralement

basée sur des critères d'optimalité, tels que la minimisation de l'erreur quadratique moyenne entre les états réels et estimés, comme pour le filtre de Kalman.

### 2.4.1.3 Filtre de Kalman

Le filtre de Kalman, développé par Rudolf E. Kalman, représente une avancée majeure en estimation et en filtrage dans le domaine du contrôle des systèmes dynamiques [70,71]. La particularité de ce type d'observateur d'état est qu'il présente une approche prenant en compte les bruits dans le processus d'estimation des états internes d'un système. Ce qui permet de gérer les mesures bruitées et incomplètes. Cette conception apporte robustesse et précision dans les estimations obtenues, même dans des environnements complexes et perturbés tel que celui de cette étude. En effet, si maintenant le bruit  $\omega_b$  est pris en compte (2.10) devient alors :

$$\dot{\varepsilon} = (A - LC)\varepsilon + L\omega_b \quad (2.11)$$

Dans l'équation (2.11), la matrice  $L$  est aussi liée au bruit, ainsi, le raisonnement ne consiste plus simplement à ce que les valeurs propres de  $A - LC$  soient à partie réelle négative. De plus, l'observateur converge d'autant plus vite que la norme de  $L$  est grande. Cependant l'erreur du bruit peut apporter de l'instabilité dans l'estimation des états. Ceci étant, le réglage de  $L$  est un compromis entre erreur du bruit et vitesse de convergence.

Mathématiquement, le filtre de Kalman est basé sur un système d'équations d'état linéaires défini par :

$$\dot{x} = Ax + Bu + \omega_p(t) \quad (2.12)$$

$$y = Cx + u + \omega_b(t) \quad (2.13)$$

Où  $\omega_p$  et  $\omega_b$  sont respectivement le bruit apporté par la perturbation extérieure au système et le bruit de mesure. Et sont définis sous l'hypothèse d'être des processus Gaussiens.

En raison de la prise en compte des bruits, la définition de la matrice de gain  $L$ , que l'on nommera  $Kf$  dans le cas d'un filtre de Kalman est plus complexe mais peut-être obtenue par une optimisation linéaire quadratique (LQ). Cette méthode consiste à minimiser un critère de performance  $J_{KF}$  défini tel que :

$$J_{KF} = \int_0^{+\infty} \{x(t) - \hat{x}(t)\}^T Q (x(t) - \hat{x}(t)) + u(t)^T R u(t) dt \quad (2.14)$$

5 Où  $Q$  et  $R$  sont respectivement les matrices de covariance du bruit de processus et de bruit de mesure.

#### 2.4.2 Contrôle linéaire quadratique gaussien

La commande Linéaire Quadratique Gaussien (LQG) combine un observateur d'état, avec une matrice de gain obtenue par optimisation LQR [72,73]. Cette  
10 dernière est obtenue en minimisant le critère  $J_{LQR}$  défini tel que :

$$J_{LQR} = \int_0^{+\infty} (x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t)) dt \quad (2.15)$$

Où  $Q$  et  $R$  peuvent être définies par la méthode de Bryson [74]. Dans un cas pratique on aura tendance à maximiser  $Q$  par rapport à  $R$  suivant si l'on fait davantage confiance à notre mesure ou à notre système identifié. Ici  $Q$  caractérise l'erreur d'état et  $R$  l'effort de commande.

15 Pour cette optimisation, l'équation de Riccati [75] utilisée est alors :

$$A^T P + P A - P B R^{-1} B^T P + Q = 0 \quad (2.16)$$

La solution  $P$  de cette optimisation permet le calcul du gain de retour d'état optimal  $K$  tel que :

$$u(t) = -Kx(t) = -R^{-1} B^T P x(t) \quad (2.17)$$

Et qui minimise  $J_{LQR}$ . Dans le cas de la commande LQG, le contrôle est effectué à partir des états estimés du système tel que :

$$u(t) = -K\hat{x}(t) \quad (2.18)$$

Le schéma de principe de ce contrôleur est détaillé dans la Figure 2.23. L'optimisation LQR présente plusieurs avantages, comme la robustesse aux variations et aux incertitudes du système [76,77]. Ces avantages sont plus modérés pour la commande LQG en raison de l'observation des états qui réduit généralement  
5 les marges de stabilité obtenues.

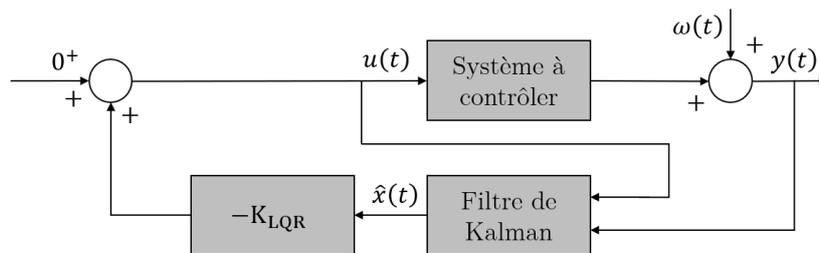


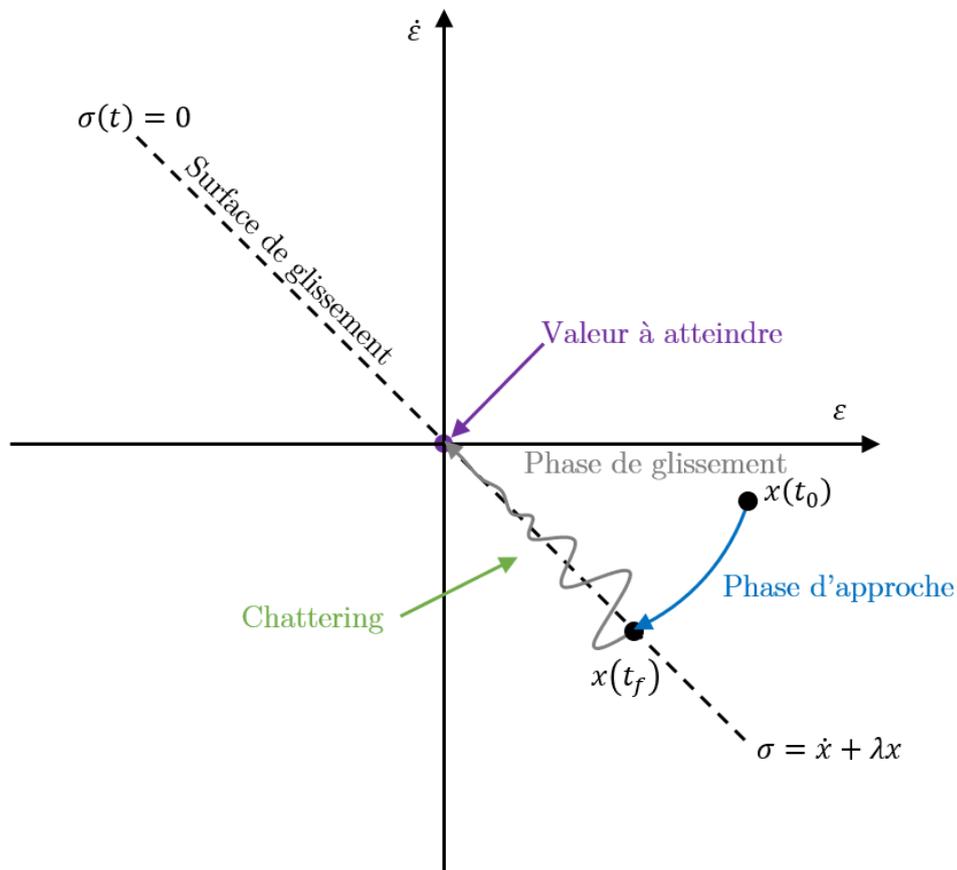
Figure 2.23 - Schéma bloc de principe d'un système à contrôleur LQG

### 2.4.3 Contrôle par mode glissant

C'est dans les années 1970 que le concept de réglage par mode glissant émerge  
10 en Russie [78,79]. Il est mis au point pour répondre à un besoin de robustesse des systèmes de contrôle afin de faire face aux incertitudes paramétriques et aux variations de perturbations extérieures [62]. Il est dans un premier temps largement utilisé pour répondre à des problèmes de suivi de trajectoire en robotique [80,81] ou pour des sous-marins [82–84]. Mais également pour des systèmes de suspensions de  
15 véhicule [85,86]. Un gros avantage que présente ce type de contrôleur est qu'il peut être appliqué à des structures à dynamique linéaire ou non linéaire [87,88]. Les contrôleurs à mode glissant sont généralement simples à implémenter, cependant historiquement ils ne présentent que peu d'applications pour du contrôle de dynamique vibratoire. On peut tout de même relever les applications proposées  
20 dans les travaux de Xue et al [89,90] ou encore dans ceux de Rodriguez et al. [6].

Malgré les avantages indéniables des contrôleurs à mode glissant, tels que leur robustesse face aux variations des paramètres du système à contrôler, cette méthode n'a pas été largement adoptée en pratique en raison de certains inconvénients, notamment la sollicitation importante de l'organe de commande en partie dû au  
25 phénomène de « chattering ».

Dans cette section, l'objectif est de détailler le principe de base de fonctionnement d'un contrôleur à mode glissant ainsi que les contraintes et problèmes qui peuvent survenir lors de sa conception ou de son utilisation.



5 *Figure 2.24 - Plan de phase d'un système à 1 DDL contrôlé par un contrôleur à mode glissant*

### 2.4.3.1 Concept de mode glissant

Ici le principe de contrôleur à mode glissant sera décrit de manière générale pour le système à dynamique linéaire. Cette commande est décomposable en deux phases, la première, la phase d'approche, consiste à contraindre les états du système à rejoindre un hyperplan de commutation appelé surface de glissement noté  $\sigma$  et fonction de l'erreur  $\varepsilon$ . Ensuite, la seconde phase consiste à « glisser » sur la surface de glissement jusqu'à rejoindre le point d'équilibre désiré. Cette phase peut-être plus ou moins perturbée par le phénomène de « chattering » qui correspond à une oscillation haute fréquence autour de cette surface, il est plus amplement présenté en 2.4.3.3. Ces deux phases ainsi que les points de transition sont illustrées par la Figure 2.24.

### 2.4.3.2 Conception d'un contrôleur à mode glissant

La conception de la commande par mode glissant se fait en deux étapes. La première consiste à définir la surface de glissement à partir de l'objectif visé par la commande, elle est généralement décrite comme une équation différentielle  
 5 impliquant les états du système. La deuxième étape consiste à concevoir une loi de commande discontinue, afin de contraindre la trajectoire sur la surface de glissement. Théoriquement, d'après Y. Shtessel et al. [80] cette méthode permet une convergence en temps fini, et ce malgré les incertitudes du modèle et les perturbations extérieures.

#### 10 Définition de la fonction de commutation

Le système utilisé pour présenter la conception d'un contrôleur à mode glissant est celui décrit par les équations (2.6) et (2.7) d'ordre  $n$  et de  $m$  entrée(s) où  $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$  et  $B \in \mathbb{R}^{n \times m}$  avec  $1 \leq m \leq n$ . De là, la fonction de commutation  $\sigma : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}^m$  est définie telle que :

$$\sigma(x) = Sx(t) \tag{2.19}$$

15 Dans (2.19),  $S \in \mathbb{R}^{m \times n}$  doit être conçue de telle manière à garantir la convergence du système durant la phase de glissement. Ici  $S$ , correspond aux paramètres de l'hyperplan de commutation. Si on suppose un contrôle par mode glissant parfait cela implique  $\sigma = \dot{\sigma} = 0$  ce qui permet d'écrire :

$$S\dot{x}(t) = SAx(t) + SBu(t) = 0 \tag{2.20}$$

Supposons que la matrice  $S$  soit conçue de manière à ce que la matrice carrée  
 20  $SB$  soit non singulière (en pratique, cela est facilement réalisable sous hypothèse que  $B$  est de rang plein et  $S$  est un paramètre libre). La commande équivalente, notée  $u_{eq}$  est la solution unique de l'équation algébrique (2.20), à savoir :

$$u_{eq}(t) = -(SB)^{-1}SAx(t) \tag{2.21}$$

Par hypothèse,  $B$  est de rang  $m$  donc il existe une matrice orthogonale  $T_r \in \mathbb{R}^{n \times n}$ , telle que :

$$T_r B = \begin{bmatrix} 0 \\ B_2 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

Ce changement de base, appelé passage en forme régulière, permet en plus une meilleure résolution matricielle, dû à la propriété de  $T_r$ . Ici,  $B_2 \in \mathbb{R}^{m \times m}$  est non  
5 singulière. La matrice  $T_r$  peut être obtenue par la décomposition QR [91]. Cela signifie qu'un algorithme peut être conçu pour fournir un changement de base dans lequel des conditions spécifiques sont imposées à la matrice de distribution des entrées. Par la méthode citée il viendrait :

$$\begin{aligned} B &= \theta \Lambda \\ B &= [\theta_1 \quad \theta_2] \begin{bmatrix} \Lambda_1 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Avec  $\Lambda_1 \in \mathbb{R}^{m \times m}$  étant une matrice non singulière triangulaire supérieure. Il  
10 vient également :

$$T_r = [\theta_1 \quad \theta_2]^{-1} \quad (2.24)$$

On pose également  $z(t) = T_r x(t)$  de sorte que :

$$z(t) = \begin{bmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Où  $z_1 \in \mathbb{R}^{n-m}$  et  $z_2 \in \mathbb{R}^m$ . Le système matriciel  $(A, B)$  devient donc par les transformations  $A \leftrightarrow T_r A T_r^T$  et  $B \leftrightarrow T_r B$  dans la base de  $z$  le système suivant :

$$\begin{cases} \dot{z}_1(t) = A_{11} z_1(t) + A_{12} z_2(t) \\ \dot{z}_2(t) = A_{21} z_1(t) + A_{22} z_2(t) + B_2 u(t) \end{cases} \quad (2.26)$$

Où il y a :

$$T_r A T_r^T = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

La fonction de commutation est définie dans la base de  $z$  telle que :

$$ST_r^T = [S_1 \quad S_2] \quad (2.28)$$

Avec  $S_1 \in \mathbb{R}^{m \times (n-m)}$  et  $S_2 \in \mathbb{R}^{m \times m}$ . Comme  $SB = S_2B_2$  il apparait une condition nécessaire et suffisante pour que la matrice  $SB$  ne soit pas singulière, telle que,

$$\det(SB) \neq 0 \Leftrightarrow \det(S_2) \neq 0 \quad (2.29)$$

Ainsi, quand la phase de glissement commence pour le système (2.26), c'est-à-dire que  $Sz = 0$ , on peut écrire :

$$Sz(t) = S_1z_1(t) + S_2z_2(t) = 0 \quad (2.30)$$

$$z_2(t) = -Mz_1(t) \quad (2.31)$$

Avec  $M = S_2^{-1}S_1$ . En lien avec le système en (2.26), il vient :

$$\dot{z}_1(t) = (A_{11} - A_{12}M)z_1(t) \quad (2.32)$$

A partir de (2.28), la matrice  $S$  de la fonction de commutation définie telle que  $\sigma(x) = Sx(t)$  devient alors :

$$S = S_2[M \quad I_{m \times m}]T_r \quad (2.33)$$

Il est possible de voir à partir de l'équation (2.32) que  $S_2$  n'a pas d'effet direct sur la dynamique de la phase de glissement. Elle agit uniquement comme un facteur d'échelle pour la fonction de commutation. Un choix courant pour  $S_2$  est  $S_2 = B_2^{-1}$ , ce qui implique  $(SB) = I_{m \times m}$ . Concernant la définition de la matrice  $M$ , il existe deux méthodes principales, le placement de pole ou encore la minimisation linéaire quadratique. Pour cette seconde méthode, il faut alors définir une matrice  $Q \in \mathbb{R}^{m \times m}$  ainsi que l'indice de performance  $J$  à minimiser :

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_s}^{+\infty} x(t)^T Q x(t) dt \quad (2.34)$$

Où  $Q$  est une matrice symétrique et positive, et  $t_s$  correspond à l'instant à partir duquel la phase de glissement commence. Ici une différence est à souligner avec un problème LQR classique, qui normalement inclut une pondération de pénalité sur l'effort de contrôle via une matrice  $R$ . Ici, aucune pénalité sur le coût du contrôle n'est imposée, le problème est alors défini comme soi-disant sans coût. On suppose que l'état du système au temps  $t_s$ , donné par  $x(t_s)$ , est connue, et que le système en boucle fermée est stable de telle sorte que  $x(t) \rightarrow 0$  lorsque  $t \rightarrow \infty$ . Pour résoudre ce problème, la matrice  $Q$  de l'équation (2.34) est transformée et partitionnée de manière compatible avec la base de  $z$ , de telle sorte que

$$T_r Q T_r^T = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} \\ Q_{12}^T & Q_{22} \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

Si la composante  $z_1$  est considérée comme le vecteur d'état et  $z_2$  l'entrée du contrôle virtuel, alors cette expression représente un problème LQR associé à la représentation de l'espace d'état défini dans le système (2.26). Le terme  $z_1^T Q_{12} z_2$  implique une combinaison du vecteur d'état et du contrôle virtuel. Pour éviter cette complication, une astuce peut être utilisée en définissant une nouvelle entrée  $v$  pour le contrôle virtuel défini comme :

$$v = z_2 + Q_{22}^{-1} Q_{12}^T z_1 \quad (2.36)$$

Dans la base de  $z$ , le cout  $J$  donnée en (2.34) devient alors :

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_s}^{+\infty} z_1^T \hat{Q} z_1 + v^T Q_{22} v dt \quad (2.37)$$

Où  $\hat{Q}$  est définit tel que :

$$\hat{Q} = Q_{11} - Q_{12} Q_{22}^{-1} Q_{12}^T \quad (2.38)$$

On peut également écrire :

$$\dot{z}_1(t) = A_{11}z_1(t) + A_{12}z_2(t) \quad (2.39)$$

En éliminant  $z_2$  de (2.39) et en utilisant (2.36), après avoir écrit les équations différentielles en termes de contrôle virtuel  $v$  on peut alors écrire :

$$\dot{z}_1(t) = \hat{A}z_1(t) + A_{12}v \quad (2.40)$$

Avec  $\hat{A}$  définie telle que :

$$\hat{A} = A_{11} - A_{12}Q_{22}^{-1}Q_{12}^T \quad (2.41)$$

Enfin, la matrice  $M$  caractérisant l'hyperplan de commutation est obtenue en résolvant le problème LQ  $(\hat{A}, A_{12}, \hat{Q}, Q_{22})$ . Ainsi en résolvant l'équation de Riccati suivante :

$$\hat{P}\hat{A}^T + \hat{A}\hat{P} + \hat{Q} - \hat{P}A_{12}Q_{22}^{-1}A_{12}^T\hat{P} = 0 \quad (2.42)$$

On obtient :

$$M = Q_{22}^{-1}Q_{12}^T + Q_{22}^{-1}A_{12}^T\hat{P} \quad (2.43)$$

Enfin, en ayant défini  $S_2$  et  $M$ , la fonction de commutation (2.28) est complètement définie.

## 10 Partie non-linéaire du contrôle par mode glissant

Le contrôle par mode glissant présente un avantage considérable en comparaison des méthodes de contrôle linéaire classique. En effet, l'utilisation du vecteur de glissement  $\sigma$  pour concevoir une variable de commutation permet de forcer la dynamique du système à entrer rapidement dans la phase de glissement où  $\sigma = \dot{\sigma} = 0$ . Cette partie non-linéaire  $u_{nl}$  est conçue en utilisant la fonction de commutation  $S$  telle que :

$$u_{nl} = -\rho(SB)^{-1}sign(\sigma) \quad (2.44)$$

Ici  $\rho$  est une constante définie sur  $\mathbb{R}^+$  et  $sign(\sigma)$  est un vecteur faisant intervenir la fonction discontinue définie dans la Figure 2.25.

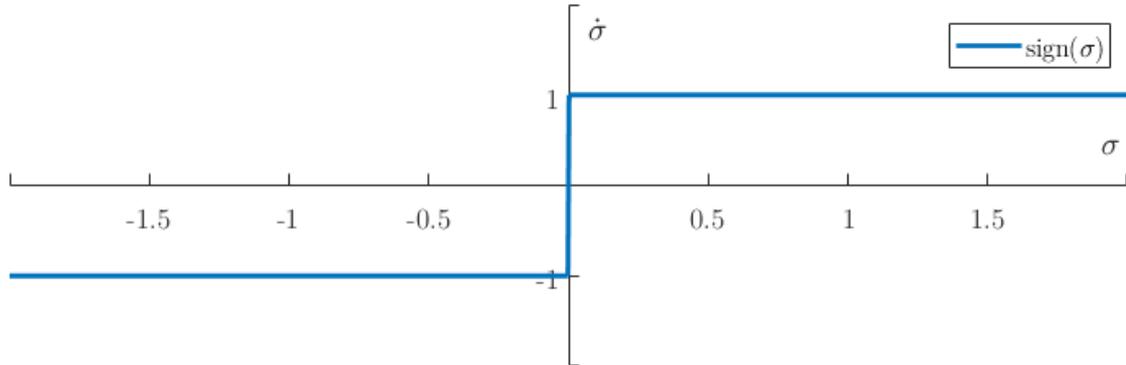


Figure 2.25 – Tracé de la fonction discontinue  $sign(\sigma)$

- 5 Le terme  $u_{nl}(t)$  permet la robustesse et vient s'ajouter à la commande équivalente  $u_{eq}(t)$ . Cette fonction discontinue a possibilité d'être régularisée. Ces notions seront plus amplement détaillées dans les sections suivantes.

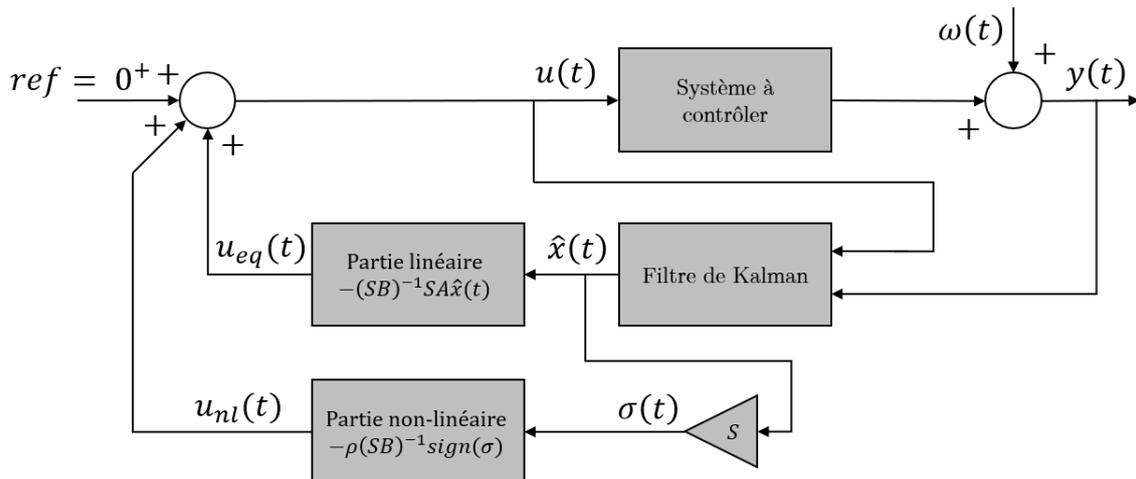


Figure 2.26 - Schéma bloc d'un système de contrôle combinant filtre de Kalman et contrôle par mode glissant

10 **Cas d'un système SISO et stabilité**

Les applications établies dans ces travaux concernant les contrôleurs à mode glissant sont de type SISO, ainsi  $m = 1$ . De cette simplification il vient alors le système de contrôle établi comme dans la Figure 2.26. La variable de commande  $u(t)$  est alors définie telle que :

$$u(t) = u_{eq}(t) + u_{nl}(t) \tag{2.45}$$

Concernant la stabilité de ce type de système, l'objectif du contrôle par mode glissant est de contraindre  $\sigma \rightarrow 0$  en un temps fini et de le maintenir dans cet état. A partir de (2.6) il est possible d'écrire :

$$\dot{\sigma}(t) = S\dot{x}(t) = SAx(t) + SBu(t) = 0 \quad (2.46)$$

Il est recherché à travers la boucle de rétroaction d'obtenir l'équation différentielle  
5 définie telle que :

$$\begin{aligned} \dot{\sigma}(t) &= -\rho \text{sign}(\sigma(t)) \\ \sigma \dot{\sigma}(t) &= -\rho |\sigma(t)| \end{aligned} \quad (2.47)$$

Pour  $\sigma(0) \neq 0$  la solution de l'équation ci-dessus devient nulle en un temps fini. Cela peut facilement être vu par le changement de variable  $V = \frac{1}{2}\sigma^2$  il vient  $\dot{V} = \sigma \dot{\sigma}$  et  $|\sigma| = \sqrt{2V}$ . Cette nouvelle variable est une fonction répondant aux critères de stabilité au sens de Lyapunov pour l'équation (2.47). Étant donné que :

$$\dot{V} = \sigma \dot{\sigma} = -\rho \sigma \text{sign}(\sigma) = -\rho |\sigma| < 0 \quad (2.48)$$

10 Quand  $\sigma(0) \neq 0$ . En comparant les équations (2.46) et (2.47), il vient que choisir la variable de commande  $u(t)$  définie telle que :

$$u(t) = -(SB)^{-1}SAx(t) - \rho(SB)^{-1} \text{sign}(\sigma(t)) \quad (2.49)$$

comme la loi de contrôle dans l'équation (2.46) crée en boucle fermée le système de l'équation (2.47). Ainsi, la loi de contrôle (2.49) garantit que  $\sigma$  converge vers zéro en temps fini.

15 Afin d'illustrer l'intérêt d'un tel contrôleur, la Figure 2.27 illustre un cas pratique académique. Un système à 1 degré de liberté avec une masse unitaire. Cette masse repose sur un plan et est soumise à une perturbation  $f$  telle que :

$$\begin{aligned}
 & \begin{cases} x_1 = x \\ x_2 = \dot{x}_1 \end{cases} \\
 & \begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = u + f(x_1, x_2, t) \end{cases} \\
 & \begin{cases} x_1(0) = 1 \\ x_2(0) = -2 \end{cases} \\
 & \begin{cases} k = 3 \\ c = 4 \end{cases} \\
 & f(x_1, x_2, t) = \sin(2t) \\
 & u = -kx_1 - cx_2
 \end{aligned} \tag{2.50}$$

Où  $x, u$  sont respectivement le déplacement de la masse et la force de contrôle. Et  $k, c$  sont des constantes arbitrairement définies pour permettre l'illustration du problème (2.50). Il est observable qu'en présence de perturbation le contrôleur par retour d'état type LQR, dont les performances sont visibles en Figure 2.27.b continue d'osciller autour de la position recherchée en 0. En revanche si l'on observe le cas du contrôleur à mode glissant en Figure 2.27.c malgré ces perturbations introduites par la perturbation les deux états du système  $x_1$  et  $x_2$  se stabilisent en temps finis.

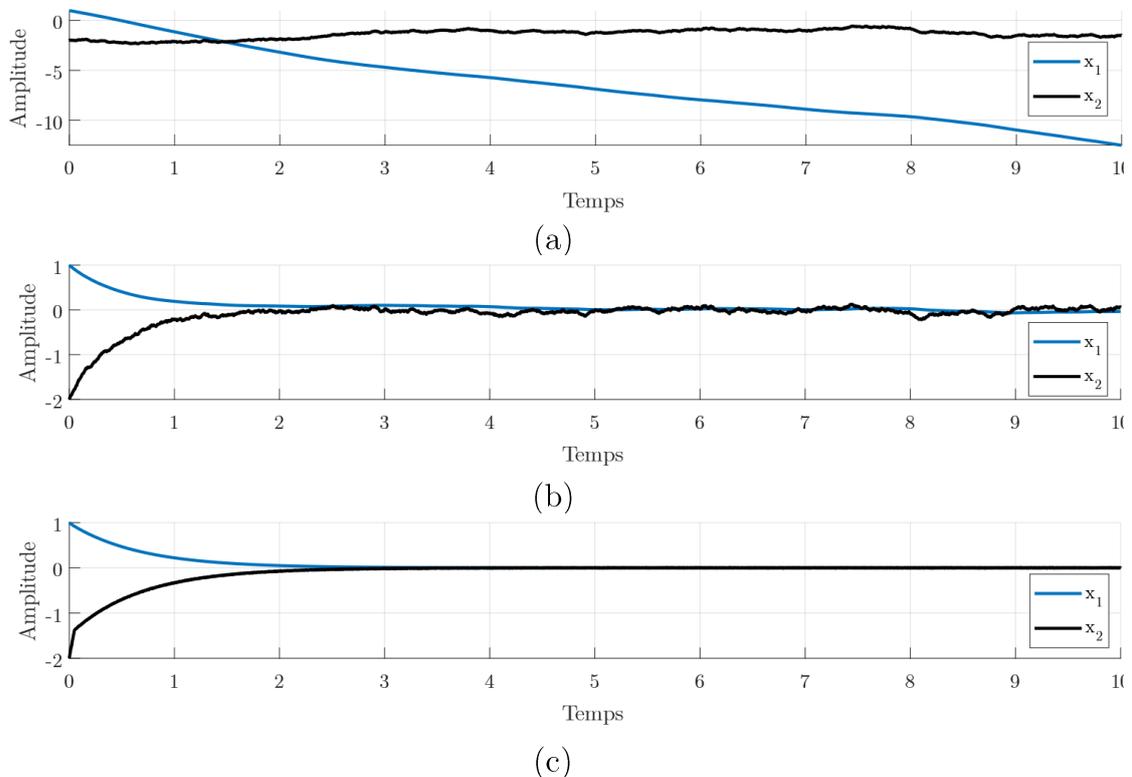


Figure 2.27 - Comparaison d'un système non contrôlé (a) et d'un système contrôlé par méthode LQR (b) et par mode glissant (c) en présence de perturbation

## 2.4.3.3 Phénomène de chattering

Un système de contrôle par mode glissant parfait impose  $\sigma = 0$ , c'est-à-dire qu'il n'y a plus d'oscillation autour de l'hyperplan de commutation mais simplement glissement sur celui-ci. Cependant pour atteindre cet état, cela impose que la

5 fonction de commutation du contrôleur oscille à une fréquence  $f \rightarrow \infty$ . Dans les applications pratiques, la partie discontinue  $u_{nl}$  du contrôleur provoque un phénomène d'oscillation, appelé phénomène de « chattering » [92,93]. Le « chattering » est un phénomène nuisible puisqu'il a un impact multiple sur le système de contrôle. Comme sur la longévité des actionneurs employés puisqu'il

10 provoque une usure accentuée de ceux-ci et implique des pertes de chaleur importantes dans les circuits de puissance. Il existe deux raisons principales qui peuvent causer le « chattering ». Premièrement, il peut être causé par des dynamiques rapides qui ont été négligées [94]. Et deuxièmement, il peut provenir de l'utilisation de contrôleurs numériques avec une période d'échantillonnage finie

15 ou d'un gain de commande surévalué [92].

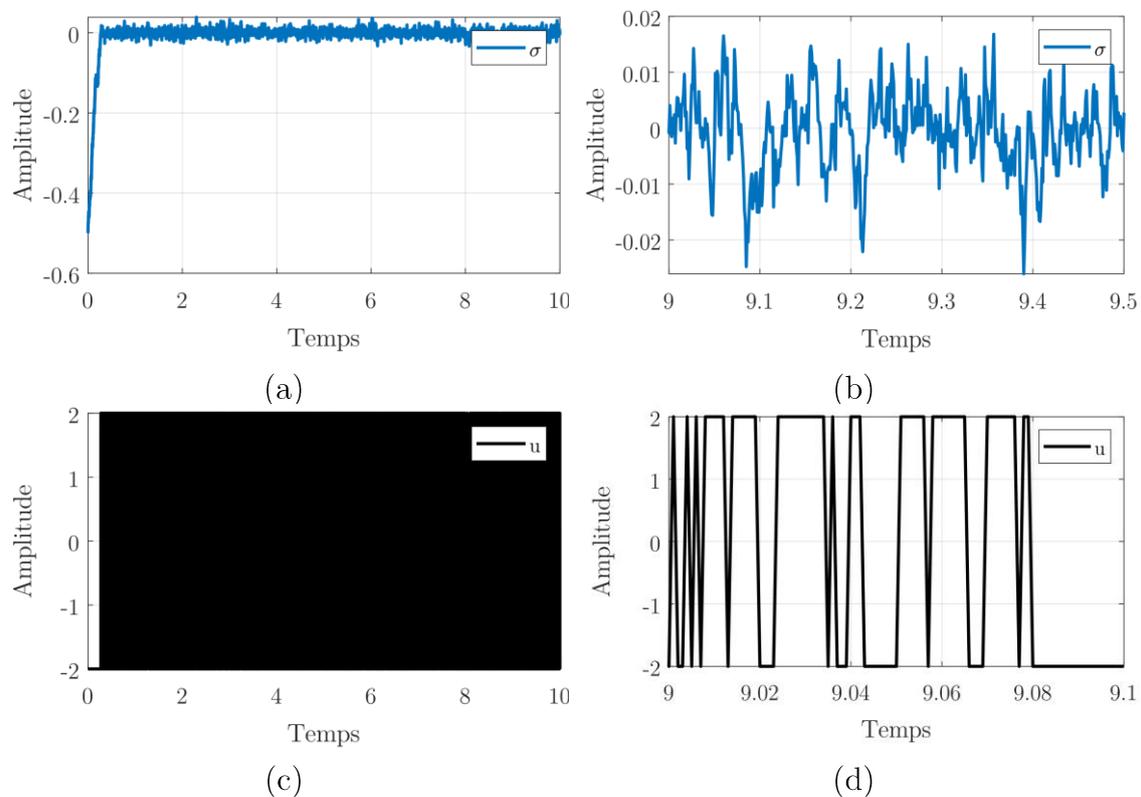


Figure 2.28 - Allure de la variable de glissement  $\sigma$  (a) et zoom (b) et du contrôle  $u$  (c) et zoom (d)

Dans l'exemple précédent, la simulation a été réalisée avec une période d'échantillonnage limitée associée à  $f_e = 1\,000\text{ Hz}$ . Ainsi, si l'on observe les résultats visibles en Figure 2.28, on constate comme présenté précédemment, que l'évolution de la variable de glissement  $\sigma$  se fait en deux phases. Tout d'abord on se rapproche rapidement de  $\sigma = 0$  puis à partir de 0.2 unité de temps, une oscillation visible en Figure 2.28.b poursuit cette phase. Dans la figure Figure 2.28.c, qui, elle trace l'évolution de la force de contrôle, le phénomène de « chattering » apparaît clairement. Une oscillation marquée est visible sur le zoom effectué en Figure 2.28.d, cette oscillation est bornée entre les deux extremums de contrôle étant  $\pm\rho = 2$ .

Bien que ce phénomène soit problématique, il n'est pour autant pas impossible à réduire. Dans l'exemple proposé la fonction de commutation est construite à partir d'une fonction `sign()` dont le tracé est visible en Figure 2.25. Afin de réduire les variations brutales effectués entre  $\pm\rho$  par  $u$ , il est possible d'opter pour d'autres fonctions dont la pente autour du point  $(0,0)$  est plus progressive. Quelques exemples de ces fonctions sont tracés en Figure 2.29.

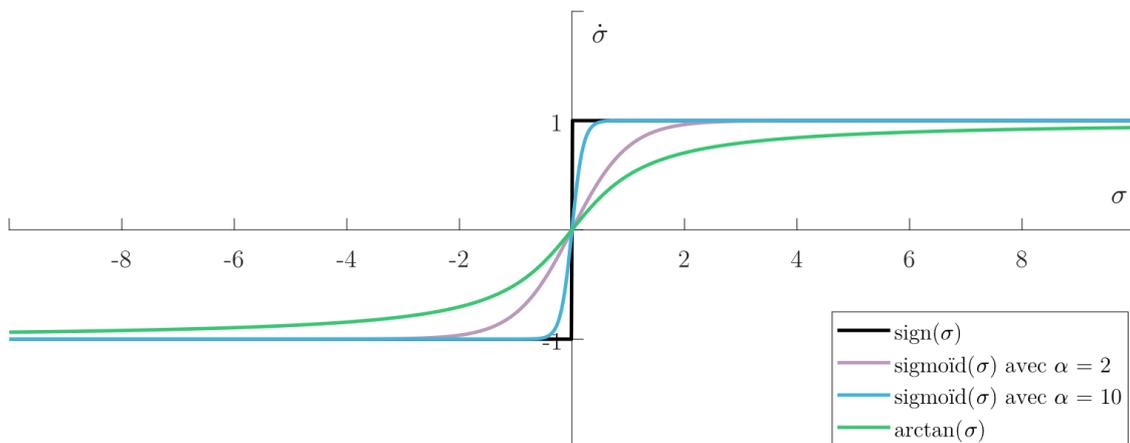


Figure 2.29 - Différentes fonction de substitution à la fonction `sign()`

Elles sont définies telles que :

$$\text{sign}(\sigma) = \frac{|\sigma|}{\sigma} \text{ pour } \sigma \neq 0 \text{ et } \text{sign}(0) = 0 \quad (2.51)$$

$$\text{sigmoïd}(\sigma) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha\sigma}} \quad (2.52)$$

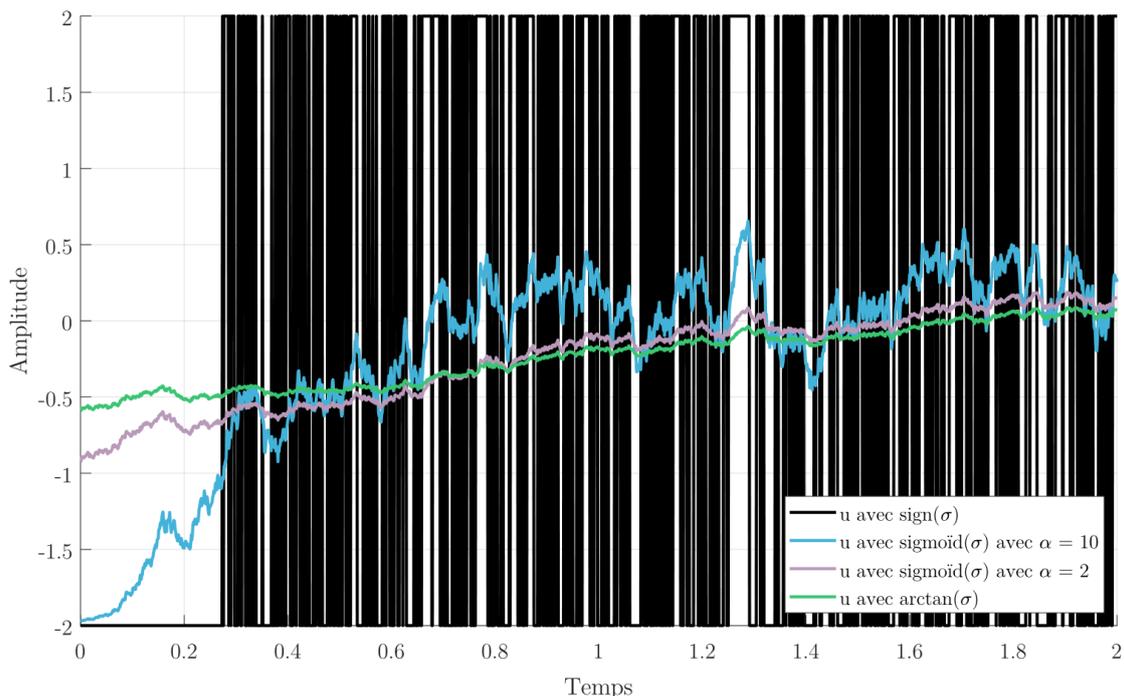


Figure 2.30 - Atténuation du phénomène de chattering à l'aide de fonction plus lisses pour le problème (2.49)

On constate sur les tracés de la Figure 2.30 que plus la discontinuité entre les deux extremums est progressive plus le phénomène indésirable est atténué.

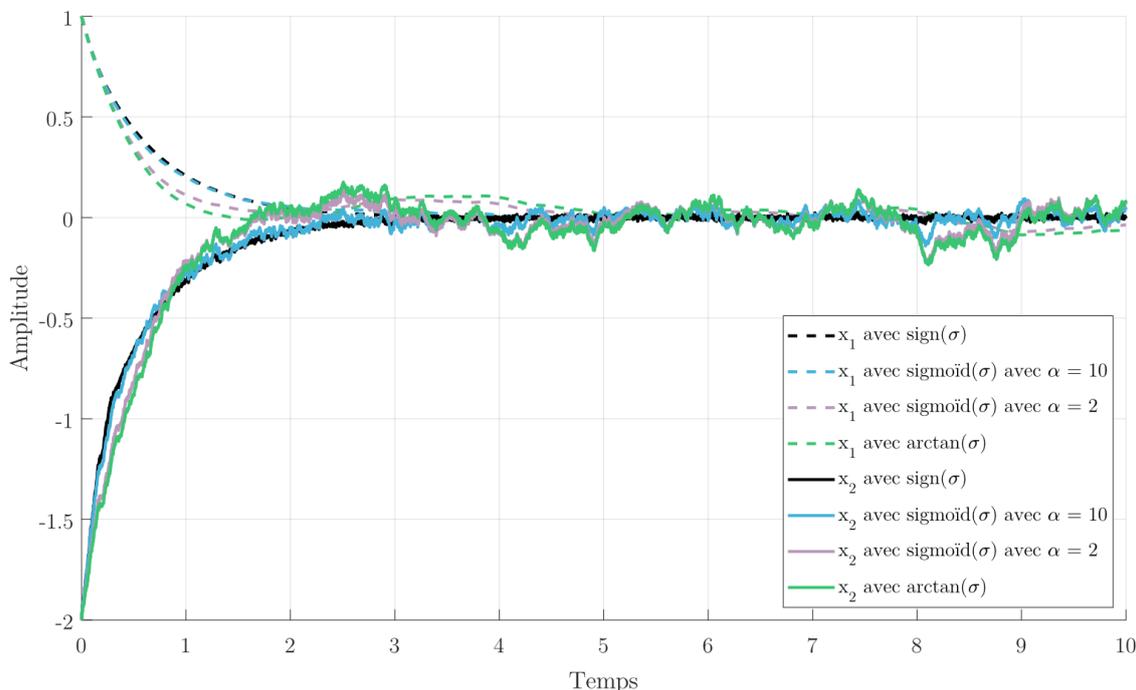


Figure 2.31 - Impact de l'atténuation du phénomène de chattering sur les performances du contrôleur à mode glissant

En réduisant ce phénomène de « chattering » il peut également y avoir un impact néfaste sur les performances du contrôleur comme illustré par la Figure 2.31.

C'est alors un compromis à effectuer sur le choix de la fonction non-linéaire afin de maximiser la longévité des actionneurs ou des performances. De plus là où une fonction *sign()* garantie une robustesse maximale du contrôleur, une fonction de commutation moins raide peut rendre le contrôleur plus sensible aux incertitudes  
5 du modèles et aux effets des perturbations extérieures.

## 2.5 Contrôle par filtre modal spatial

Dans cette section il est question de définir le concept de filtre modal spatial ainsi que les aspects qu'il représente dans le contrôle de vibration de structures par éléments piézoélectriques. Les propriétés de robustesses que ce type de filtre apporte  
10 seront également discuter afin de comprendre l'intérêt qu'il représente pour ces travaux de thèse.

Dans les systèmes de contrôle exploitant des réseaux de transducteurs piézoélectriques, le concept de filtre modal spatial est une notion importante à maitriser. Ce concept à l'instar d'un filtre de Kalman, permet de filtrer un ou  
15 plusieurs modes d'un système de manière physique. Par physique il est entendu ici, par un placement optimisé ou par la forme des capteurs utilisés, afin de limiter l'ordre du modèle étudié [95–97]. Ce type de filtre a été introduit en premier lieu comme substitut aux observateurs d'état afin de réduire les effets de « spillover » dans le contrôle modal [98–101].

### 20 2.5.1.1 Filtre modal spatial continu

Ils peuvent être réalisés en concevant un transducteur piézoélectrique type PVDF défini comme un capteur modal, ce qui est envisageable pour les structures unidimensionnelles. Les formes théoriques pour le cas d'une poutres sujette à différentes conditions aux limites sont présentées dans la Figure 2.32. Cependant,  
25 la limite de ce type de solution réside dans son processus de fabrication. Les formes finales sont souvent complexes et difficiles à réaliser. Et pour des applications plus industrielles, les structures ont souvent plus d'une dimension.

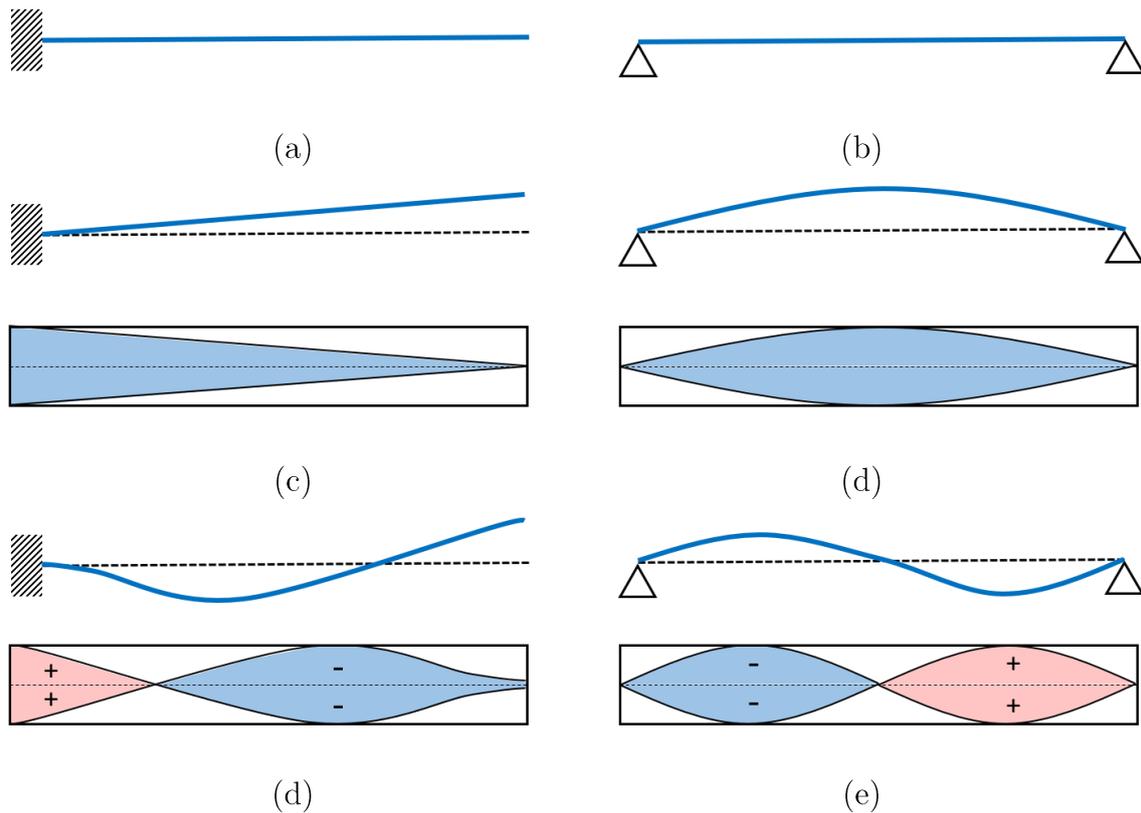


Figure 2.32 - Cas d'une poutre encastree-libre (a, c, d) et d'une poutre appuyee-appuyee (b, d, e) ainsi que les déformées modales et l'allure des électrodes associées pour les deux premiers modes de vibrations

5

### 2.5.1.2 Filtre modal spatial discret

Ces filtres peuvent également être réalisés en utilisant un réseau de capteurs. Pour cela, comme dans le cas de cette étude, un système de transducteurs piézoélectriques PZT peut être utilisé. C'est ce qui est proposé par Meirovitch et

10 Baruh [102] en 1985 et appliqué par Tanaka et Kikushima [96,97] en 1999 au contrôle actif des vibrations. Cette méthodologie consiste à optimiser le positionnement des capteurs (ou des actionneurs suivant l'objectif recherché) afin de ne percevoir qu'une partie de la dynamique globale de la structure étudiée. La

15 Figure 2.33.a illustre la répartition des capteurs sur une plaque en acier encastree sur son périmètre pour le mode (1,3). Des coefficients attachés à chacun des points (-1) et (1) sont à considérés, pour des transducteurs piézoélectriques, comme une inversion dans leur câblage. Afin d'éclairer ces derniers propos, la Figure 2.33.b illustre le câblage obtenu pour le filtre modal spatial du mode (1,3).

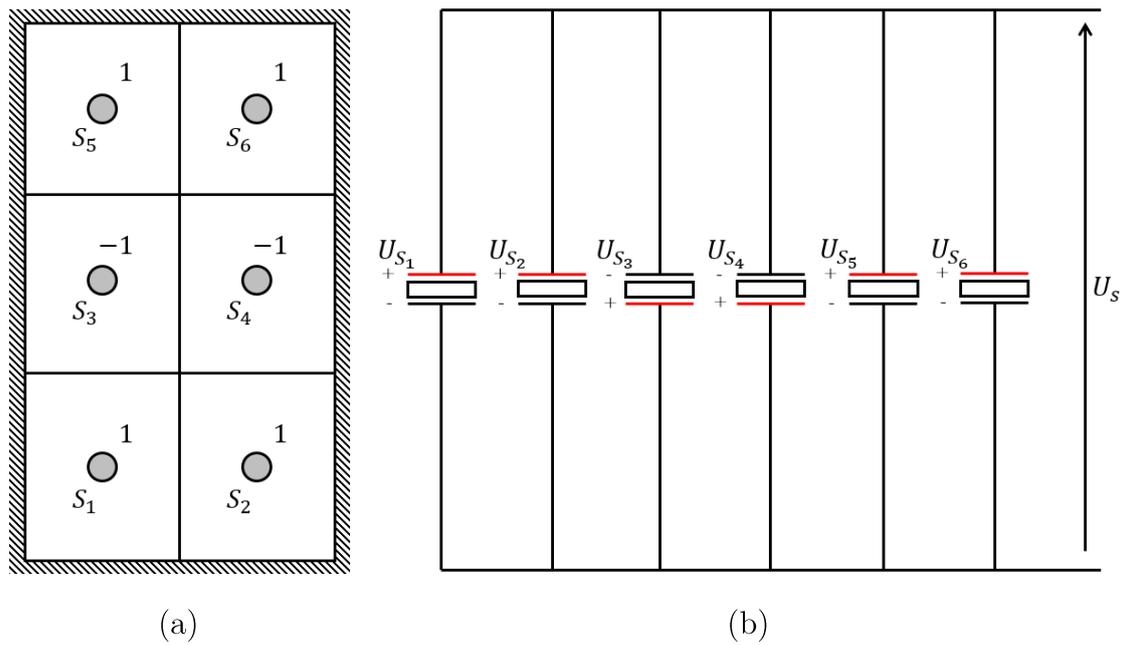


Figure 2.33 - Répartition des différents points de mesure (a) et leurs câblage(b)

En observant la Figure 2.34 on comprend assez facilement le fonctionnement du filtre modal spatial discret, ainsi que l'intérêt d'une telle répartition des points de mesures. Que ce soit pour le mode (1,2) ou le mode (2,1) ou encore (2,3) la manière dont les coefficients sont appliqués (et dont le câblage découle) permet de minimiser la contribution des modes voisins. Si l'on prend le cas du mode (1,2) en Figure 2.34.a, les transducteurs 1 et 2 généreront des tensions de même amplitude et déphasée de  $\pi$ , de celles générée par les 5 et 6, et enfin les 3 et 4 sont sur une ligne nodale et donc n'en généreront pas ou peu.

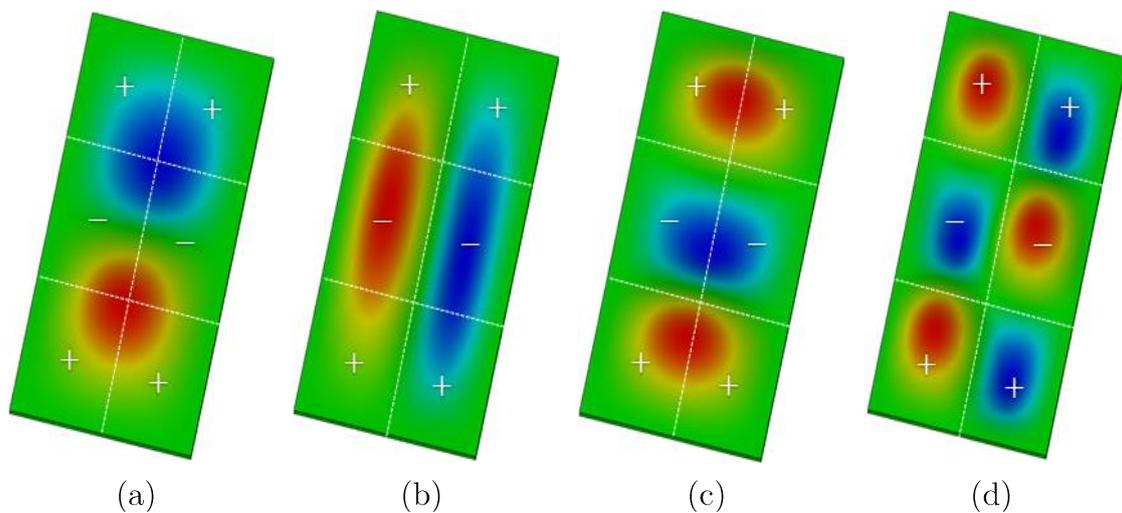


Figure 2.34 - Allure des déformées des modes (1,2) (a), (2,1) (b), (1,3) (c) et (2,3) (d)

A noter que ces coefficients sont ici (-1) ou (1), ils ont été davantage étudiés par la suite, dans les travaux de Preumont [86], permettant ainsi d'optimiser l'effet filtrant de ce type de filtre.

## 2.6 Conclusion

5 Ce chapitre a permis de faire une vue d'ensemble des deux thématiques principales de ces travaux de thèse : le contrôle actif des vibrations et les ensembles montés. Dans la première partie, il y est constaté qu'il existe de nombreuses lois de commandes permettant d'apporter de la robustesse au contrôle, telles que les contrôleurs à surface de glissement. Dans la seconde on constate que la dynamique  
10 des ensembles montés n'est pas réellement abordée d'un point de vue modélisation dans la bibliographie et est la plupart du temps développée en privé chez les constructeurs. Seul le pneumatique possède des modèles, mais ceux-ci présentent actuellement des limitations pour représenter les complexités du comportement de l'ensemble monté en roulage. Des progrès restent donc possibles dans la  
15 compréhension de la dynamique de ces ensembles et il n'existe pas de solution pour la contrôler au-delà des 150 Hz. C'est ici que s'insère ce travail de recherche.

# CHAPITRE 3

---

## Dispositifs expérimentaux

3.1	Introduction.....	84
3.2	Banc statique.....	84
3.2.1	Description du banc d'essais.....	85
3.2.2	Protocole expérimental.....	87
3.2.3	Applications et avantages.....	87
3.3	Banc à vérin .....	87
3.3.1	Description du banc d'essais.....	88
3.3.2	Protocole expérimental.....	90
3.3.3	Applications et avantages.....	90
3.4	Banc simplifié .....	91
3.4.1	Description du banc d'essais.....	91
3.4.2	Protocole expérimental.....	96
3.4.3	Applications et avantages.....	96
3.5	Banc M500.....	97
3.5.1	Description du banc d'essais.....	97
3.5.1.1	Montage expérimental.....	98
3.5.1.2	Présentation de l'interface graphique.....	100
3.5.2	Protocole expérimental.....	101
3.5.3	Applications et avantages.....	101
3.6	Conclusion .....	102

## 3 Dispositifs expérimentaux

« *La théorie, c'est quand on sait tout et que rien ne fonctionne. La pratique, c'est quand tout fonctionne et que personne ne sait pourquoi. Ici, nous avons réuni théorie et pratique : Rien ne fonctionne... et personne ne sait pourquoi !* »

5 *Albert Einstein, durant sa vie 1879 – 1955*

Ces travaux de thèse sont fortement appliqués et impliquent l'utilisation de plusieurs bancs d'essais. Cette section détaille quatre bancs d'essais distincts qui ont permis d'obtenir les résultats présentés dans les chapitres suivants.

### 3.1 Introduction

10 Chacune des sous-parties vise à décrire un banc d'essais dans son ensemble ainsi que l'intérêt qu'il représente dans ce travail de recherche. Les descriptions établies ici sont ordonnées de manière chronologique. Elles débutent par celle du banc que l'on nommera "banc statique", un système sur lequel on peut monter un ensemble à l'échelle 1:1 d'une roue de voiture encastrée par son centre sur un massif en acier.

15 C'est également le cas sur le second, le "banc à vérin", celui-ci permet en plus d'effectuer un chargement de l'ensemble étudié par sa base. Ensuite, la présentation d'un "banc simplifié" est effectuée, un modèle réduit et plus académique d'un ensemble monté qui a la possibilité d'être entraîné en rotation. Enfin, cette section se termine par le "banc M500", un dispositif permettant d'exposer un ensemble

20 monté à des conditions réalistes d'utilisation.

### 3.2 Banc statique

Le premier banc d'essais utilisé lors de la thèse permet l'étude de la dynamique d'un ensemble monté à l'échelle 1:1. Il est qualifié de statique au sens des conditions aux limites qu'il applique à l'élément étudié. En effet, une roue est verrouillée sur

25 le moyeu du véhicule qu'elle équipe par 3 à 6 vis. Sur ce banc d'essais, la roue est fixée de la même manière. La seule différence est que le moyeu sur lequel l'ensemble monté est fixé, est solidaire d'un bâti en acier et ne permet pas la rotation de celui-ci suivant son axe de révolution.

### 3.2.1 Description du banc d'essais



Figure 3.1 - Banc d'essais statique équipé d'un ensemble monté

Le banc d'essais illustré dans la Figure 3.1 est schématisé dans la Figure 3.2. Il est constitué d'un bâti sismique en acier de 1000 kg, représenté en jaune vif, reposant sur quatre plots en élastomère. Cette configuration peut être assimilée à un système à un degré de liberté, avec une première fréquence de résonance, la plus énergétique, se situant à 9 Hz. Sur ce bâti repose un pilier, en orange sur le schéma, permettant la mise en position d'un ensemble monté et sa fixation par cinq points d'ancrage, similaire à celle d'une voiture. L'ensemble monté est excité par un pot vibrant TiraVib TV51110, relié à son amplificateur de puissance associé, capable d'appliquer une force maximale de 100 N. Ce pot est suspendu à une arche en profilé aluminium par deux anneaux en élastomère.

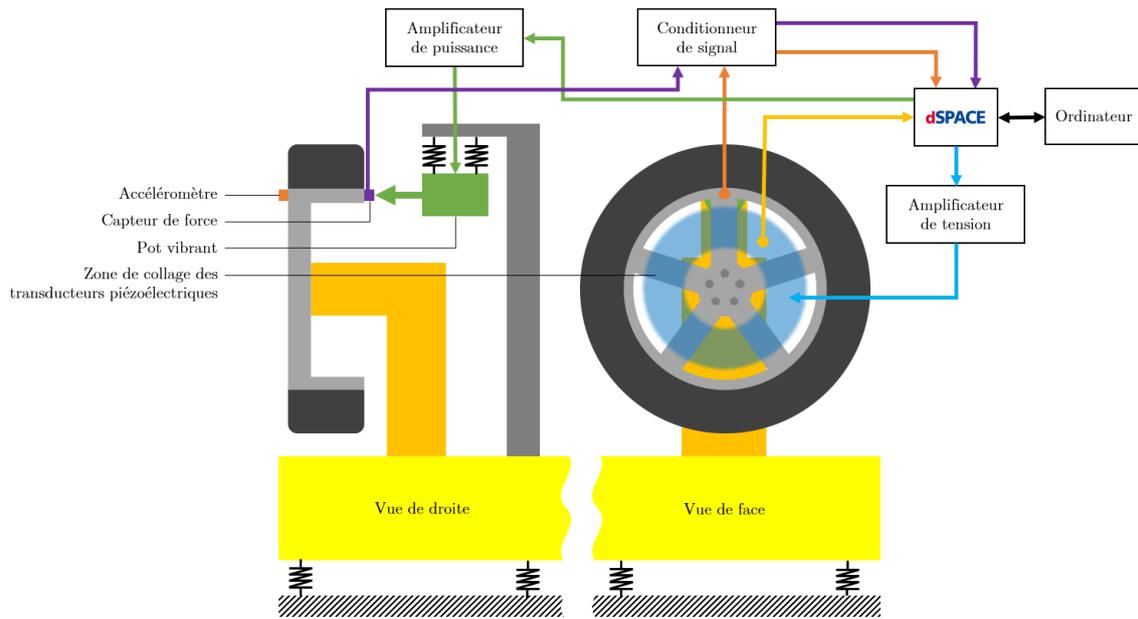


Figure 3.2 - Schéma de principe du banc d'essai statique

Lorsque l'ensemble monté à étudier est en place sur la structure, deux capteurs sont ajoutés sur sa jante. Un capteur de force Brüel & Kjær de référence 8230-001 et de sensibilité  $4.12 \text{ pC.N}^{-1}$  est positionné à l'interface entre la tige du pot vibrant et la zone de jonction entre la jante et le pneumatique. Un accéléromètre Brüel & Kjær de référence 4371 et de sensibilité  $9.87 \text{ pC.g}^{-1}$  est placé de manière colocalisée au capteur de force. Les deux mesures sont transmises par le biais d'un conditionneur de signal Brüel & Kjær de référence 2692 à une carte d'acquisition Dspace RTI 1202 avec une fréquence d'échantillonnage maximale de 40 kHz, pour les essais réalisés la fréquence d'échantillonnage choisie est de 10 kHz.

Un troisième point ou groupe de points de mesure peut également être considéré, celui du ou des transducteurs piézoélectriques collés sur la jante. Pour ces capteurs, aucun conditionneur de signal n'est utilisé en raison des tensions trop importantes que les PZT génèrent.

La carte de communication RTI permet également de transmettre les signaux de commande à l'amplificateur de puissance du pot vibrant et à l'amplificateur de tension des transducteurs piézoélectriques utilisés comme actionneurs. Enfin, l'ensemble des signaux d'actionnement ou de mesure est transmis à un ordinateur par le biais d'un câble Ethernet et est exploité par le logiciel Control Desk.

### 3.2.2 Protocole expérimental

Pour garantir une fiabilité maximale des données extraites lors de l'utilisation d'un dispositif expérimental, il est nécessaire d'établir un protocole d'utilisation. Pour ce banc d'essais, il se déroule selon les étapes détaillées en Annexe A.

### 5 3.2.3 Applications et avantages

Comme présenté dans la section précédente, ce banc d'essais permet trois types de mesures. La première vise à collecter des données nécessaires à la réalisation d'un modèle numérique permettant de concevoir les lois de contrôle. La seconde permet de tester les lois de contrôle qui ont été étudiées numériquement sur la structure  
10 réelle. Enfin, la troisième permet l'analyse des déformations dynamiques des ensembles montés étudiés à l'aide d'un vibromètre laser.

En ce qui concerne les avantages de ce banc, tout d'abord, il permet d'analyser la dynamique de divers ensembles montés aux profils et dimensions de jantes variés. Il ne permet ni la mise en rotation de l'ensemble ni le chargement de ce dernier. La  
15 dynamique de ces assemblages étant déjà très complexe, il représente dans le cadre de cette étude une première approche nécessaire pour étudier leurs comportements. Il a notamment permis de définir les modes à cibler, et en fonction de ceux-ci, d'optimiser la position des transducteurs piézoélectriques. De plus, sa présence sur le site du LaMCoS a permis de l'utiliser tout au long de la thèse sans contrainte.

## 20 3.3 Banc à vérin

Ce banc à vérin, contrairement au précédent qui est installé dans une salle expérimentale du LaMCoS à Villeurbanne, se trouve à Ladoux dans une zone dédiée aux essais à la MFPM. Tout comme le banc statique, celui-ci permet de recueillir les données nécessaires à la conception des lois de contrôle à tester sur la structure  
25 réelle. Cependant, il présente trois différences significatives. Tout d'abord, il permet de mesurer l'impact du contrôle sur les efforts dans le moyeu. Ensuite, il permet d'appliquer un chargement par la base sur l'ensemble monté. Enfin, une troisième différence notable réside dans le fait que l'excitation peut ici être appliquée par l'intermédiaire d'un plateau roulant et rugueux.

## 3.3.1 Description du banc d'essais

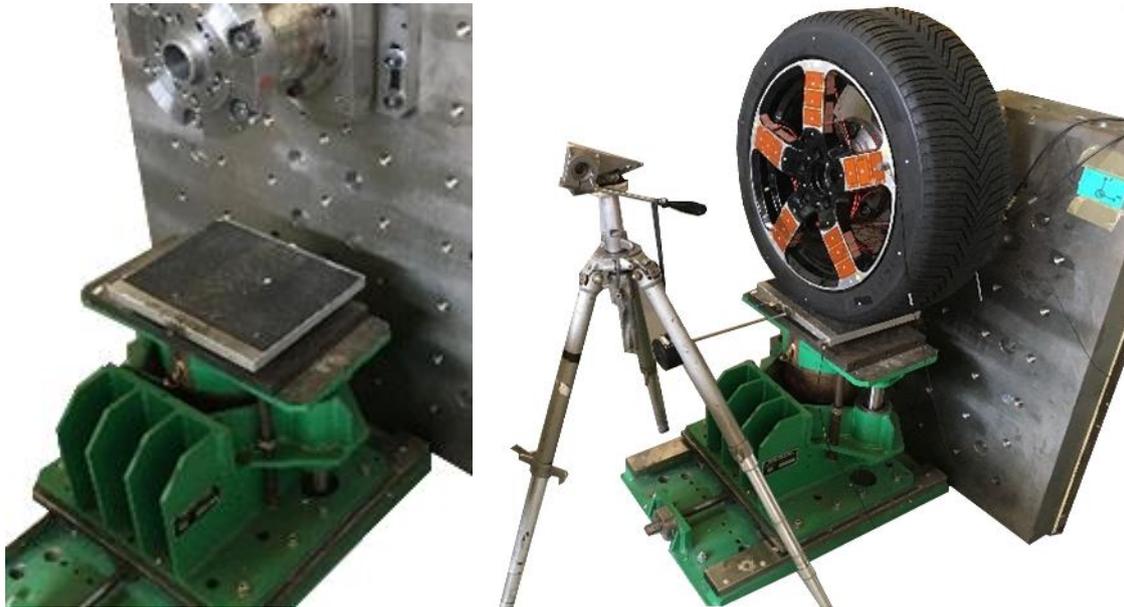


Figure 3.3 - Banc d'essais à vérin (en vert) et son plateau à roulette rugueux (posé dessus)

Le banc d'essais à vérin est illustré dans la Figure 3.3 et schématisé dans la Figure 3.5. Il se compose d'un massif et d'un bras en acier présentant le même centrage court et appui plan que celui d'un moyeu de véhicule. Ce dernier élément  
5 permet la mise en position d'un ensemble monté et sa fixation par cinq points d'ancrage, similaire à celle d'une voiture.

Une des premières particularités du banc est qu'il est équipé d'un vérin pneumatique, représenté en vert sur les deux figures, permettant de régler et  
10 d'appliquer une charge statique à la base de l'ensemble monté. Ce chargement, bien que la structure étudiée ne puisse pas tourner, permet de se rapprocher davantage des conditions aux limites auxquelles est exposée une roue de voiture.

Pour ce qui est de l'excitation de la roue, similairement au banc précédent, elle est réalisée par un pot vibrant Brüel & Kjær de référence 4810 relié à son  
15 amplificateur de puissance associé, permettant d'appliquer une force maximale de 10 N. Ce pot est suspendu à un trépied par un anneau en élastomère. Cependant, les conditions d'excitation sont quelque peu différentes. Comme illustré dans la Figure 3.4, une plaque en aluminium épaisse de 20 mm montée sur roulettes, avec une surface supérieure similaire à celle d'une route en termes de rugosité, est placée

à l'interface entre le vérin et le pneumatique. C'est via cette plaque intermédiaire que l'ensemble monté est excité, permettant d'obtenir des conditions d'excitation plus fidèles à celles rencontrées lors du déplacement d'un véhicule.



5 *Figure 3.4 - Zoom sur la plaque intermédiaire rugueuse du banc à vérin*

Lorsque l'ensemble monté à étudier est en place sur le banc à vérin, trois capteurs sont ajoutés. Un capteur de force Brüel & Kjær de référence 8230-001 est positionné à l'interface entre la tige du pot vibrant et la zone de jonction entre la jante et le pneumatique. Un accéléromètre Brüel & Kjær de référence 4371 est placé à côté du précédent capteur sur le plateau. Enfin, un deuxième capteur accélérométrique identique est installé sur le pourtour de la jante, à l'interface entre la jante et le pneumatique. Les mesures de ces capteurs sont transmises à une carte d'acquisition Dspace RTI 1202 via un conditionneur de signal Brüel & Kjær de référence 2692.

15 Comme pour le banc statique, un quatrième point ou groupe de points de mesure peut également être considéré, celui du ou des transducteurs piézoélectriques collés sur la jante. La carte reçoit également les efforts  $F_y$  transmis suivant l'axe de révolution de la jante, mesurés dans le moyeu à l'aide de jauges de déformation.

20 La carte de communication RTI permet de transmettre les signaux de commande à l'amplificateur de puissance du pot vibrant et à l'amplificateur de tension des transducteurs piézoélectriques utilisés comme actionneurs. Enfin, par le biais d'un câble Ethernet, l'ensemble des signaux d'actionnement ou de mesure sont transmis à un ordinateur et sont exploités par le logiciel Control Desk.

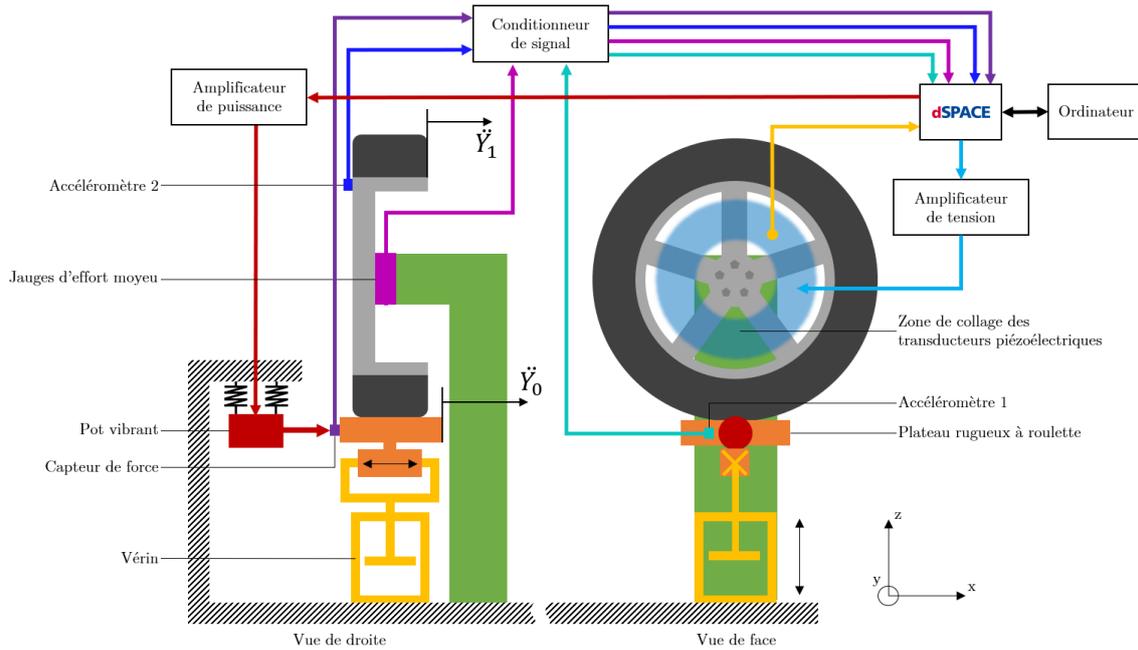


Figure 3.5 - Schéma de principe du banc d'essai à vérin

### 3.3.2 Protocole expérimental

Comme pour le banc statique, un protocole expérimental est mis en place pour  
5 utiliser ce banc d'essais. Celui-ci se déroule selon les étapes détaillées en Annexe B.

### 3.3.3 Applications et avantages

Le banc à vérin offre les mêmes types d'applications que le banc présenté au  
laboratoire. Il permet soit d'obtenir des données nécessaires à la réalisation d'un  
modèle numérique permettant de concevoir les lois de contrôle, soit de tester les  
10 lois de contrôle ayant été étudiées numériquement. De plus, il pourrait également  
permettre d'étudier l'impact de la modification des conditions aux limites,  
notamment celui du chargement, sur les déformations dynamiques. Cependant,  
comme précisé, ce banc se situe sur le site de la MFPM qui ne dispose pas de  
vibromètre laser.

15 Concernant les avantages qu'il présente de plus que le banc précédent, il possède  
un set de jauges de déformations permettant de mesurer l'impact du contrôle sur  
les efforts transmis dans le moyeu. Les différences qu'il a en termes de conditions  
aux limites sont également importantes, à savoir le chargement par la base  
applicable par le vérin pneumatique et l'application de la perturbation par le biais

d'une plaque intermédiaire rugueuse. Une même structure exposée à deux groupes de conditions aux limites différents aura une réponse dynamique qui le sera aussi. Ce banc permet donc à la fois d'exposer le système de contrôle à des conditions plus réalistes, mais également de tester la robustesse de ceux conçus sur le banc statique.

### 3.4 Banc simplifié

Ce troisième dispositif expérimental permet l'étude de l'impact du comportement évolutif des ensembles montés sur les lois de contrôle conçues. Il est qualifié de « simplifié » dans le sens où sa structure, bien que basique (structure 2D), présente les mêmes types de modes de vibration qu'un ensemble monté.

#### 3.4.1 Description du banc d'essais

Avant de présenter l'ensemble des éléments qui composent ce banc d'essais ainsi que sa chaîne de mesure et d'excitation, il est important de présenter son élément central, à savoir la version simplifiée d'un ensemble monté. Cet élément est un disque en acier de diamètre 360 mm et d'épaisseur 2 mm, rayonné de 8 brins, comme détaillé dans la Figure 3.6. À l'extrémité de chaque rayon, le disque est pris en compression entre un ensemble vis, aimant, rondelle, écrou borgne, comme illustré dans le détail de la Figure 3.6.b.

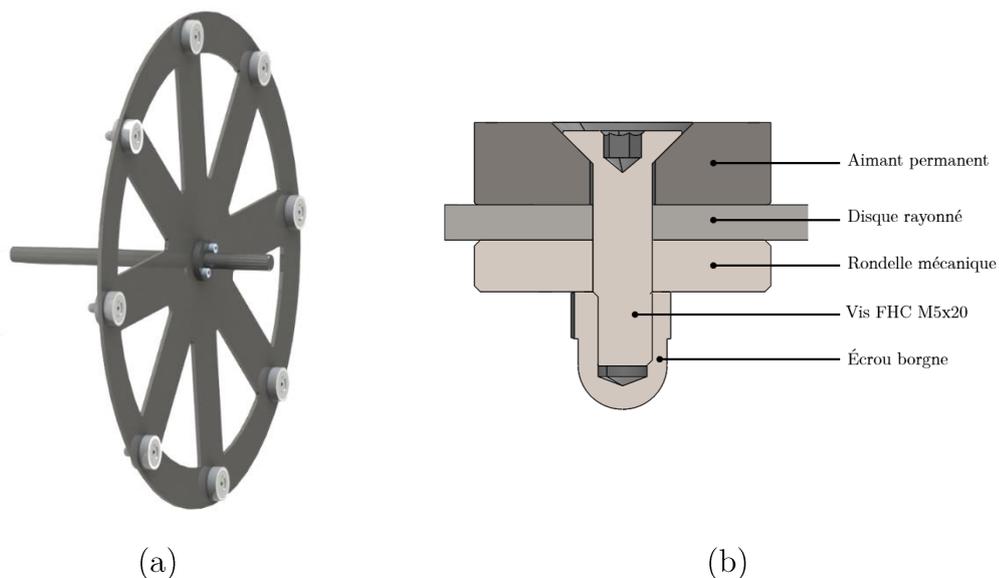


Figure 3.6 - Modèle simplifié d'un ensemble monté (a) et sous ensemble mécanique (b)

Cette structure 2D est conçue de manière à pouvoir présenter les mêmes modes de vibration que ceux liés à la partie rayonnée d'un ensemble monté, à savoir le mode d'ovalisation, de tangage et de pompage. Une simulation par méthode des éléments finis réalisée sous ComSol présente dans la Figure 3.7 les déformées modales de ces 3 modes de vibrations. Étant donné que la structure simplifiée n'a pas de cavité, le mode acoustique qui lui est associé n'est cependant pas présent.

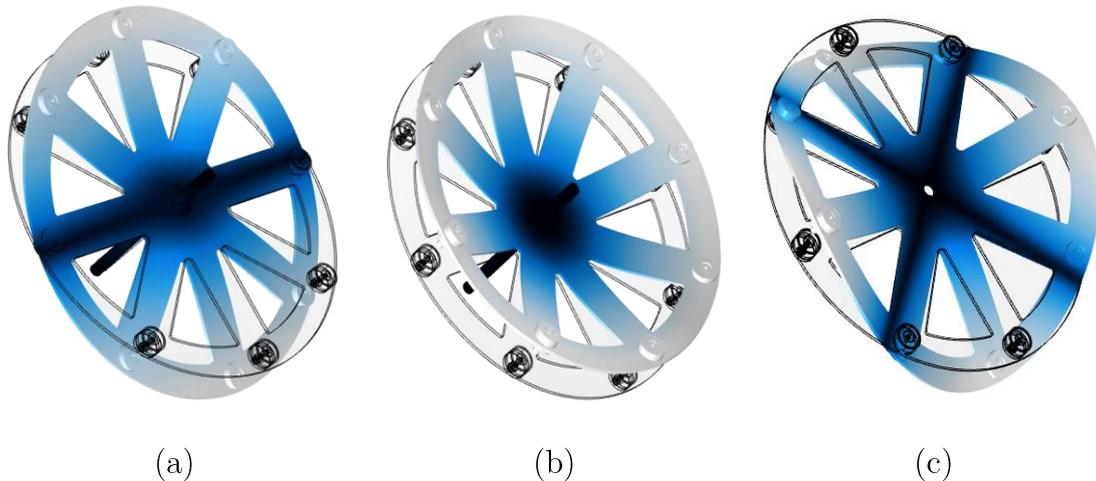


Figure 3.7 – Déformées dynamiques des modes de tangage à 37 Hz (a) de pompage à 54 Hz (b) et d'ovalisation à 97 Hz (c) obtenus par une étude éléments finis de la dynamique du disque rayonné

Un constat qui sera plus amplement présenté dans le cadre du Chapitre 4 est que la dynamique des ensembles montés est évolutive. Cette évolution se manifeste sous plusieurs aspects, que ce soit par la modification des fréquences de leurs modes de vibration mais également par leurs niveaux de réponse. Ce banc d'essais a pour vocation d'aider à la mise au point et au réglage des contrôleurs robustes utilisés dans le Chapitre 5. Il est également utilisé comme dispositif de test de robustesse des lois de contrôle afin d'envisager la poursuite ou non de leur utilisation pour la solution de contrôle finale.

Le banc simplifié est illustré dans la Figure 3.8. Il est disposé sur un plateau perforé de trous taraudés M6 permettant de solidariser le banc d'essais. Ce bloc repose sur 4 piliers Newport SL-1200 à coussins d'air à pression réglable faisant office d'ensemble ressorts-amortisseurs. Ils permettent d'isoler l'ensemble des vibrations émanant du sol sur une bande de fréquence [10 ; 50] Hz.

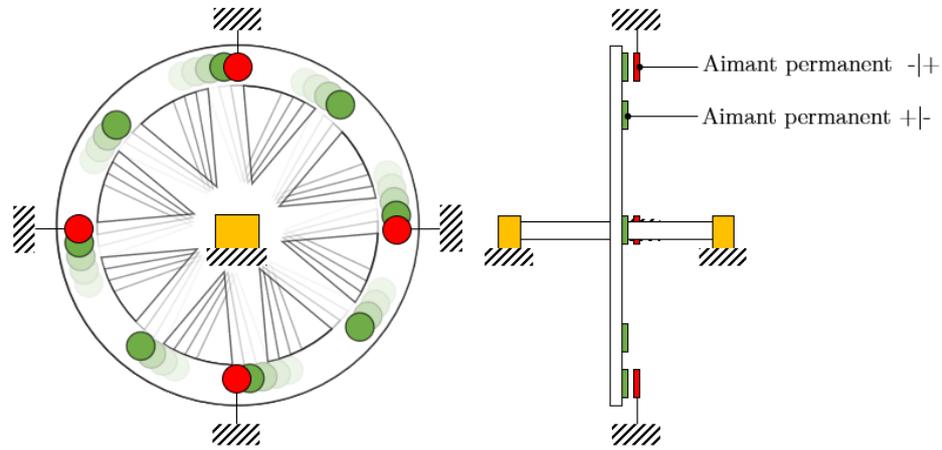
Le banc est composé d'un châssis en profilé aluminium sur lequel repose un arbre en acier surmonté du disque précédemment présenté. Les efforts imposés par la masse du disque et de l'arbre sont repris de part et d'autre de ce dernier par deux roulements à billes. La mise en rotation de l'ensemble est permise par un  
5 moteur Maxon de référence RE400 équipé d'un codeur HEDL 9140 et est transmise à l'arbre par le biais d'un accouplement élastique à ressort. Ce moteur est piloté en courant à l'aide d'une carte de commande Escon 70/10.



*Figure 3.8 - Banc d'essais simplifié*

10 Pour la partie excitation, elle peut être apportée soit par un pot vibrant TiraVib TV51110 relié à son amplificateur de puissance associé, permettant d'appliquer une force maximale de 100 N. Ce pot est suspendu à une arche en profilé aluminium par deux anneaux en élastomère. Soit par une excitation à polarité alternée, consistant à impacter la structure sans contact mécanique. Les 8 sous-ensembles  
15 détaillés dans la Figure 3.6.b sont disposés sur le pourtour du disque. Sur le châssis du banc d'essais, des aimants permanents sont répartis tous les 90°. Ainsi, tous les 1/8 de tour, le disque est impacté par un effort ponctuel en 1, 2, ou 4 points par

l'attraction générée entre les deux aimants permanents, comme présenté dans la Figure 3.9. Cette excitation périodique mais non sinusoïdale est superposée à l'excitation liée à la rotation elle-même.



5 *Figure 3.9 - Principe d'excitation du disque par la rotation et les aimants permanents*

Lorsque l'excitation est apportée par le pot vibrant, le moteur est alors désaccouplé de l'axe de rotation et deux capteurs sont ajoutés sur le disque. Un capteur de force Brüel & Kjær de référence 8230-001 et de sensibilité  $4.12 \text{ pC.N}^{-1}$  est placé à l'interface entre la tige du pot vibrant et la surface de la structure rayonnée. Un capteur accélérométrique est placé de manière colocalisée au capteur de force. Les deux mesures sont transmises par le biais d'un conditionneur de signal Brüel & Kjær de référence 2692 à une carte d'acquisition Dspace RTI 1202. Un troisième point ou groupe de points de mesure peut également être considéré, celui du ou des transducteurs piézoélectriques collés sur la jante. La carte de communication RTI permet également de transmettre les signaux de commande à l'amplificateur de puissance du pot vibrant et à l'amplificateur de tension des transducteurs piézoélectriques utilisés comme actionneur. Enfin, l'ensemble des signaux d'actionnement ou de mesure est transmis à un ordinateur par le biais d'un câble Ethernet et est exploité par le logiciel Control Desk.

20 Lorsque la perturbation est apportée par la rotation, la carte de pilotage du moteur communique également avec la carte RTI 1202. Trois des sorties de cette dernières permettent alors de : lancer la rotation, choisir le sens, choisir une vitesse

$\omega \in [50; 1500]$  tr.min<sup>-1</sup>. Une des entrées est également utilisée pour récupérer la valeur de la vitesse instantanée mesurée par le codeur. Un collecteur tournant Moflon de référence GHS1256-P0610-S18 est utilisé afin de pouvoir transmettre les tensions émises et mesurées par les transducteurs piézoélectriques. Il permet

5 d'interagir avec au maximum 12 transducteurs piézoélectriques.

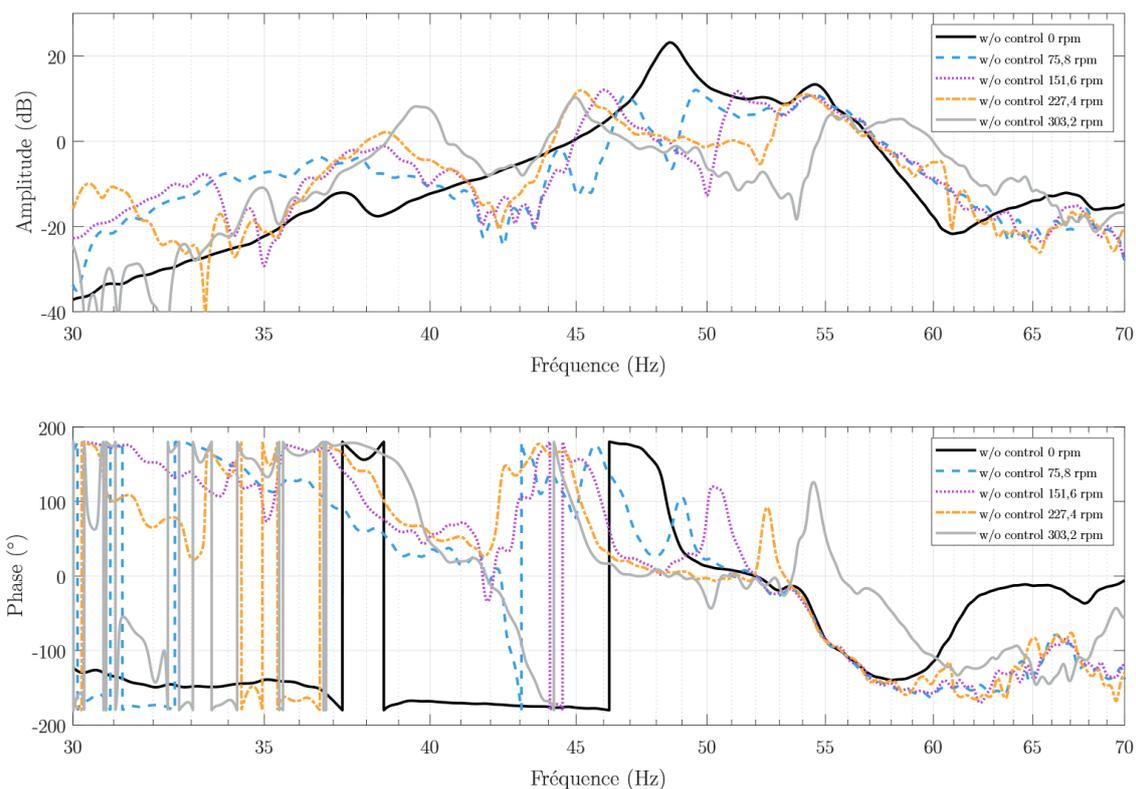


Figure 3.10 – Évolution du comportement dynamique du disque du banc simplifié

Le disque rayonné de ce banc d'essais est certes une version simplifiée d'un ensemble monté, mais il doit également présenter une variation significative de sa

10 dynamique lorsqu'il entre en rotation. En effet suite à différentes études réalisées sur les ensembles montés, il s'est avéré que leurs dynamiques étaient évolutives et ces variations étaient en partie liée à l'effet centrifuge. Sans l'excitation magnétique, l'évolution de la dynamique du disque est présentée dans la Figure 3.10. La fonction de réponse en fréquence est obtenue entre deux transducteurs piézoélectriques

15 colocalisés sur un des rayons. Les différentes courbes sont tracées pour des vitesses allant de 0 à 303.2 tr/min avec un pas de 75.8 tr/min correspondant à une variation de 5 km/h en pourtour de disque.

On établit plusieurs constats : la réponse des différents modes est déjà fortement amortie. Cela peut s'expliquer par le fait que la partie extérieure du disque, est composée de plusieurs petites pièces disposées en assemblages boulonnés. Également, plus la vitesse de rotation est importante, plus le mode de tangage  
5 initialement présent à 37 Hz évolue jusqu'à atteindre les 40 Hz. De plus, son amplitude de réponse passe de -13 dB à 8 dB V/V. Pour le mode de pompage, au contraire, il semble plus amorti de 12 dB V/V et va plutôt descendre directement de 48,5 Hz à 45 Hz.

Ces constats permettent de valider l'objectif initialement visé qui était de  
10 concevoir un banc d'essais avec une structure plus académique, permettant ainsi de réaliser des essais en rotation au LaMCoS sur une structure présentant les mêmes modes d'ovalisation, de tangage et de pompage qu'un ensemble monté, et également une dynamique sensible à la vitesse de rotation.

### 3.4.2 Protocole expérimental

15 Le protocole expérimental détaillant les différentes manières dont le banc d'essais a été utilisé est présenté en Annexe C.

### 3.4.3 Applications et avantages

Ce banc simplifié présente de nombreux points communs avec le banc statique en termes d'utilisation et de fonctionnalités proposées. Il permet notamment de  
20 réaliser toutes les mesures nécessaires pour établir un modèle numérique en vue de concevoir et de tester des lois de contrôle. Par la suite, il permet également de tester ces mêmes lois de contrôle de manière expérimentale. Sa structure 2D facilite également l'étude de ses déformations dynamiques à l'aide d'un vibromètre laser.

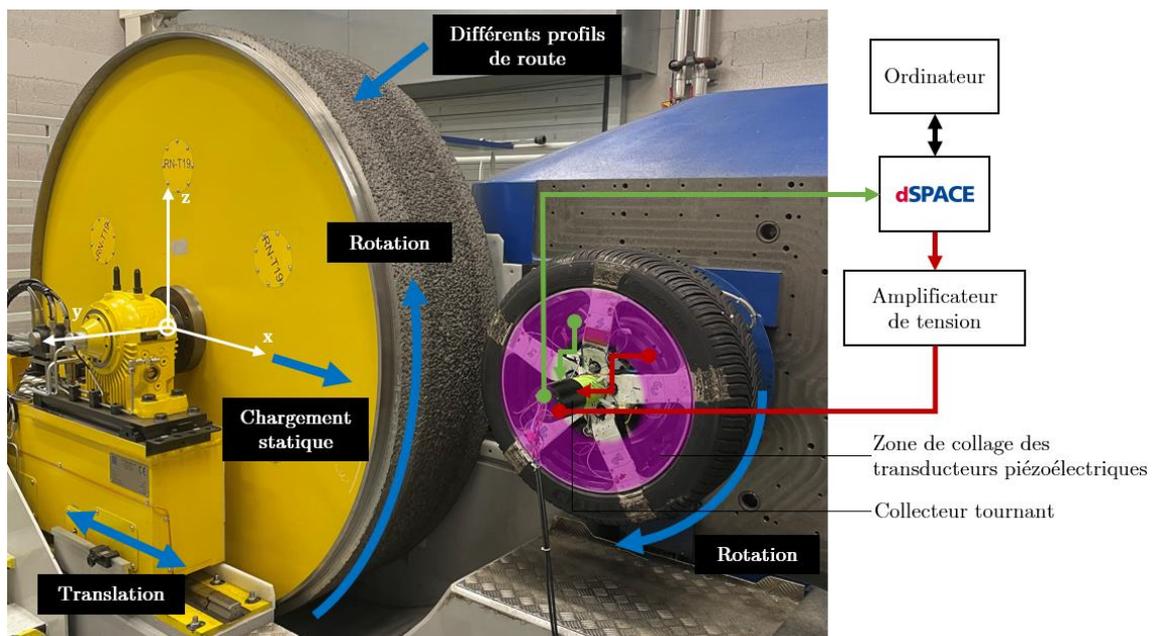
Ce banc traduit une approche plus académique, en raison de la simplicité de son  
25 disque. Il a permis d'aborder les contrôleurs robustes qui seront détaillés par la suite, ainsi que de tester leur robustesse face à l'évolution du comportement dynamique du disque sous l'effet de la rotation.

### 3.5 Banc M500

La machine M500, quatrième et dernier banc d'essais, est un dispositif expérimental appartenant à la MFPM, localisé dans un bâtiment dédié sur le site de Ladoux. Sa particularité réside dans sa capacité à réaliser des essais en conditions réalistes. Concrètement, cela signifie qu'elle expose les ensembles montés à la fois à une charge statique, similaire à celle du banc à vérin, tout en ajoutant une rotation de l'ensemble. De plus cette rotation est induite par un disque dont la surface est assimilable à celle d'une route, permettant ainsi d'exciter l'ensemble de manière dynamique et représentative. Également, la machine M500 permet de récupérer les données nécessaires à la conception des lois de contrôle à tester sur les assemblages roue-pneu. Il est à noter que, tout comme le banc à vérin, la machine M500 permet également de mesurer l'impact du contrôle sur les efforts dans le moyeu. Efforts qu'il s'agit de réduire dans le cadre de ces travaux de thèse.

#### 3.5.1 Description du banc d'essais

La machine M500 est détaillée ici en deux sous-sections. La première présente de manière globale sa conception et son installation qui permettent son utilisation. La seconde présente son interface graphique qui permet son pilotage et l'extraction des données d'essais.



20

Figure 3.11 - Banc d'essais M500 équipé d'un ensemble monté

### 3.5.1.1 Montage expérimental

La machine expérimentale M500, illustrée dans la Figure 3.11 est conçue par la société allemande ZF et peut être décomposée en deux parties. La première partie, représentée par les éléments jaunes sur la gauche des deux figures, se compose d'un volant de 3 mètres de diamètre et de 50 centimètres de large montée sur un axe en acier. Ce volant est soutenu par deux paliers hydrostatiques et est entraînée en rotation à l'aide d'un moteur hydraulique. Le bloc jaune peut également se déplacer latéralement grâce à deux glissières sur lesquelles reposent les paliers. Ce déplacement latéral permet notamment l'application d'une charge statique sur l'ensemble monté à tester, similaire au banc à vérin.



Figure 3.12 - Différents volants de la M500

À l'aide d'un pont roulant, le volant de 3 mètres peut être remplacée par une autre selon le type d'essais souhaité. Chacun des quatre volants disponibles possède une surface extérieure spécifique. Pour celui monté sur la structure et utilisée pour

l'ensemble des essais réalisés durant ce doctorat, la référence de ce volant "RN-T19" est visible sur sa face latérale, signifiant "Road Noise – Track 19". Ce rouleau est destiné aux essais liés au bruit de roulement, et sa surface extérieure a été usinée pour représenter une portion scannée en 3D de la piste d'essais n°19 du site de la MFPM de Ladoux. Les autres rouleaux utilisables sont illustrés dans la Figure 3.12. Ils permettent de réaliser des essais sur un profil plus rugueux, celui de la piste n°1, sur une surface totalement lisse pour des mesures à haute vitesse, 100 km.h<sup>-1</sup>, et très haute vitesse, 200 km.h<sup>-1</sup>, ainsi que sur un passage d'obstacle de type "barrettes".

La seconde partie de ce dispositif expérimental, représentée à droite dans la Figure 3.11, est celle où l'on fixe l'ensemble monté à étudier. Comme sur les deux premiers bancs d'essais, la même configuration de montage (centrage court et appui plan) que celle d'un moyeu de véhicule permet de positionner la roue et de la fixer par cinq points d'encrage. Sur la M500, la perturbation extérieure est directement causée par le contact entre le pneumatique et la chaussée, similaire aux conditions réalistes de roulage. Le moyeu de centrage est également équipé de jauges permettant de mesurer les six efforts transmis par cette liaison mécanique avec l'ensemble monté, à savoir  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ,  $M_x$ ,  $M_y$  et  $M_z$ . La conception de la machine et du moyeu de mesure permet des analyses pouvant monter jusque 500Hz, ce qui couvre l'espace fréquentiel nécessaire dans ces travaux. Ces grandeurs sont récupérées par la machine elle-même et ne peuvent pas être obtenues en temps réel par la carte d'acquisition Dspace RTI 1202, contrairement à ce qui était fait sur le banc à vérin. Ici, le banc d'essais et l'ensemble monté, liés au système de contrôle, sont traités comme deux éléments totalement distincts.

Concernant les signaux du système de contrôle, les transducteurs piézoélectriques utilisés comme actionneurs reçoivent une tension de commande émise par la carte de communication RTI et amplifiée par un amplificateur de tension. Cette carte permet également de récupérer les différents signaux perçus par les PZT utilisés comme capteurs. Les essais étant réalisés avec rotation de la roue, un collecteur tournant est utilisé, illustré dans la Figure 3.13. De la même

manière que pour les autres bancs, les données sont exploitées par le logiciel Control Desk et sont acheminées jusqu'à un ordinateur par voie Ethernet.

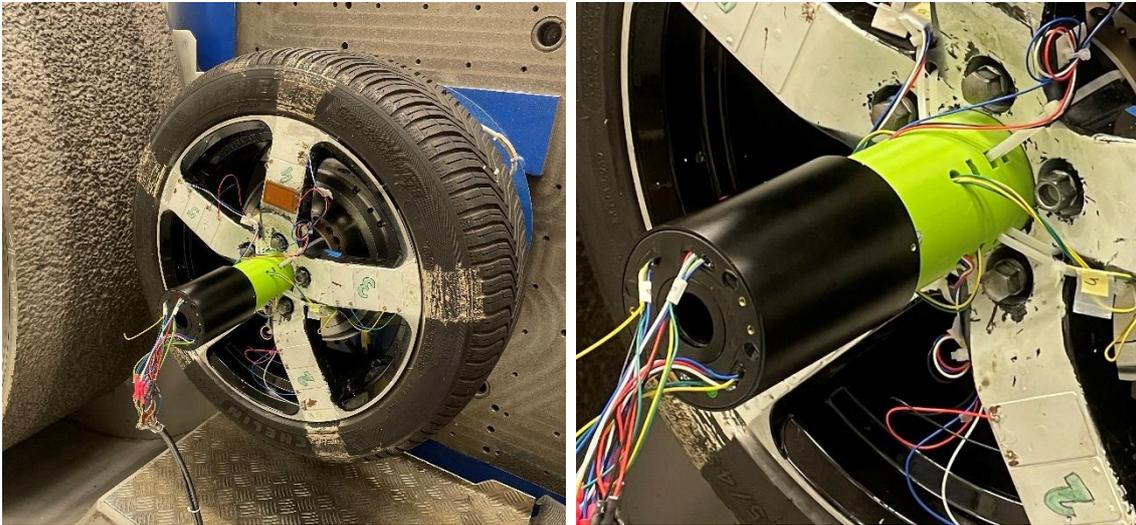


Figure 3.13 - Zoom sur le collecteur tournant du banc M500

### 5 3.5.1.2 Présentation de l'interface graphique

L'interface homme-machine utilisée pour piloter le banc M500 est illustrée par la Figure 3.14. Elle comporte trois zones principales

- Zone 1 : Cette zone est dédiée à la commande permettant la génération des processus d'essais et le référencement des différents éléments montés sur le banc d'essais. Cela inclut le numéro de la piste utilisée ou les dimensions de l'ensemble monté.
- Zone 2 : Il s'agit du pupitre de commande manuelle de la M500. Cette partie permet de commander l'ensemble des mouvements proposés par le banc d'essais, comme la mise en charge ou la mise en rotation.
- Zone 3 : Cette zone est destinée à la mise en sécurité et à la visualisation de l'intérieur de la cabine d'essais à travers 4 plans différents, assurant une surveillance efficace de l'environnement d'essai.
- Zone 4 : Il s'agit de la partie dédiée au post-traitement et à l'extraction des données d'essais vers le serveur, facilitant ainsi l'analyse ultérieure des résultats obtenus lors des essais réalisés sur le banc M500.

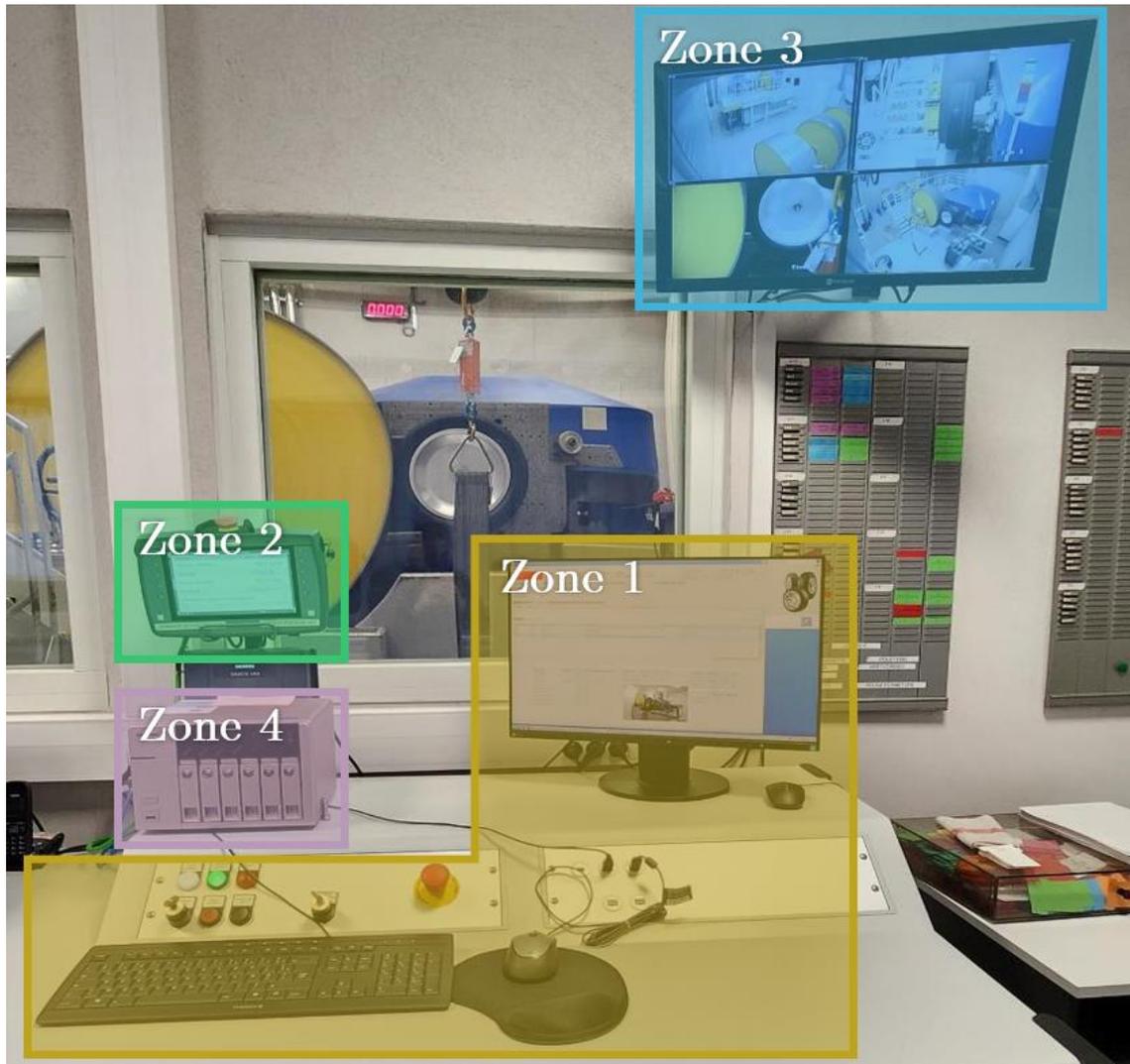


Figure 3.14 - Interface Homme Machine de contrôle du banc M500

### 3.5.2 Protocole expérimental

Comme pour tout dispositif expérimental, afin de garantir une fiabilité maximale  
5 des données extraites pendant son utilisation, il est nécessaire d'établir un protocole  
expérimental. Pour ce banc d'essais, celui-ci se déroule de la manière détaillée en  
Annexe D.

### 3.5.3 Applications et avantages

Le dispositif expérimental M500 regroupe l'ensemble des avantages des bancs  
10 d'essais utilisés jusqu'à présent. Fondamentalement, il permet de collecter des  
données essentielles pour élaborer des modèles numériques afin de concevoir des lois  
de contrôle et, par la suite, de les tester.

Les modifications des conditions aux limites apportées par ce banc d'essais contribuent à soumettre de manière contrôlée un ensemble monté à des conditions d'utilisation réelles. En effet, la M500 offre à la fois une charge statique similaire à celle qu'un véhicule applique sur un ensemble monté, un contact rugueux avec le pneumatique ressemblant à celui établi entre la gomme et la chaussée, ainsi qu'une rotation source importante d'incertitudes. Tous ces éléments combinés contribuent à exposer le système de contrôle proposé à une variabilité importante, mettant ainsi à l'épreuve sa robustesse.

### 3.6 Conclusion

Ce chapitre a permis de mettre en lumière les éléments clés de conception des différents dispositifs expérimentaux. Il souligne également l'intérêt de chaque banc d'essais dans cette thèse en présentant leur fonctionnement ainsi que leurs avantages et limites. La Table 2 ci-après offre un récapitulatif rapide des informations clés de chacun de ces bancs d'essais.

Nom		Banc statique	Banc à vérin	Banc simplifié	Banc M500
Localisation		LaMCoS	MFPM	LaMCoS	MFPM
Rotation		Non	Non	<b>Oui</b>	<b>Oui</b>
Chargement	Statique	Non	<b>Oui</b>	Non	<b>Oui</b>
	Dynamique	Non	Non	<b>Oui</b>	<b>Oui</b>
Excitation par contact rugueux		Non	<b>Oui</b>	Non	<b>Oui</b>
Mesure des efforts dans le moyeu		Non	<b>Oui</b>	Non	<b>Oui</b>
Test sur ensemble monté		<b>Oui</b>	<b>Oui</b>	Non	<b>Oui</b>
Étude au vibromètre laser		<b>Oui</b>	Non	<b>Oui</b>	Non

Table 2 - Récapitulatif des caractéristiques des 4 dispositifs expérimentaux

# CHAPITRE 4

---

## Dynamique des ensembles montés

4.1	Introduction.....	104
4.2	Étude des déformées dynamiques des ensembles montés .....	104
4.2.1	Présentation du dispositif expérimental.....	105
4.2.2	Analyse des résultats.....	108
4.2.3	Conclusions sur l'étude des déformées modales.....	110
4.3	Étude des excitations harmoniques des ensembles montés.....	111
4.3.1	Non-uniformité du pneumatique .....	111
4.3.1.1	Non-uniformités de masse .....	111
4.3.1.2	Non-uniformités de forme .....	113
4.3.1.3	Non-uniformités de raideur .....	114
4.3.1.4	Non-uniformités de fabrication .....	115
4.3.2	Mises en évidence expérimentales.....	116
4.3.2.1	Mesure sur le banc statique .....	116
4.3.2.2	Mesures sur le banc M500.....	119
4.3.3	Conclusions sur les excitations harmoniques.....	120
4.4	Conclusion .....	121

## 4 Dynamique des ensembles montés

« Qui connaît l'autre et se connaît lui-même, peut livrer cent batailles sans jamais être en péril. Qui ne connaît pas l'autre mais se connaît lui-même, pour chaque victoire, connaîtra une défaite. Qui ne connaît ni l'autre ni lui-même, perdra inéluctablement toutes les batailles. »

Sun Tzu, L'art de la guerre, V<sup>ème</sup> siècle avant notre ère

Les ensembles montés, éléments au cœur de ce projet de recherche, ont un comportement dynamique multi-facteurs dont la compréhension est d'une complexité importante. Dans le sens de la citation introductive, en contrôle des structures, augmenter la compréhension et la maîtrise que l'on a de l'élément étudié permet d'accroître les chances d'obtention de performances.

### 4.1 Introduction

Ce chapitre traite des études qui ont permis d'élargir la compréhension du comportement vibratoire des ensembles montés. Ces études se divisent en deux parties : la première a eu pour objectif d'étudier les déformations dynamiques de ces assemblages roue-pneu, tandis que la seconde a permis de mettre en lumière les phénomènes vibratoires manifestés par les ensembles montés, directement liés à la fabrication du pneumatique et à la forme de la jante.

### 4.2 Étude des déformées dynamiques des ensembles montés

Pour étudier les déformations dynamiques d'un élément, plusieurs solutions sont envisageables. On peut notamment penser à l'approche numérique, en utilisant les méthodes par éléments finis et des logiciels tels qu'Ansys ou Comsol. Ces méthodes demandent un modèle plus ou moins complet de la structure de ces éléments. La composition fibreuse du pneumatique rend la modélisation complexe et lourde. Une autre approche expérimentale exploitant un vibromètre laser, permet en partie d'obtenir des informations similaires.

Pour cette étude, cinq ensembles montés ont été examinés, comme illustré par la Figure 4.1. Ils se distinguent par leurs dimensions, avec des rayons et des

empattements différents, mais surtout par le profil de leurs rayons. Ces éléments étant le vecteur de transmission des vibrations du pneumatique au moyeu, il semble intéressant de voir si leurs formes impactent ou non la fréquence de résonance et la déformation dynamique des modes des ensembles montés. La Table 3 établit un récapitulatif des différentes propriétés géométriques de ces assemblages roue-pneu.



Figure 4.1 - Profils des 5 ensembles montés étudiés n°1 (a), n°2 (b), n°3 (c), n°4 (d) et n°5 (e)

N° de l'ensemble monté	Taille de Rayon	Largeur de la jante	Nombre de rayon
1	17''	8''	10
2			15
3			5 + 5
4			10
5			5

Table 3 - Récapitulatif des caractéristiques des 5 ensembles montés étudiés

#### 4.2.1 Présentation du dispositif expérimental

L'approche proposée est largement utilisée dans de nombreux domaines de l'ingénierie mécanique. Par le biais de mesures expérimentales faisant intervenir un ou plusieurs vibromètres laser (selon que l'on souhaite obtenir des résultats en 2D ou 3D), il est possible de reconstruire les déformations dynamiques de l'élément

étudié. Dans un premier temps la surface étudiée est discrétisée. Le choix de la discrétisation utilisée est illustré par la Figure 4.2.



Figure 4.2 - Exemple de nuage composé de 945 points utilisé pour discrétiser la surface d'un ensemble monté

5 Une fois cette étape réalisée, la structure étudiée est excitée par un actionneur appliquant un signal prédéfini :

- Un sinus balayé, si la plage fréquentielle intéressante à étudier est connue ou si l'on veut éviter d'exciter le bâti ou tout autre élément proche de la structure principale. La transformée de Fourier d'un sinus balayé donne dans  
10 le domaine fréquentiel un spectre d'amplitude constante sur  $[f_1; f_2]$  Hz, où  $f_1$  et  $f_2$  sont les bornes fréquentielles entre lesquelles la structure sera excitée.
- Un bruit aléatoire si l'on ne possède pas d'informations sur la dynamique de la structure étudiée (la transformé de Fourier d'un signal aléatoire donne dans le domaine fréquentiel un spectre d'amplitude constante sur  $[0; +\infty]$   
15 Hz).
- Un sinus fixe si l'on connaît les fréquences de résonances de la structure étudiée ou que l'on souhaite connaître sa réponse à une excitation harmonique donnée (la transformée de Fourier d'un sinus fixe donne dans le  
20 domaine fréquentiel un dirac à la fréquence  $f$  Hz correspondant à la fréquence étudiée).

Grâce au logiciel Polytec du vibromètre laser, les composantes : déplacement, vitesse et accélération, peuvent être mesurées point par point. Ainsi, il est possible d'estimer les fonctions de transfert entre l'ensemble du nuage de points de mesure

et la force d'excitation. En recalant les signaux d'excitation dans le domaine temporel afin qu'ils soient en phase, il est possible d'obtenir les amplitudes réelles au cours du temps de chacun des points étudiés. Par interpolation entre ces points, on obtient les déformations dynamiques de l'élément sur la plage de fréquences étudiée. Si le maillage proposé est assez fin, ces déformées dynamiques traduisent fidèlement le comportement de l'ensemble monté étudié.

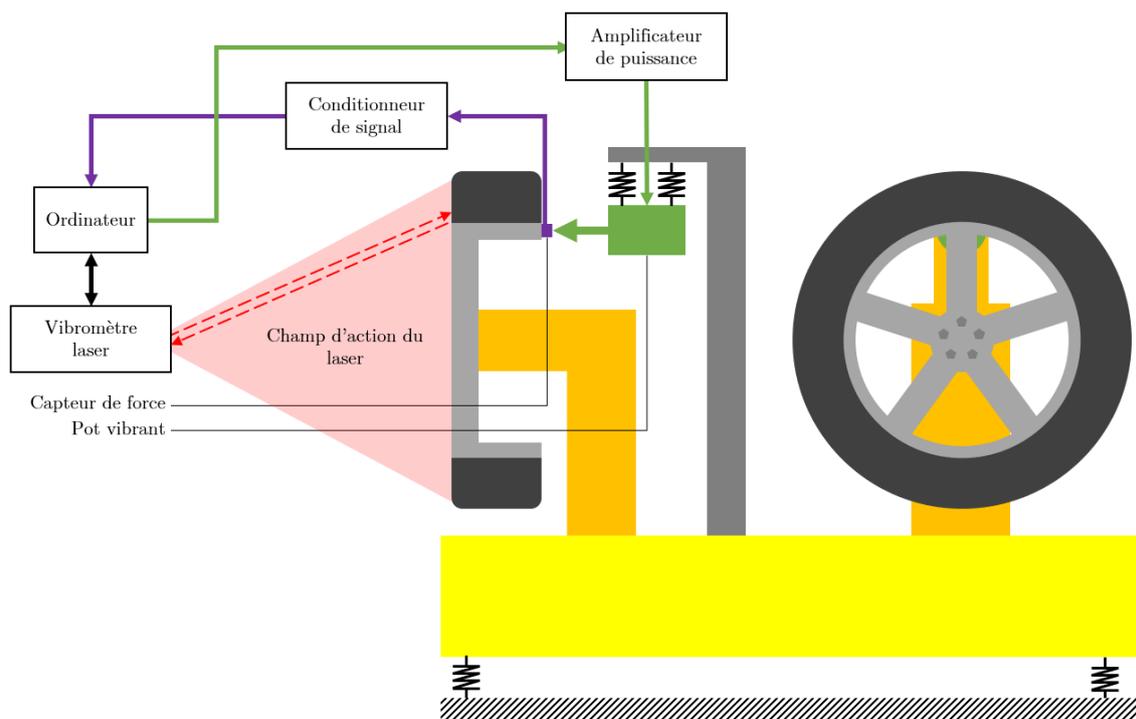


Figure 4.3 - Schéma de principe du banc statique équipé du vibromètre laser

Pour ce faire, le banc d'essais statique présenté dans la section 3.2 est employé. Une illustration du dispositif exploité est présentée dans la Figure 4.3. Un seul vibromètre laser est utilisé ici. Pour rappel, des transducteurs piézoélectriques seront utilisés pour contrôler la dynamique de ces ensembles montés. L'objectif principal visé dans cette étude est certes de mieux comprendre les mécanismes de déformation de ces assemblages, mais également d'en tirer des conclusions pour aider au placement de ces transducteurs. Plus la zone est sujet aux déformations, plus elle est intéressante pour y coller des transducteurs piézoélectriques.

Une étude préliminaire a permis de déterminer que les modes que l'on souhaite étudier se trouvaient dans une bande de fréquences [200 ; 500] Hz. La fréquence d'échantillonnage de 2 kHz utilisée ici induit une fréquence de coupure à 1 kHz ce

qui est donc suffisant. La partie rayonnée est décomposée en un ensemble de 600 points de mesure. Au cours d'un essai qui dure environ 10 heures chacun des points sont scannés successivement 10 fois pendant 6 secondes. Au total, ce sont 6000 mesures qui sont réalisées. Durant les mesures, la structure est excitée par une force appliquée par un pot vibrant, le signal utilisé est de type aléatoire et est transmis par le biais de son amplificateur de puissance.

#### 4.2.2 Analyse des résultats

Dans cette sous-section, les déformées opérationnelles des 4 principaux modes de vibrations des 5 ensembles montés présélectionnés sont illustrées. L'intérêt ici est de vérifier, du point de vue de l'application industrielle, que la solution finale proposée est en mesure d'être adaptée d'un ensemble monté à l'autre.

L'objectif est également de vérifier si les différentes fréquences de résonance sont proches ou non. Étant donné que les configurations sont très variées en termes de nombre de rayons mais aussi de forme, les fréquences caractéristiques des différents modes ne devraient pas être les mêmes. Ainsi, cette variabilité pourrait également permettre de tester la robustesse de la solution proposée. L'objectif étant de proposer un contrôleur dont les performances ne dépendent pas du modèle d'ensemble monté.

Les figures Figure 4.4 à Figure 4.8 illustrent les résultats post-traités obtenus à l'aide des études effectuées au vibromètre laser. Du point de vue des déformées modales, que ce soit pour n'importe lequel de ces modes, les rayons se déforment comme le premier mode d'une poutre simplement encastrée. Très peu de torsion est observée pour l'ensemble des roues étudiées. Également, la zone de plus forte courbure se trouve autour de l'encastrement.

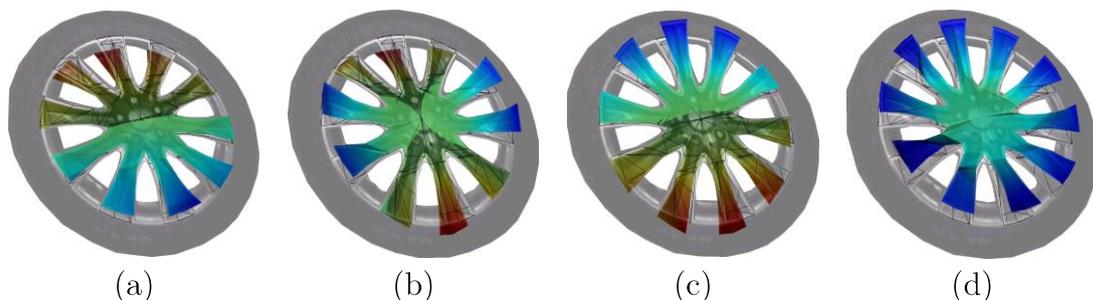


Figure 4.4 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°1

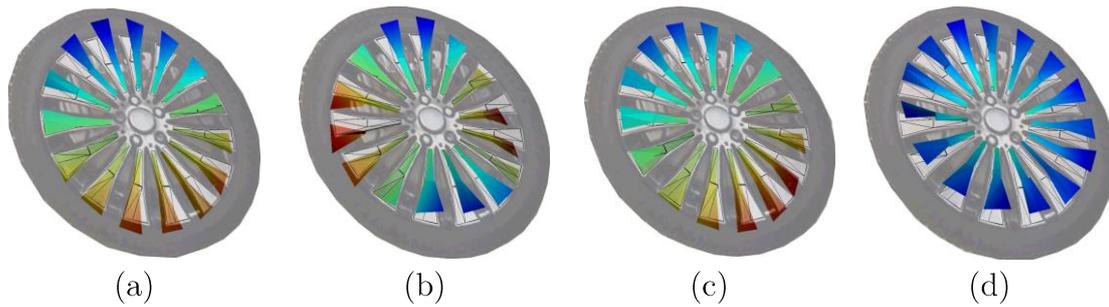


Figure 4.5 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°2

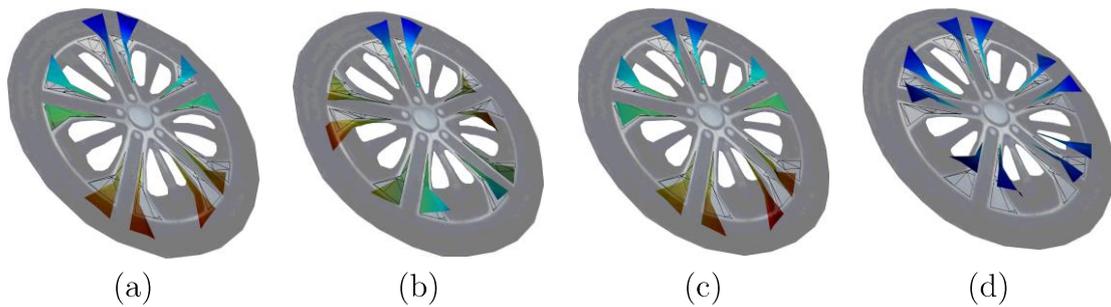
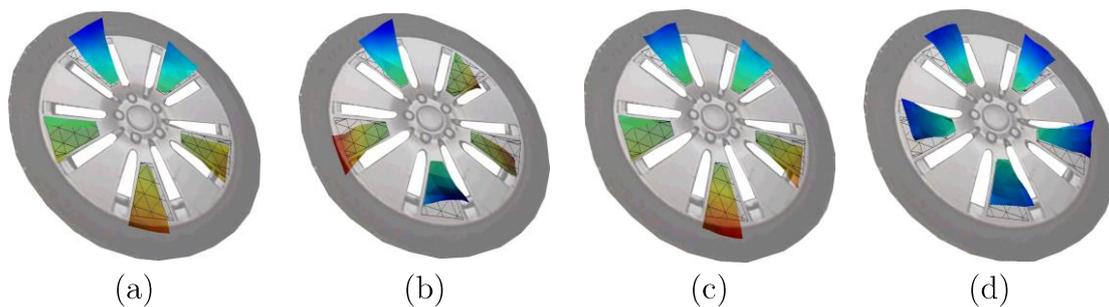


Figure 4.6 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°3



5 Figure 4.7 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°4

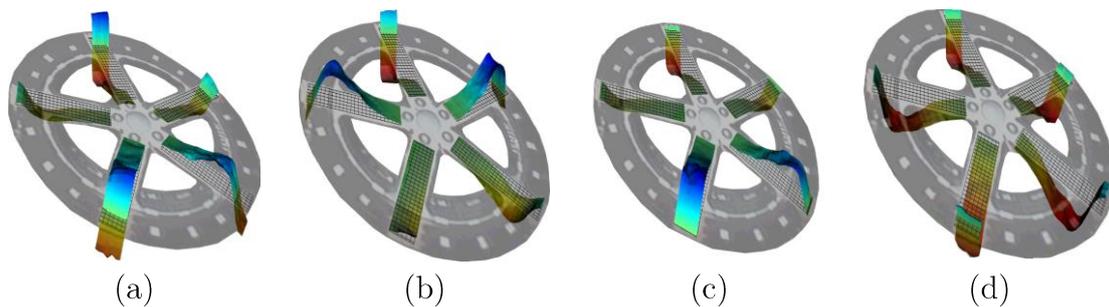


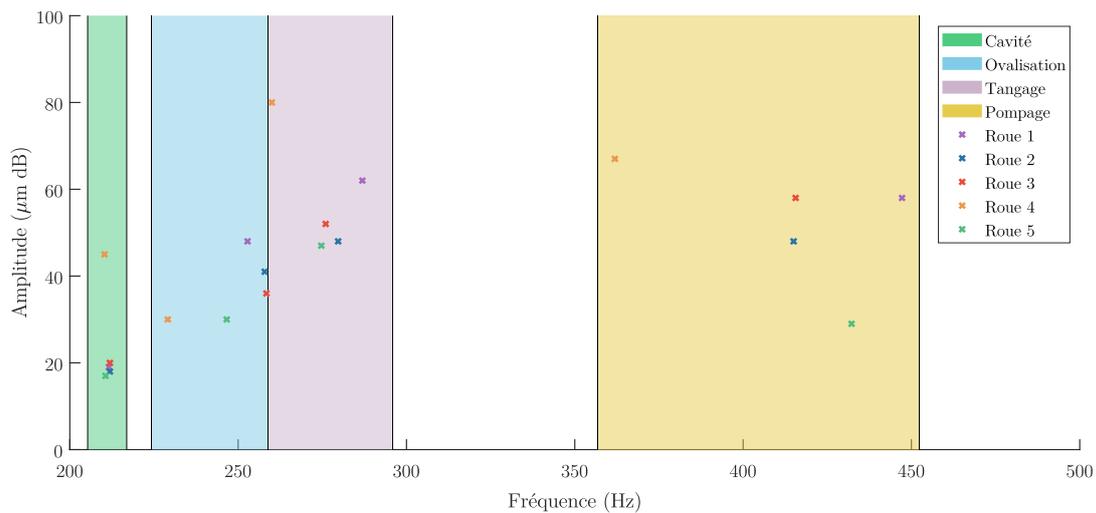
Figure 4.8 - Déformées dynamiques expérimentales des modes de cavité (a), ovalisation (b), tangage (c) et pompage (d) de l'ensemble monté n°1

La Figure 4.9 et la Table 4 résument les informations concernant la répartition  
 10 des fréquences de résonance et des différents niveaux perçus pour chacun des modes  
 de vibration. Le mode de cavité est situé dans une plage de moins de 2 Hz aux

alentours de 211 Hz pour les 5 ensembles montés. Pour rappel, il est lié à la propagation d'une onde acoustique dans le milieu fluide que présente le tore d'air du pneumatique ; il ne dépend donc que des dimensions de la roue ainsi que des propriétés du milieu [105]. Il est observable qu'il y a une importante disparité dans l'amplitude de réponse des différents modes. Ceci est explicable en partie par le fait que la rigidité dynamique au point d'application de la force de perturbation varie d'un ensemble monté à l'autre.

N° de l'ensemble monté	Fréquences de résonance			
	Cavité	Ovalisation	Tangage	Pompage
1	211.6 Hz	252.8 Hz	286.9 Hz	447.2 Hz
2	211.9 Hz	257.9 Hz	279.7 Hz	415.0 Hz
3	211.9 Hz	258.4 Hz	276.0 Hz	415.6 Hz
4	210.3 Hz	229.1 Hz	260.0 Hz	361.9 Hz
5	210.6 Hz	246.6 Hz	274.7 Hz	432.2 Hz

Table 4 - Récapitulatif des fréquences de résonances des 4 principaux modes des 5 ensembles montés



10 Figure 4.9 - Répartition des fréquences de résonances et des niveaux de réponses des 4 principaux modes des 5 ensembles montés

#### 4.2.3 Conclusions sur l'étude des déformées modales

Pour conclure sur cette première étude, les résultats obtenus fournissent des informations précieuses. En effet, les déformations dynamiques des différents modes permettent d'anticiper quelles sont les zones à privilégier pour le placement des transducteurs piézoélectriques. Elles fournissent également des informations sur la manière dont le câblage de ces transducteurs doit être réalisé (individuellement, en parallèle, avec certains rayons couplés, en couronne, etc.). Les différents câblages

proposés seront présentés et justifiés dans le Chapitre 5. On notera également que malgré des différences notables d'un ensemble monté à l'autre, tant du point de vue du spectre fréquentiel que du comportement dynamique, les cinq assemblages sélectionnés présentent des dynamiques assez proches.

## 5 4.3 Étude des excitations harmoniques des ensembles montés

Les ensembles montés sont composés d'une jante et d'un pneumatique. La jante présente une symétrie de révolution par portion (avec  $n$ -portions où  $n$  est le nombre de rayons). On pourrait également penser que le pneumatique, contrairement à la jante, ne possède qu'une symétrie de révolution parfaite. En réalité, à l'instar de la jante, le pneumatique possède lui aussi une symétrie de révolution par portion. Dans cette section, nous examinerons les origines du phénomène et analyserons ses impacts sur la dynamique des ensembles montés.

### 4.3.1 Non-uniformité du pneumatique

Dans le Chapitre 2.2, le pneumatique est décrit comme étant un matériau composite composé d'une matrice et de renforts en acier et en textile. Lors du procédé de fabrication du pneumatique dont la composition est illustrée dans la Figure 2.2, un soin particulier est accordé au mélange des quatre groupes de produits constituant la matrice (caoutchouc, charges, plastifiants et adjuvants), ainsi qu'à la mise en position couche par couche des renforts. Cependant, comme pour tout procédé de fabrication, celui du pneumatique présente des intervalles de tolérance, desquels découlent des incertitudes. Même si elles sont minimales, elles entraînent des non-uniformités de la structure sur plusieurs aspects, tels que la forme, la répartition de la masse ou encore la raideur. Un autre aspect, lié au procédé de fabrication en lui-même et non à sa réalisation, entre également en compte dans ces non-uniformités. C'est ce qu'il s'agit de présenter dans cette section.

#### 4.3.1.1 Non-uniformités de masse

Les non-uniformités de masse, également connues sous le nom de déséquilibre, se caractérisent par une répartition irrégulière de la masse à l'intérieur de la bande

de roulement du pneu. Elles peuvent résulter de légères variations d'épaisseur de la bande de roulement ou de situations telles qu'un freinage brusque, entraînant des zones d'usure locales significatives.

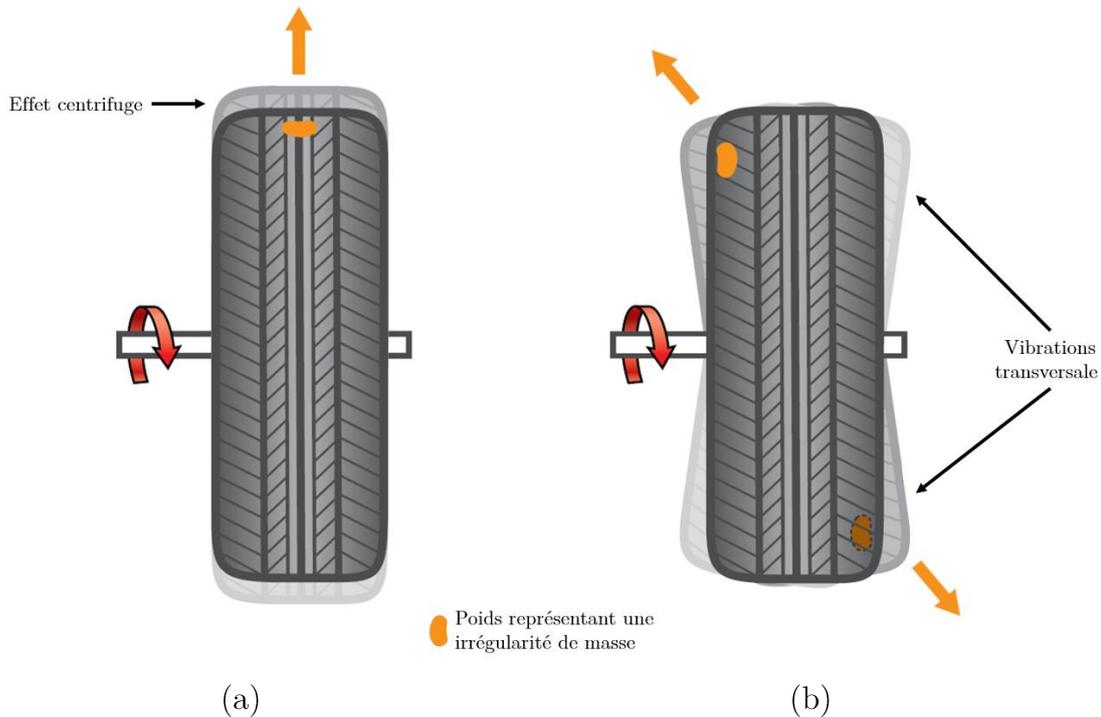


Figure 4.10 – Impact théorique d'un déséquilibre statique (a) et d'un de type couple dynamique (b)

5 Ces phénomènes peuvent être classés en deux catégories visibles dans la Figure 4.10 : le déséquilibre statique et le couple dynamique. Le déséquilibre statique se manifeste sans rotation du pneu, où la masse excédentaire se concentre vers le bas sous l'effet de la gravité. Lorsque le pneu tourne, cela induit localement une déformation et des variations des forces radiales, entraînant des vibrations verticales et longitudinales. Le couple dynamique, quant à lui, n'est perceptible qu'en

10 mouvement, créant des forces centrifuges décalées du plan médian du pneu, induisant ainsi un couple de déviation. Ces variations se traduisent par des vibrations ressenties par le conducteur, principalement dans le volant.

Généralement, ces déséquilibres sont compensés lors du montage des ensembles

15 sur le véhicule, mais ils peuvent néanmoins survenir pendant la durée de vie du véhicule.

4.3.1.2 Non-uniformités de forme

Les non-uniformités de forme se divisent en deux types : le voilage radial et le voilage latéral. Le voilage radial, illustré dans la Figure 4.11.a, se manifeste par une irrégularité dans la direction du rayon du pneumatique, où l'enveloppe du pneu présente un écart notable entre son rayon minimal et maximal. Ce problème est généralement causé par de petites variations dans l'épaisseur des composants du pneu. En utilisation réelle, schématisé dans la Figure 4.12, le voilage radial induit principalement des variations de forces radiales perçues au centre de la roue, entraînant des vibrations verticales et du bruit dans l'habitacle du véhicule. Il entraîne également des oscillations verticales du moyeu de roue, affectant sa trajectoire horizontale.



Figure 4.11 – Voilage radial (a) et latéral (b) d'un pneumatique

Quant au voilage latéral, illustré dans Figure 4.11.b, il se caractérise par une irrégularité dans la distance entre l'extérieur du flanc du pneu et le plan de rotation de la roue. En utilisation normale, une roue présentant un voilage latéral important peut être assimilée à un disque vacillant, provoquant des variations des forces latérales perçues au niveau du moyeu et générant des vibrations perceptibles par les passagers.

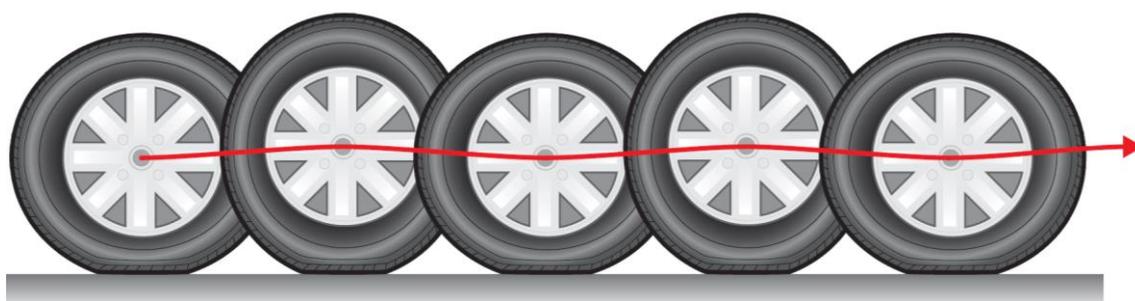


Figure 4.12 - Effet du voilage radial sur la trajectoire du moyeu

20

## 4.3.1.3 Non-uniformités de raideur

Les non-uniformités de rigidité peuvent avoir deux origines : une variation de la rigidité radiale ou une variation de la rigidité latérale. Une variation de la rigidité radiale signifie que le pneu n'a pas la même rigidité le long de sa circonférence. On peut modéliser le pneumatique comme une composition de ressorts de différentes rigidités, comme illustré dans la Figure 4.13.

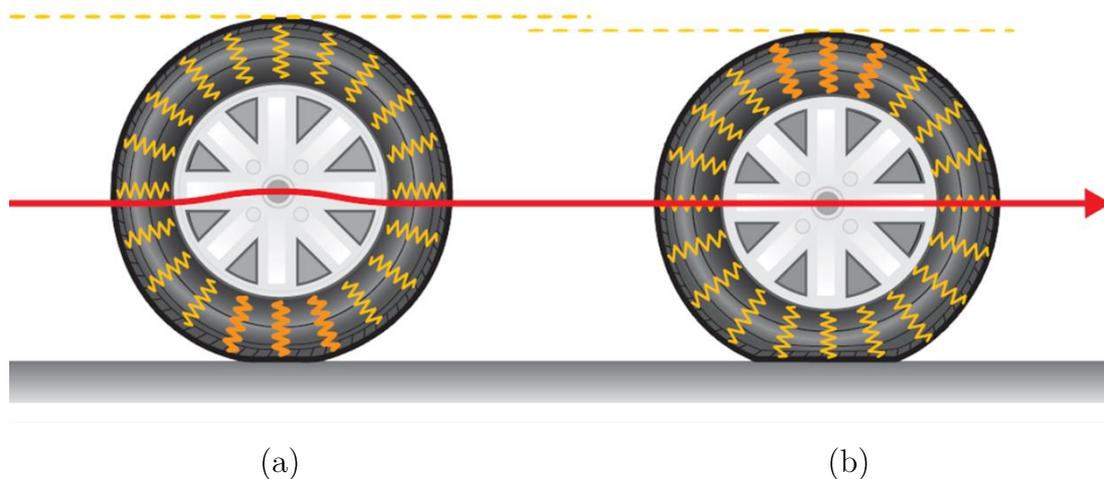


Figure 4.13 – Impact de la variation de raideur radiale sur les efforts au moyeu, au point le plus raide (a) et au moins raide (b)

Lorsque les ressorts les moins rigides entrent en contact avec la chaussée, le pneu se comprime davantage, tandis que les ressorts plus rigides engendrent moins de compression. Cette différence provoque des mouvements alternatifs ascendants et descendants du centre de la roue, induisant des variations des forces verticales perçues. Les variations de rigidité radiale peuvent être causées par plusieurs facteurs, tels que des variations dans la nappe de carcasse, l'épaisseur des différentes couches ou des différences de joints. Ces variations entraînent des vibrations verticales dans le moyeu, pouvant se propager dans l'habitacle du véhicule et générer du bruit.

Quant à la variation de rigidité latérale, elle se traduit par une différence de rigidité transversale le long de la circonférence du pneu, comme dans la Figure 4.14. De manière similaire à la variation de rigidité radiale, cela peut être visualisé comme un ensemble de ressorts transversaux de différentes rigidités. Les variations de

rigidité latérale, principalement dues à des variations de densité des différentes nappes, induisent des variations des forces latérales au niveau du moyeu, générant des vibrations transversales dans l'habitacle du véhicule.



5 *Figure 4.14 - Impact de la variation de raideur transversale*

#### 4.3.1.4 Non-uniformités de fabrication

Les non-uniformités induites par le processus de fabrication sont également à considérer. Après l'assemblage des différentes couches constitutives du pneu, celui-ci est placé dans un moule hermétique pour lui donner sa forme finale. Ce moule, composé de huit parties distinctes, est essentiel pour le processus de vulcanisation du caoutchouc et pour conférer au pneu ses propriétés mécaniques finales, comme illustré dans la Figure 4.15.



*Figure 4.15 – Moule en 8 parties de formage et de cuisson d'un pneumatique Michelin*

Cependant, malgré la précision de l'usinage et de l'utilisation du moule, les discontinuités entre ses parties peuvent également contribuer aux vibrations ressenties dans l'habitacle du véhicule.

#### 4.3.2 Mises en évidence expérimentales

5 Dans cette sous-section, les données traitées sont le résultat de mesures effectuées sur un ensemble monté non-équilibré et équipé de transducteurs piézoélectriques. Ces expérimentations ont été menées grâce à deux bancs d'essais, sur le banc statique au LaMCoS et sur le banc M500 sur le site de la MFPM à Ladoux.

##### 10 4.3.2.1 Mesure sur le banc statique

Les expériences menées sur le banc statique ont consisté à charger un ensemble monté par la base de 5000 N, à l'instar de ce qu'il serait possible de faire sur le banc à vérin à l'aide d'un vérin à levier (type cric de voiture) et d'un capteur de force pour en contrôler la charge. Le détail de cette expérimentation est illustré dans la Figure 4.16. L'ensemble monté est alors placé dans deux positions : la première en Figure 4.16.a, où un rayon est alors orthogonal à la surface de chargement, et la deuxième en Figure 4.16.b, où la surface de chargement est entre deux rayons. Sans parler de tous les défauts précédemment cités côté pneumatique, si l'on place l'ensemble monté en référentiel fixe lors de la rotation, les conditions aux limites varient entre ces deux cas de figure.

20 La fonction de transfert entre la perturbation injectée par un transducteur piézoélectriques du rayon aligné ou voisin de la zone de chargement et la tension générée par le transducteur extérieur de ce même rayon est déterminée pour ces deux positions et est illustrée par la Figure 4.17.

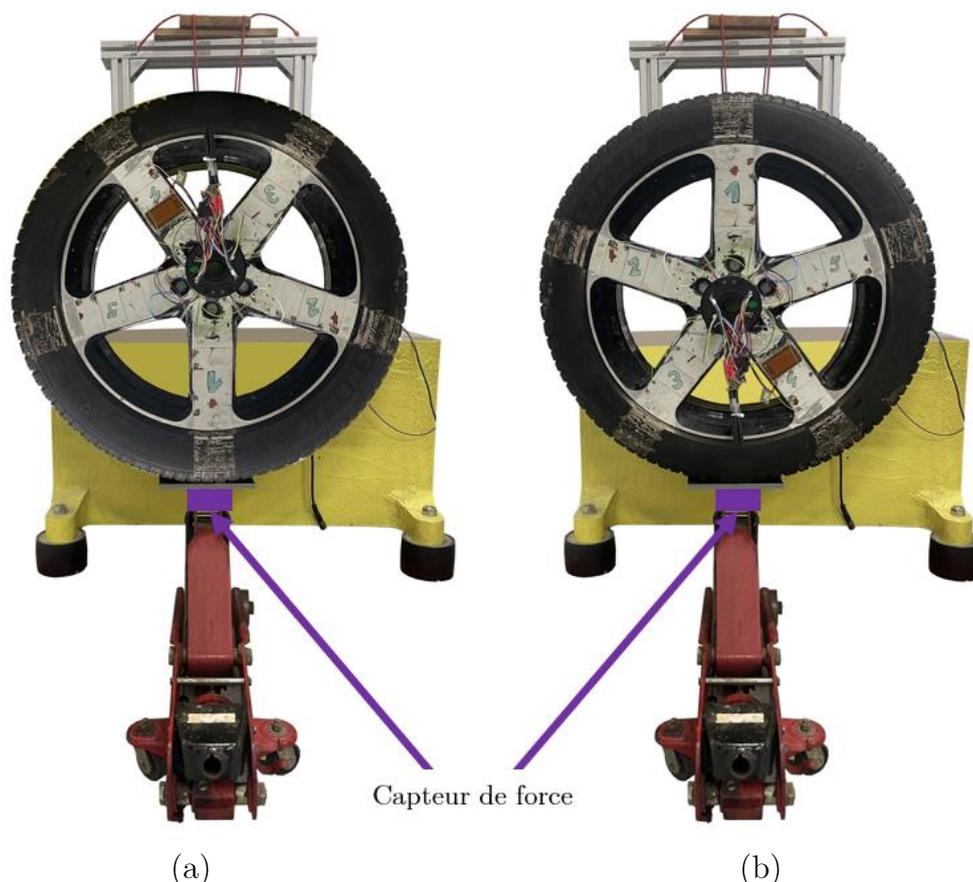


Figure 4.16 – Mise en position de l'ensemble monté chargé avec alignement de la charge sur le rayon (a) et entre deux rayons (b)

On constate alors que le niveau de réponse avec et sans charge varie de 3 à 4 dB V/V pour le mode de pompage sur le rayon et sur le ventre entre deux rayons, et de 0.5 à 3.5 dB V/V pour le mode d'ovalisation. De plus, on observe qu'un décalage en fréquence pouvant aller jusqu'à 16.5 Hz apparaît pour le mode de pompage entre l'état non chargé et l'état chargé sur un ventre. Un décalage de 7 Hz est également visible entre les deux états chargés pour ce même mode. À noter que ce décalage est une donnée très importante. Ces résultats sont obtenus en statique, ce phénomène risque de s'amplifier avec les rotations. Il s'agira d'en discuter plus amplement lors d'essais réalisés avec des conditions réalistes de fonctionnement.

La position « sans charge » peut sembler inintéressante dans le sens où, lors de l'utilisation de l'ensemble monté, celui-ci est systématiquement chargé. Cependant, lors du déplacement, et en se référant aux défauts de forme précédemment cités, le chargement réellement perçu par la roue peut varier.

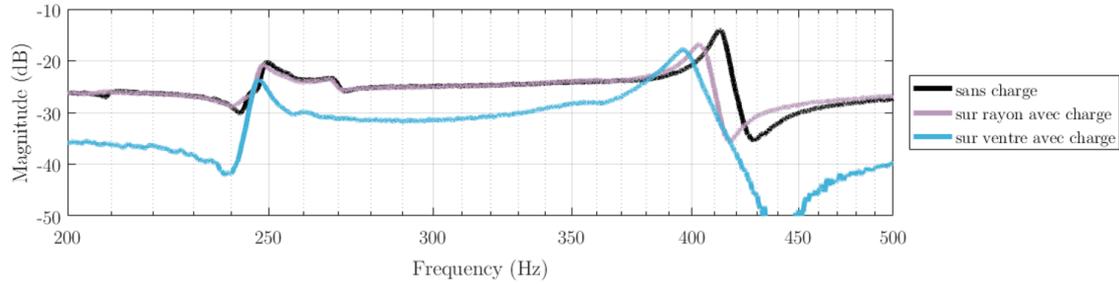
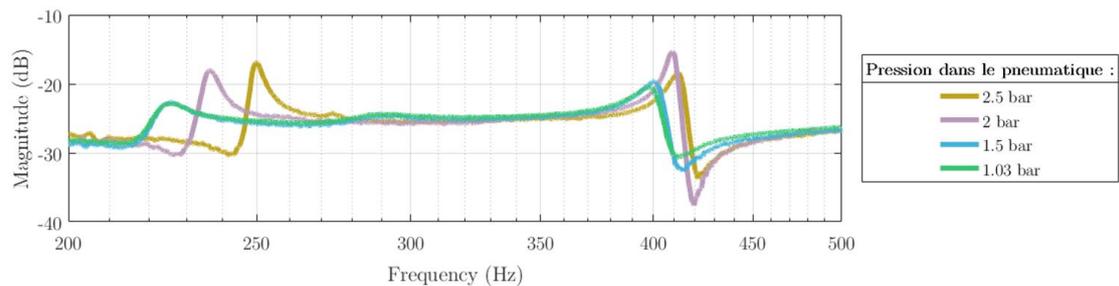


Figure 4.17 - Impact du chargement sur la fonction transfert entre la couronne intérieure et la couronne extérieure de transducteurs piézoélectriques

La variation de pression de l'air dans la cavité du pneumatique peut également  
 5 impacter la dynamique de cet assemblage. Cette pression est sensible à la  
 température ; en effet, avec l'échauffement du pneumatique dû au roulage ou  
 simplement aux variations de température extérieure, la pression dans le  
 pneumatique peut varier jusqu'à 20%.



10 Figure 4.18 – Impact de la pression sur la fonction de transfert entre la couronne intérieure et la couronne extérieure de transducteurs piézoélectriques

Une seconde série de mesures est effectuée en agissant sur la pression à l'intérieur  
 de la cavité du pneumatique. Ici aussi la fonction de transfert entre la perturbation  
 injectée par la couronne intérieure de transducteurs piézoélectriques et la tension  
 15 générée par la couronne d'extérieure est tracée dans la Figure 4.18. Il est observable  
 que plus la pression interne s'approche de la pression atmosphérique (toujours avec  
 le même ensemble monté chargé), plus les fréquences des modes de pompage et  
 d'ovalisation diminuent. Ceci est dû à la diminution de la rigidité pneumatique  
 apportée par la diminution de la pression. Des décalages pouvant aller jusqu'à 25  
 20 et 13 Hz sont observés pour le mode d'ovalisation et le mode de pompage. En termes  
 de niveau de réponse, ces variations sont également significatives, avec un delta de  
 7 et 5 dB V/V pour le mode d'ovalisation et le mode de pompage.

Il est important de souligner que l'écart de 2 à 2,5 bars est une variation courante lors de la vie d'un pneumatique. En revanche, ceux de 1,5 et 1,03 bars peuvent sembler hors du champ opérationnel d'un ensemble monté. Cependant, lors de l'utilisation d'un pneumatique, et sous l'effet du passage d'un rayon à un ventre  
5 de jante, la pression peut varier davantage localement, créant des zones de surpression et de dépression. Ces hypothèses pourraient être étudiées sur les bases de la mécanique des fluides par la méthode des éléments finis, mais ne sont pas discutées plus amplement ici.

### 4.3.2.2 Mesures sur le banc M500

10 La seconde étude a été rendue possible grâce au top-tour équipé sur le banc M500. Il a été démontré que, pour diverses raisons précédemment détaillées, les ensembles montés peuvent présenter des singularités. Ces dernières, dues à la rotation du pneumatique lors de son utilisation en conditions réalistes, génèrent des excitations harmoniques. On désignera par la suite ces excitations sous la forme  
15 "HX", où X représente le nombre de fois par tour que cet événement se produit. Par exemple, celle liée au moule en 8 parties donnera H8, et celle d'une jante à 5 rayons H5.

Une mesure de 10 minutes a donc été effectuée sur le même ensemble monté que celui précédemment utilisé sur le banc statique. Ce dernier est équipé de 5  
20 transducteurs piézoélectriques (un par rayon) branchés en parallèle. Le but était de mettre en évidence que d'un rayon à un ventre, la dynamique n'est pas la même. Afin de s'approcher des conditions de chargement statique présentées précédemment et d'obtenir un chargement et un déchargement progressif cette expérimentation a été réalisée à 1 km/h, correspondant ainsi à 83 révolutions.  
25 Chacune de ces révolutions a été divisée en 10 sections, et l'ensemble des données de chaque portion pour chaque révolution a été traité ensemble. On obtient ainsi, par une estimation des densités spectrales de puissance par portions, la Figure 4.19.

Grâce à ces résultats, plusieurs observations peuvent être faites. Tout d'abord, toutes les non-uniformités influent sur le niveau d'énergie transmis au moyeu à

travers les rayons. Comme cela a été démontré avec le banc statique sur le site du LaMCoS, cela est particulièrement visible sur le zoom autour du mode de tangage. L'excitation harmonique H5 influe grandement sur les niveaux moyens perçus par les transducteurs piézoélectriques. Non seulement les fréquences de résonance varient, mais en plus, un rayon aligné au point de contact ne perçoit pas du tout le même niveau que ses voisins, avec un écart pouvant atteindre jusqu'à 10 dB.

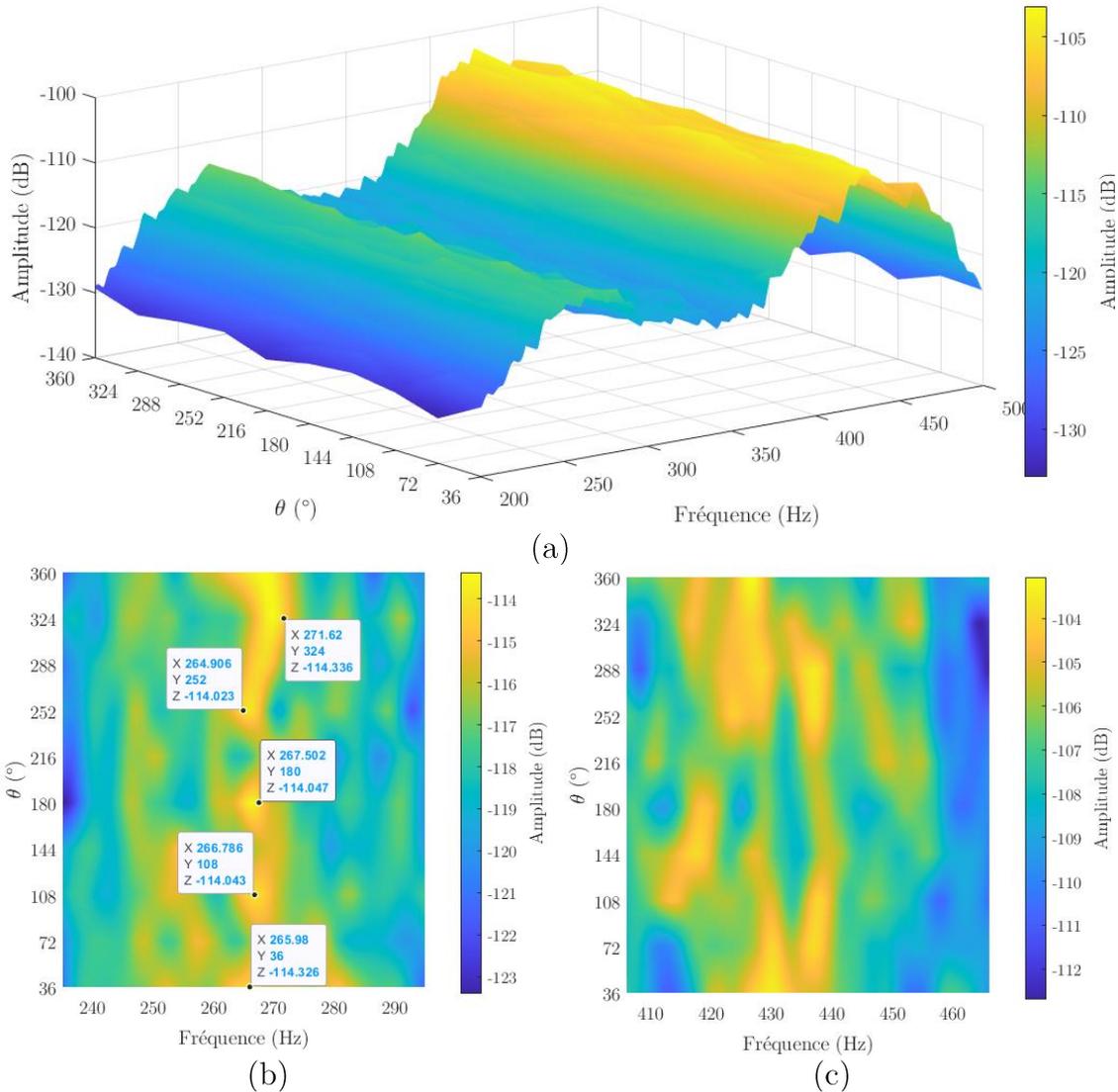


Figure 4.19 – Densité spectrale d'un ensemble monté pour un découpage en 10 portions, générale (a) avec zoom sur le mode de tangage (b) et sur le mode de pompage (c)

### 4.3.3 Conclusions sur les excitations harmoniques

Il a été présenté dans cette section les origines des excitations harmoniques causées par le pneumatique sur l'ensemble monté et donc sur les véhicules, elles sont pour les principales récapitulées dans la Table 5. Par la suite, grâce à des

études expérimentales, leurs impacts ont été démontrés en statique, sur le banc au LaMCoS, et dans de réelles conditions d'utilisation sur le banc M500. Il est difficile d'en connaître précisément leurs natures. Cependant, le simple fait d'en connaître leur existence et leurs impacts sur la variabilité de la dynamique perçue au niveau des rayons aide énormément à la définition de la solution finale. Afin de répondre à ces problématiques, la piste de système à contrôleur robuste semble être souhaitable.

Origine	Détails	NU de masse	NU de forme	NU de raideur
Fabrication du pneu	Variation dans l'épaisseur des composants du pneumatique	•	•	•
	Qualité du joint de la bande de roulement	•	•	•
	Qualité des joints des composants du pneumatiques		•	•
Fabrication de la jante	Voilage radial		•	
	Voilage latéral		•	
Assemblage et réglage de l'EM	Défaut du montage du pneumatique sur la jante	•	•	
	Défaut de centrage de la jante sur le moyeu	•	•	
	Défaut d'équilibrage	•		
Utilisation	Arrêt prolongé ayant créé un plat sur le pneumatique	•	•	•
	Perte des masses d'équilibrage	•		
	Freinage important ayant usé localement le pneumatique	•	•	
	Impact avec un trottoir		•	

Table 5 – Récapitulatif des non-uniformités (NU) des ensembles montés

## 4.4 Conclusion

Ce chapitre a permis de mettre en lumière de nombreux phénomènes vibratoires liés aux ensembles montés. Les informations et résultats recueillis et présentés ici sont primordiaux pour la réalisation et la mise en œuvre du système de contrôle.

En effet, ils montrent que les non-uniformités (NU) des ensembles montés risquent de modifier grandement la réponse dynamique de la structure entre son

état statique et en rotation. Le comportement de la roue en rotation présente encore de nombreuses inconnues qui devront être gérées par la loi de contrôle mise en œuvre. De plus, ce comportement semble être non uniforme et local, c'est-à-dire différent d'un rayon à l'autre. L'ensemble de ces éléments est essentiel tant pour le  
5 choix et la conception de la loi de contrôle que pour le système de contrôle lui-même, du point de vue matériel, positionnement et robustesse mécanique qu'il devra présenter.

# CHAPITRE 5

## Contrôle actif robuste

5.1	Introduction.....	124
5.2	Contrôle de l'ensemble monté par filtre modal spatial.....	124
5.2.1	Dynamique à contrôler .....	124
5.2.2	Stratégie de contrôle.....	127
5.2.2.1	Conception et performance du filtre modal spatial.....	127
5.2.2.2	Identification du système de contrôle .....	130
5.2.2.3	Définition de la loi de contrôle.....	133
5.2.3	Études expérimentales du système de contrôle proposé.....	135
5.2.3.1	Performances du système sur le banc statique.....	135
5.2.3.2	Performances du système sur le banc à vérin .....	137
5.2.3.3	Performances et robustesse du système sur le banc M500.....	138
5.3	Contrôle actif de la structure simplifiée .....	140
5.3.1	Dynamique à contrôler .....	141
5.3.2	Stratégie de contrôle.....	141
5.3.2.1	Identification du système de contrôle .....	142
5.3.2.2	Définition des systèmes de contrôle .....	145
5.3.3	Étude expérimentale des systèmes de contrôle.....	149
5.3.3.1	Performance en mode nominal.....	149
5.3.3.2	Performance face à la variabilité de la vitesse de rotation .....	150
5.3.4	Bilan sur le choix du contrôleur .....	152
5.4	Contrôle de l'ensemble monté par mode glissant .....	153
5.4.1	Dynamique à contrôler .....	153
5.4.2	Stratégie de contrôle.....	153
5.4.2.1	Identification du système de contrôle .....	154
5.4.2.2	Définition de la loi de contrôle.....	157
5.4.3	Études expérimentales du système proposé.....	160
5.4.3.1	Performance du système sur le banc statique.....	160
5.4.3.2	Performance sur le banc à vérin .....	162
5.4.3.3	Performance et robustesse du système sur le banc M500 .....	165
5.5	Conclusions.....	170

## 5 Contrôle actif robuste

« *L'intelligence est la capacité à s'adapter au changement* »

*Stephen Hawking, durant sa vie 1942 – 2018*

Cette thèse, pour des raisons liées à la complexité de la modélisation du  
5 comportement dynamique des ensembles montés se veut très appliquée. Les preuves  
de fonctionnement des concepts proposés sont ici étudiées de manière numérique et  
démonstrées par le biais d'études expérimentales.

### 5.1 Introduction

Dans ce chapitre trois études principales sont proposées. La première présente  
10 le concept de filtre modal spatial et son application sur un ensemble monté à  
l'échelle 1:1. Ces expérimentations sont menées sur le banc statique puis sur le banc  
à vérin et enfin sur le banc M500. La seconde étude propose une comparaison entre  
un contrôleur linéaire type LQG et un contrôleur non-linéaire type SMC sur le banc  
simplifié. Enfin, la dernière propose une application d'un contrôleur type SMC sur  
15 la structure réelle à travers deux bancs d'essais, le statique et la M500 qui offre des  
conditions d'utilisation réelles. Les différents bancs d'essais exploités à travers ces  
études sont présentés plus en détail dans le Chapitre 3.

### 5.2 Contrôle de l'ensemble monté par filtre modal spatial

#### 5.2.1 Dynamique à contrôler

20 La structure considérée est illustrée en Figure 5.1 est un ensemble monté  
composé d'un pneumatique Michelin de dimensions 235-45-R18 et d'une jante de  
profil 18xJ8 du constructeur automobile Mercedes.

La structure est excitée par un pot électrodynamique suspendu à une arche par  
des fils en élastomère. La réponse accélérométrique  $A$  de la structure est mesurée  
25 dans la direction  $y$  par un accéléromètre situé en pourtour de la jante. La réponse  
en force  $F$  est également mesurée dans la direction  $y$ . La structure est encastree à  
un bâti sismique de la même manière que sur un véhicule à l'aide de 5 boulons.



Figure 5.1 - Définition du banc d'essai statique du modèle 1:1 utilisé pour l'étude au vibromètre laser

Pour le processus d'identification, un signal aléatoire de type bruit blanc à une fréquence d'échantillonnage de 10 kHz et une amplitude maximale de 5 V est appliqué comme tension de commande à l'amplificateur du pot vibrant. La FRF  
5 entre la force  $F$  et l'accélération  $A$  est présentée dans la Figure 5.2. Comme pour les ensembles présentés dans le Chapitre 4 une richesse modale significative se trouve dans la bande passante 200-500 Hz. Cette plage de fréquences correspond aux principaux modes des ensembles montés qui ne sont pas filtrés en aval par le  
10 châssis de la voiture. Pour rappel sur ce banc d'essais, le poids de l'ensemble applique un moment de flexion sur le support au centre du moyeu sur l'axe  $x$ , générant les deux premiers modes 1 et 2. Ensuite, en raison de la déformation du pneu, un mode acoustique 3 est présent, correspondant à la propagation d'une onde sonore à l'intérieur de la cavité du pneumatique sur son rayon moyen. Enfin, le  
15 mode d'ovalisation 4, le mode de tangage 5 et le mode de pompage 6 sont les modes caractéristiques de ces ensembles. Ici, l'objectif principal de contrôle est d'amortir

le mode de pompage 6, celui-ci était le plus énergétique d'après des données fournies par l'industriel. La Table 6 résume les caractéristiques des principaux modes de l'ensemble étudié.

Mode	Description	Fréquences (Hz)	Facteur de perte $\eta$ (%)
1	Support mode 1	159,5	1,24
2	Support mode 2	173,7	1,75
3	Cavité	208,0	0,58
4	Ovalisation	253,0	1,80
5	Tangage	281,9	1,69
6	Pompage	436,0	1,06

Table 6 – Fréquences propres expérimentales et facteur de perte.

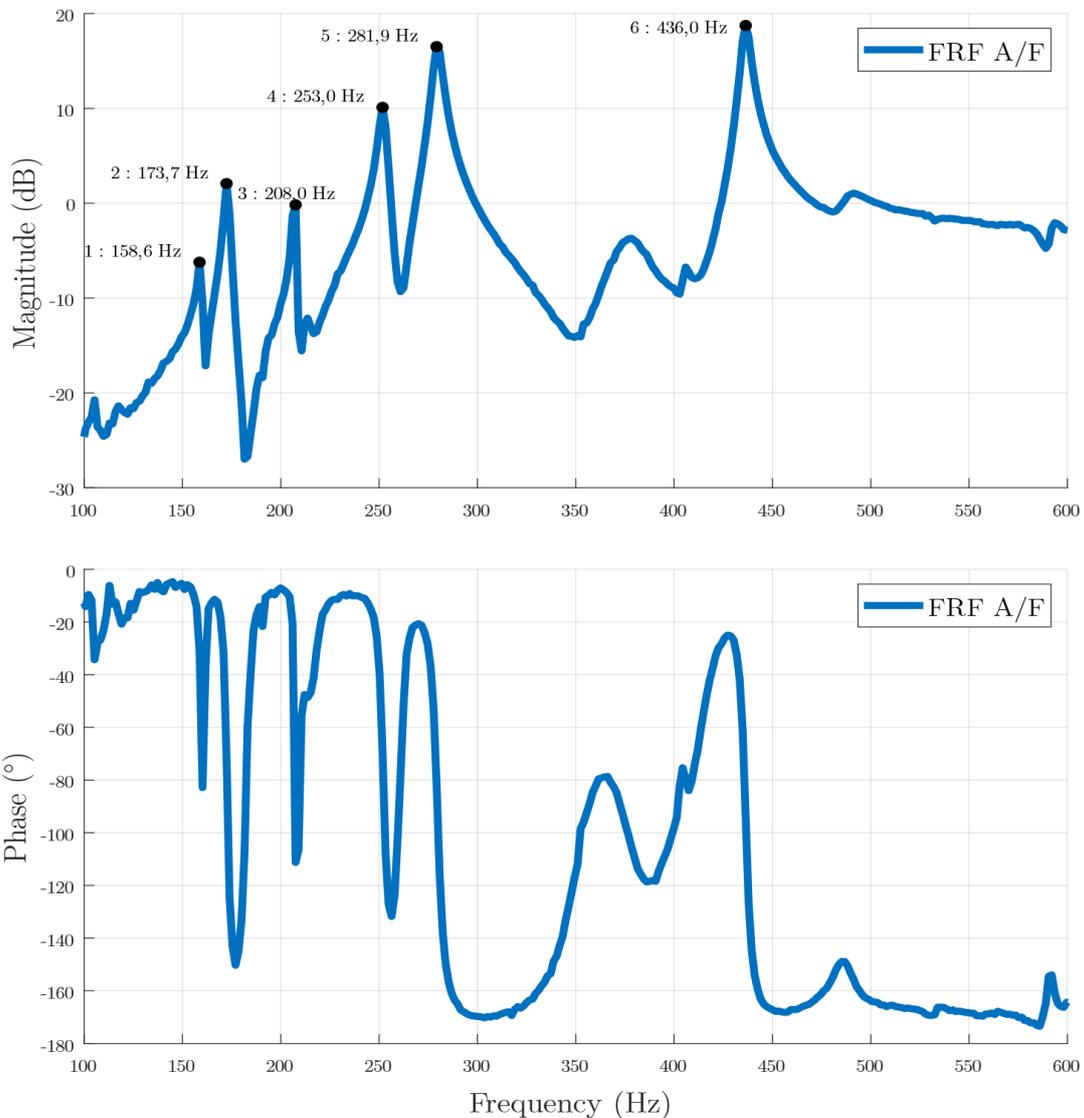


Figure 5.2 – Diagramme de Bode du système réel

## 5.2.2 Stratégie de contrôle

Dans la section suivante, les déformées dynamiques des modes de la structure sont étudiées afin d'optimiser le placement de transducteurs piézoélectriques dans le but de réaliser un double filtre modal spatial. Ensuite, la fonction de transfert entre les deux anneaux de transducteurs piézoélectriques, un pour la partie actionnement et l'autre pour la partie détection est identifiée. Enfin, le contrôleur proposé est présenté.

### 5.2.2.1 Conception et performance du filtre modal spatial

Afin d'optimiser la contrôlabilité du mode ciblé, à la fois les capteurs et les actionneurs PZT doivent être positionnés dans des zones de forte déformation. Ainsi, une étude expérimentale des déformations modales de l'assemblage est réalisée en utilisant un vibromètre laser Polytec PSV500. Dans ce cas, l'excitation est également appliquée via le pot vibrant comme indiqué dans la Figure 5.1. Les résultats de cette analyse sont présentés dans la Figure 5.3, où il est possible d'observer les déformations modales expérimentales des modes de cavité (a), d'ovalisation (b), de tangage (c) et de pompage (d).

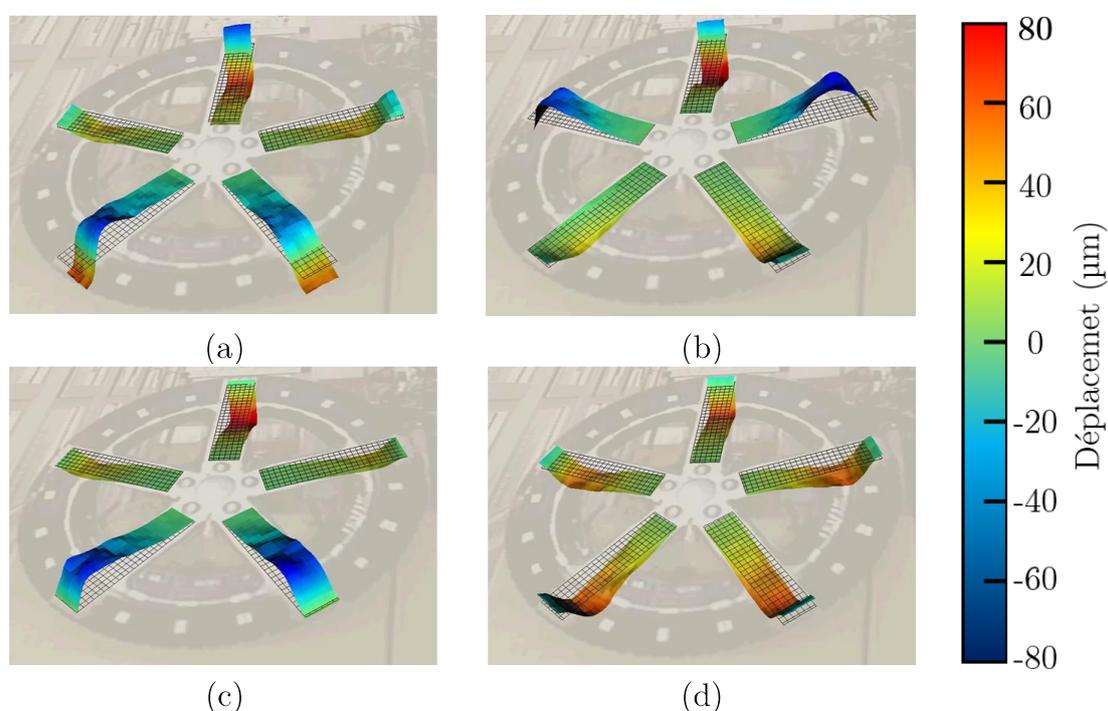


Figure 5.3 - Déformées modales expérimentales des modes de cavité 208 Hz (a), ovalisation 235 Hz (b), tangage 282 Hz (c) et pompage 436 Hz (d) de l'ensemble monté

Le mode de pompage de l'ensemble (mode 6) présente un faible amortissement avec un facteur de perte  $\eta$  de 1,06 % et sa déformée dynamique révèle que tous les rayons se déforment en phase avec une déformation identique. A noter que ce mode est le seul avec une déformation axialement symétrique par rapport aux modes 3, 4 et 5. En utilisant ces informations, l'emplacement et le câblage des actionneurs et des capteurs PZT peuvent être optimisés.

La Figure 5.4 illustre le concept de filtre modal spatial à l'aide d'une vue en coupe d'un ensemble monté avec un nombre de rayon pair. Lorsqu'un transducteur piézoélectrique subit une déformation, il génère une tension proportionnelle à celle-ci, et dont le signe dépend du sens de la courbure qui lui est appliquée. La Figure 5.4.a illustre la déformée modale du mode de pompage où tous les transducteurs se déforment en phase. Par conséquent, la tension  $V$  produite par les deux transducteurs est du même signe et de même amplitude. La Figure 5.4.b présente la déformée modale d'un mode non-axialement symétrique. Ici, les deux tensions  $V$  générées par les transducteurs sont de signe opposé et de même magnitude, comme c'est le cas pour le mode de tangage par exemple.

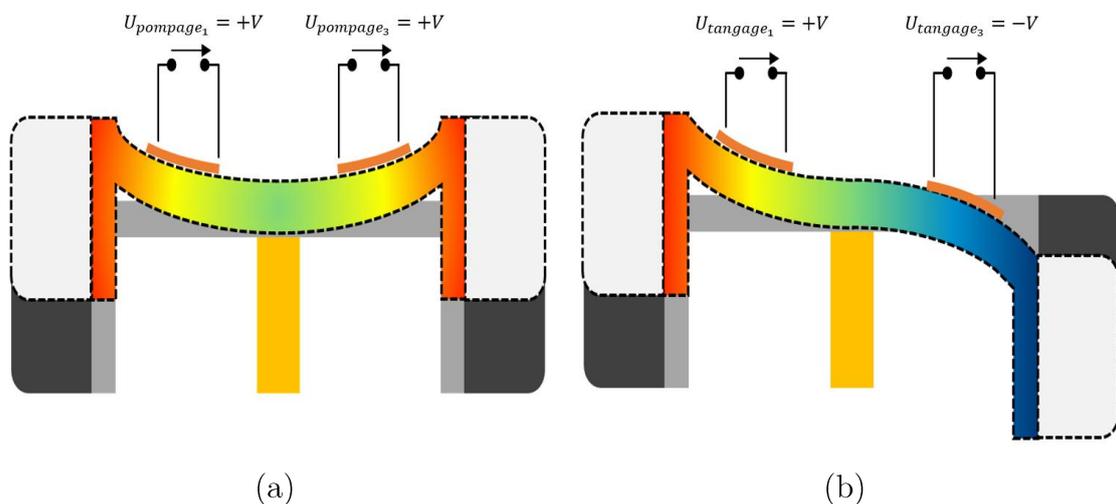


Figure 5.4 – Représentation schématique du fonctionnement d'un filtre modal spatial sur l'ensemble monté

Grace à ce phénomène de sommation ou d'annulation de tension lié à la position du rayon et à la déformation modale ainsi qu'à l'organisation du câblage, les fonctions d'actionnement et de détection seront effectuées par le biais d'anneaux de transducteurs. Ces groupes de transducteurs piézoélectriques sont câblés en

parallèle. Ainsi, le réseau de câblage de PZT est conçu selon la Figure 5.5 où chaque anneau est composé de 5 transducteurs, un par rayon, comme suit :

- Couronne intérieure (actionnement) : 105 mm de rayon moyen
- Couronne extérieure (détection) : 185 mm de rayon moyen

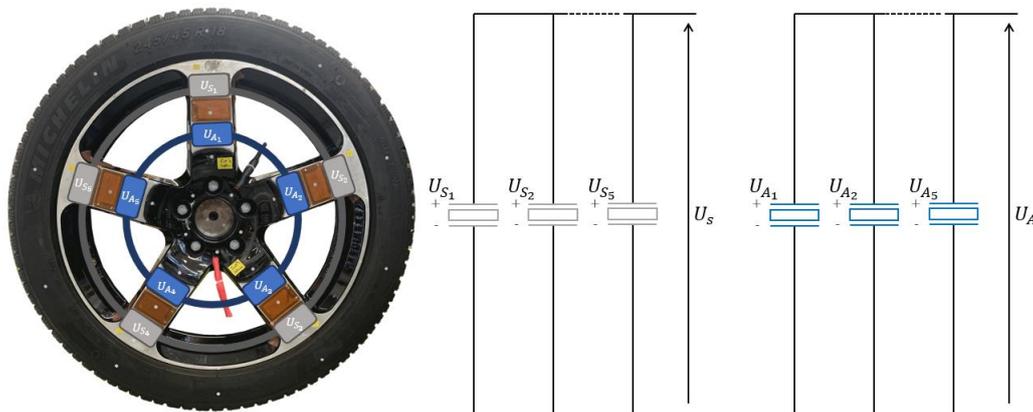


Figure 5.5 - Câblage des 10 transducteurs piézoélectriques PZT en deux couronnes

Par conséquent, les anneaux intérieur et extérieur peuvent théoriquement agir uniquement sur le mode de pompage. Que ce soit pour le détecter ou le contrôler.

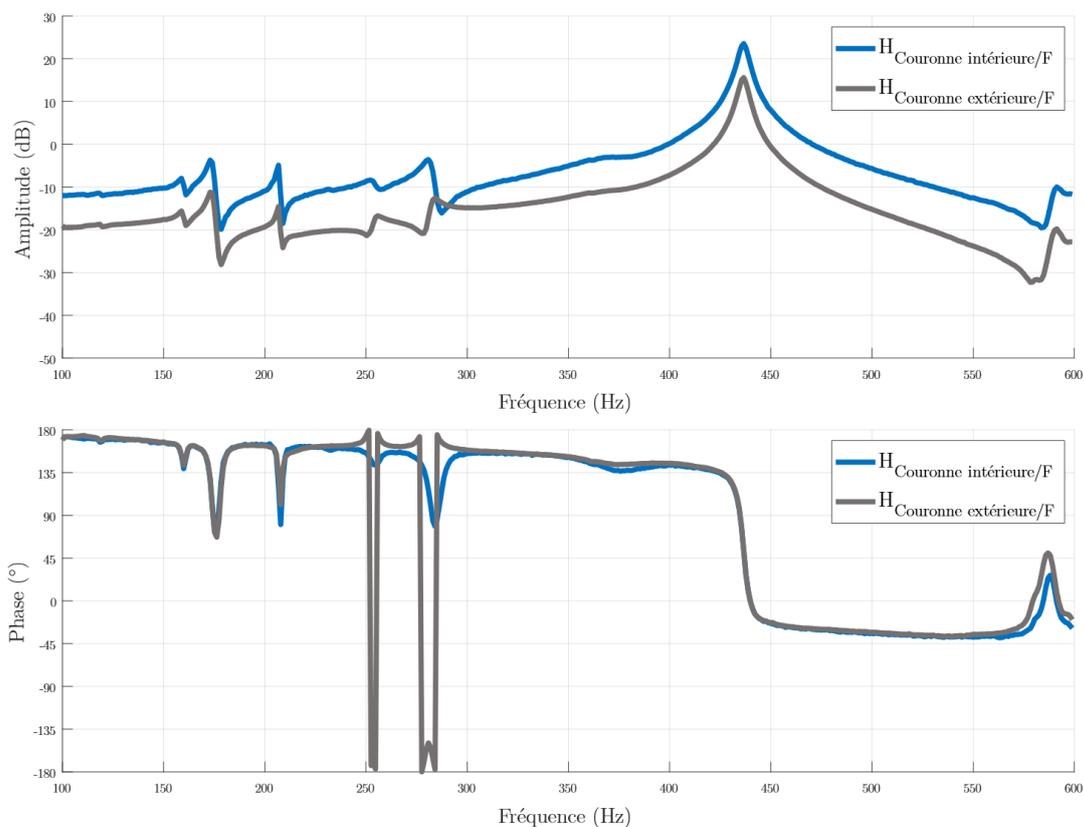


Figure 5.6 – FRF expérimentales entre la perturbation  $F$  du pot vibrant et des tensions des couronnes intérieure et extérieure ( $U_A$  et  $U_S$ )

Pour vérifier cette hypothèse, les fonctions de transfert entre la perturbation du vibreur  $F$  et la tension de sortie des anneaux intérieur et extérieur,  $U_A$  et  $U_S$  respectivement, sont mesurées et illustrées dans la Figure 5.6. Le mode 6, à savoir le mode de pompage situé à 436 Hz est dominant tandis que les autres sont perçus avec des amplitudes inférieures de 30 dB par ces deux couronnes. En termes d'amplitude, la couronne intérieure montre une réponse plus importante, une différence de presque 10 dB est observable avec la couronne extérieure. Par conséquent, sous hypothèse d'un couplage plus important, c'est celle-ci qui sera utilisée dans la section suivante pour assurer la fonction d'actionneur et la couronne extérieure pour la fonction de capteur.

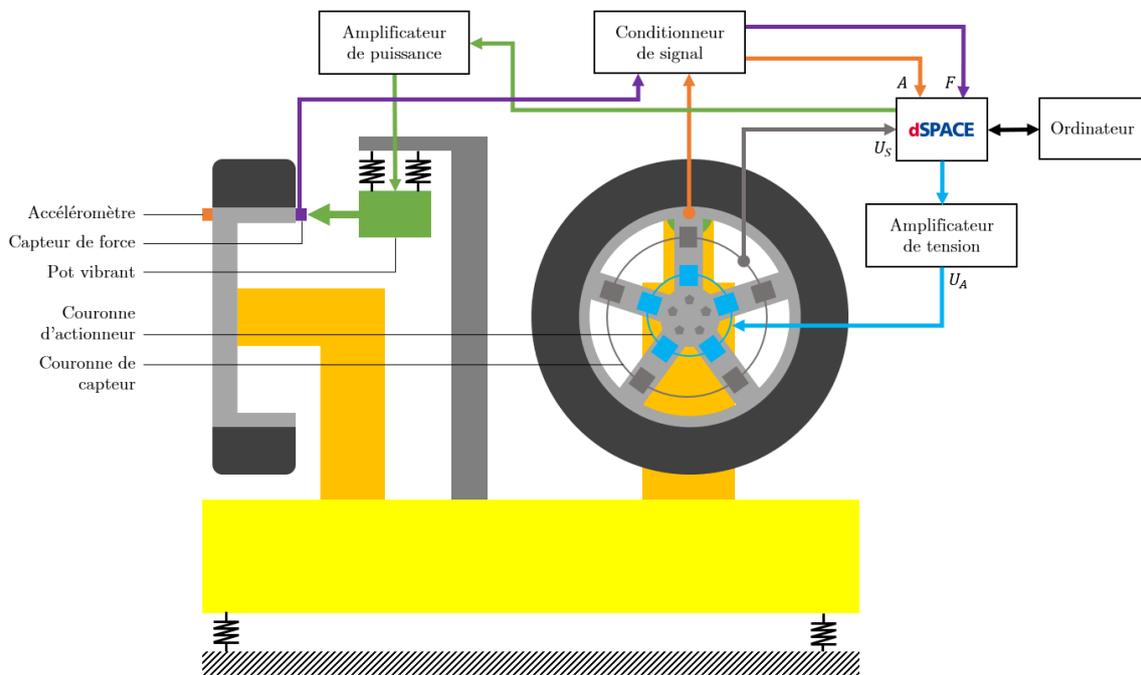


Figure 5.7 - Définition du banc statique et de l'ensemble monté équipée de ses deux couronnes de transducteurs piézoélectriques

### 5.2.2.2 Identification du système de contrôle

La prochaine étape consiste à mesurer et identifier les fonctions de transfert suivantes :  $H_0$ ,  $H_0'$ ,  $H_1$  et  $H_2$  définies telles que :

$$H_0(s) = \frac{A(s)}{F(s)} \quad (5.1)$$

$$H_0'(s) = \frac{U_S(s)}{F(s)} \quad (5.2)$$

$$H_1(s) = \frac{U_S(s)}{U_A(s)} \quad (5.3)$$

$$H_2(s) = \frac{A(s)}{U_A(s)} \quad (5.4)$$

Où  $s$  est la variable de Laplace.

La configuration expérimentale illustrée dans la Figure 5.7 est excitée successivement par le pot vibrant puis par la couronne intérieure. La perturbation utilisée est un signal aléatoire de type bruit blanc permettant d'obtenir la réponse accélérométrique de la structure et la réponse en tension de la couronne extérieure. La mesure en pourtour de roue de l'accélération est justifiée par la nécessité d'avoir un capteur de performance situé en dehors de la boucle de contrôle.

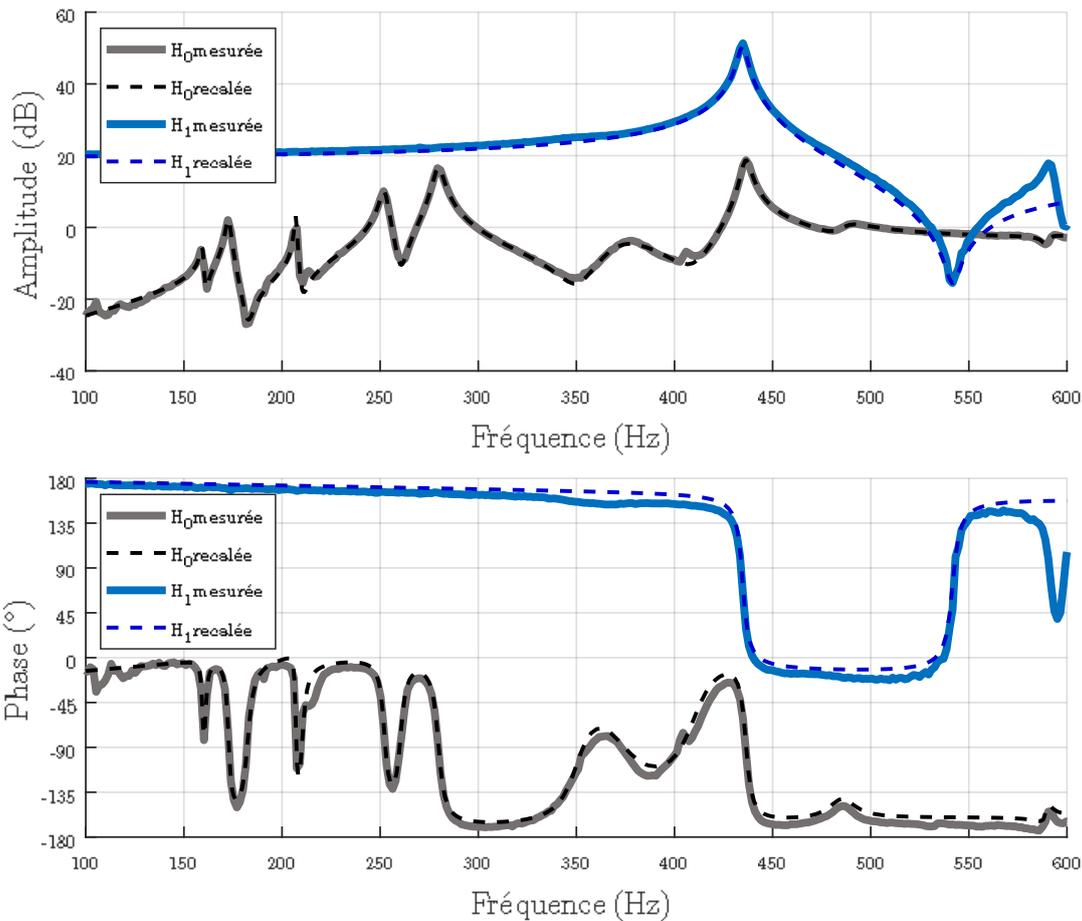


Figure 5.8 – FRFs, perturbation par bruit blanc Couronne extérieure/Couronne intérieure piézoélectrique (bleu) et perturbation par bruit blanc du pot vibrant/Accéléromètre (gris)

Les modèles de ces fonctions de transfert sont établis grâce à la méthode des Fractions Rationnelles Polynomiales (RFP) [7,8], permettant d'obtenir des systèmes pôle-zéro. La Figure 5.8 illustre les fonctions de transfert mesurées et identifiées  $H_0(f)$  et  $H_1(f)$ . La caractéristique la plus importante à noter est l'effet du double filtre modal spatial entre l'anneau intérieur et l'anneau extérieur. Son effet est visible sur le tracé de  $H_1(f)$ . Cette caractéristique permet de réduire ou d'éviter tout effet de spillover dans la boucle fermée ainsi que de concentrer l'énergie de contrôle sur le mode de pompage. L'ensemble des paramètres identifiés de la fonction de transfert entre l'actionneur et le capteur peut être définis comme une somme de  $n$  systèmes du second ordre tel que :

$$H(s) = \sum_i^n \frac{a_i + b_i s}{s^2 + 2\xi_i \omega_i s + \omega_i^2} \quad (5.5)$$

$$a_i = \text{Re}(M_i e^{j\phi_i}) \quad (5.6)$$

$$b_i = \text{Im}(M_i e^{j\phi_i}) \frac{1}{\omega_i} \quad (5.7)$$

Où  $\omega_i$  est la fréquence du mode  $i$  et  $\xi_i$  le facteur d'amortissement modal. Aussi,  $M_i$  et  $\phi_i$  sont respectivement l'amplitude et la phase du mode  $i$ . Ces paramètres sont résumés dans le Table 7.

Mode	$\omega_i/(2\pi)$ (Hz)	$\xi_i$		
1	159.5	$1.24 \times 10^{-3}$		
2	173.7	$1.75 \times 10^{-3}$		
3	208.0	$0.58 \times 10^{-3}$		
4	253.0	$1.80 \times 10^{-3}$		
5	281.9	$1.69 \times 10^{-3}$		
6	436.0	$1.06 \times 10^{-3}$		
H <sub>0</sub>				
Mode	Amplitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^0$	$b_i^0$
1	-5.64	-37.17	-5.37	$1.00 \times 10^8$
2	2.24	-79.74	-7.97	$1.09 \times 10^8$
3	3.07	-66.46	-3.76	$1.30 \times 10^8$
4	10.03	-76.07	-12.45	$1.58 \times 10^8$
5	16.70	-85.47	-15.01	$1.76 \times 10^8$
6	18.88	-84.66	-14.41	$2.74 \times 10^8$

$H_0$				
Mode	Amplitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^{0'}$	$b_i^{0'}$
1	2.74	154.74	-6.41	$1.00 \times 10^3$
2	7.23	124.61	-8.60	$1.09 \times 10^3$
3	2.15	150.55	-3.36	$1.30 \times 10^3$
5	5.91	-157.36	-13.30	$1.76 \times 10^3$
6	33.25	77.38	-14.46	$2.74 \times 10^3$
$H_1$				
Mode	Magnitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^1$	$b_i^1$
6	50.50	76.30	-17.02	$3.40 \times 10^3$
$H_2$				
Mode	Magnitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^2$	$b_i^2$
6	66.50	-99.56	-13.20	2.73

Table 7 - Paramètres modaux identifiés entre l'accélération ( $A$ ) et le capteur de force ( $F$ ) et entre l'anneau intérieur ( $U_A$ ) et la couronne extérieure ( $U_S$ )

La représentation complète du problème de contrôle est affichée dans le diagramme bloc de la Figure 5.9.

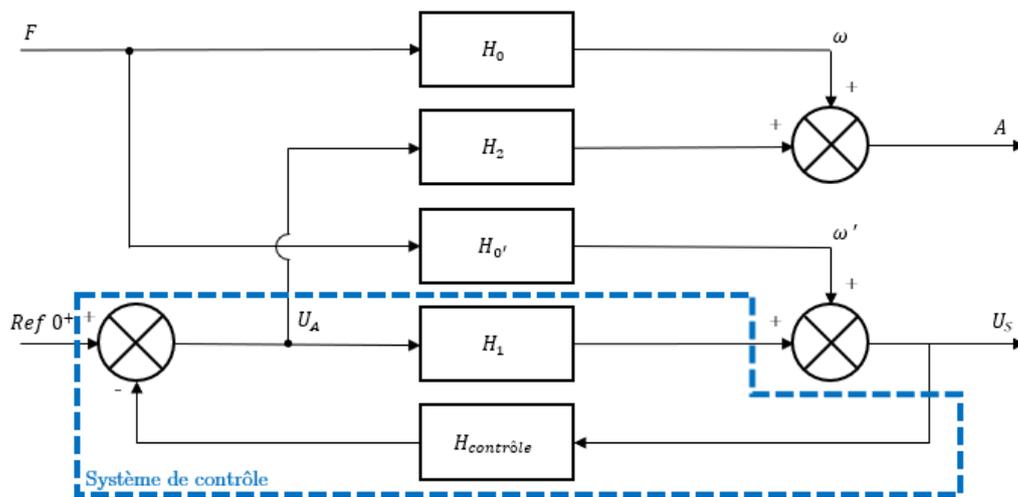


Figure 5.9 – Diagramme bloc en boucle fermée du système à filtre modal spatial simulé

### 5.2.2.3 Définition de la loi de contrôle

Basé sur la fonction de transfert en boucle ouverte  $H_1$  précédemment identifiée dans la section 6.2.2.2, un régulateur  $H_{\text{contrôle}}$  est défini, avec pour objectif d'atteindre des performances et des marges de stabilité satisfaisantes. La configuration actuelle de transducteurs présente un système à phase non nulle. En effet la fonction de transfert du contrôleur brut présente une phase de  $\frac{\pi}{2}$  à 436 Hz, fréquence du mode de pompage. Par conséquent, un régulateur proportionnel simple peut permettre d'apporter de l'amortissement en boucle fermée à la fréquence du mode ciblé. Le régulateur est donc défini de la manière suivante :

$$H_{\text{contrôle}} = g_1 \times \frac{s}{s + \omega_1} \times \frac{\omega_2}{s + \omega_2} \quad (5.8)$$

Où  $g_1$  est le gain global,  $\omega_1$  et  $\omega_2$  sont les fréquences de coupure d'un filtre passe-bande, respectivement 100 et 4000 rad/s. Les marges de stabilité sont estimées en simulant le système complet affiché dans la Figure 5.9 et sont montrées dans la Figure 5.10. On peut observer que pour un gain  $g_1$  de 10, les marges résultantes sont satisfaisantes, à savoir  $M_G = 17.2$  dB et  $M_\phi = 83.3^\circ$ . Le gain  $g_1$  a est donc réglé tel que  $g_1 = 10$  qui correspond à la valeur optimale d'amortissement des pôles ciblés.

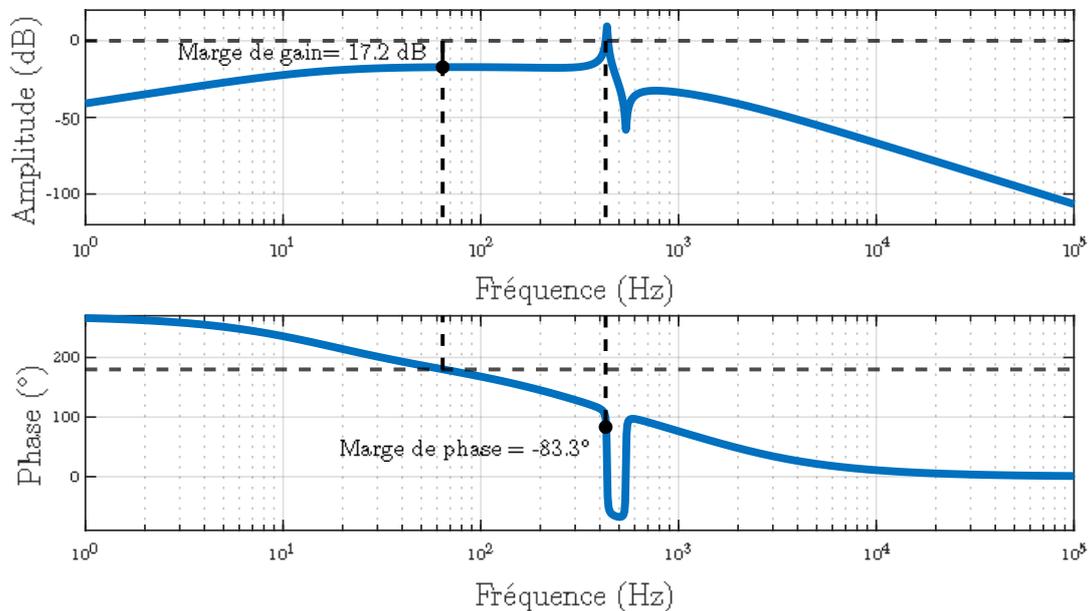


Figure 5.10 – Fonction de transfert en boucle ouvert de la fonction  $H_1(s) \cdot H_{\text{control}}(s)$  pour  $g_1 = 10$

La Figure 5.11 présente les performances simulées du contrôleur  $H_{\text{contrôle}}$  pour des gains  $g_1$  de 5 et 10 hors de la boucle entre l'accélération  $A$  et la force transmise par le pot d'excitation  $F$ . Une réduction conséquente de l'amplitude du mode de pompage à 436 Hz est observable sur le zoom à droite de la Figure 5.11, atteignant respectivement une atténuation de -8 dB et -12 dB, soit 1/2.5 à 1/4 de l'amplitude de vibration initiale.

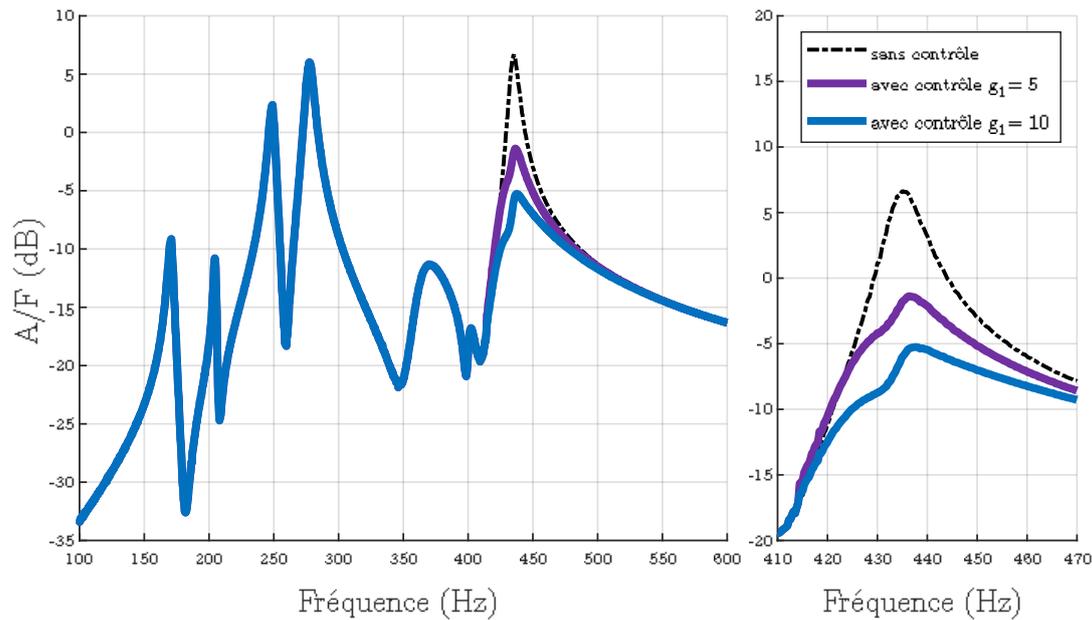


Figure 5.11 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle ( $g_1 = 5$  violet,  $g_1 = 10$  bleu) du système à filtre modal spatial

### 5.2.3 Études expérimentales du système de contrôle proposé

5 Maintenant que le contrôleur est conçu et réglé, ses performances et sa robustesse sont évaluées sur trois différents bancs d'essai expérimentaux. Le premier est le même que celui présenté dans la Figure 5.7, le deuxième permet l'application d'apporter une charge statique sur le pneu par la base. Enfin, le troisième reproduit

10 le contact route-pneu.

#### 5.2.3.1 Performances du système sur le banc statique

Le régulateur  $H_{\text{contrôle}}$  est testé sur le banc d'essai statique (Figure 5.7) entre le signal perçu  $U_S$  et la force d'actionnement résultante appliqué par  $U_A$ . Les résultats sont affichés dans la Figure 5.12 pour des gains  $g_1$  de 5 et 10. Par rapport

15 à la Figure 5.11, l'atténuation du mode de pompage est cohérente (-10 et -15 dB). Cette cohérence dans les niveaux de performance du contrôleur permet de valider sa conception. On constate également que le double filtre modal spatial concentre efficacement l'énergie de contrôle sur le mode de pompage sans aucun effet de spillover sur les autres modes caractéristiques de la structure.

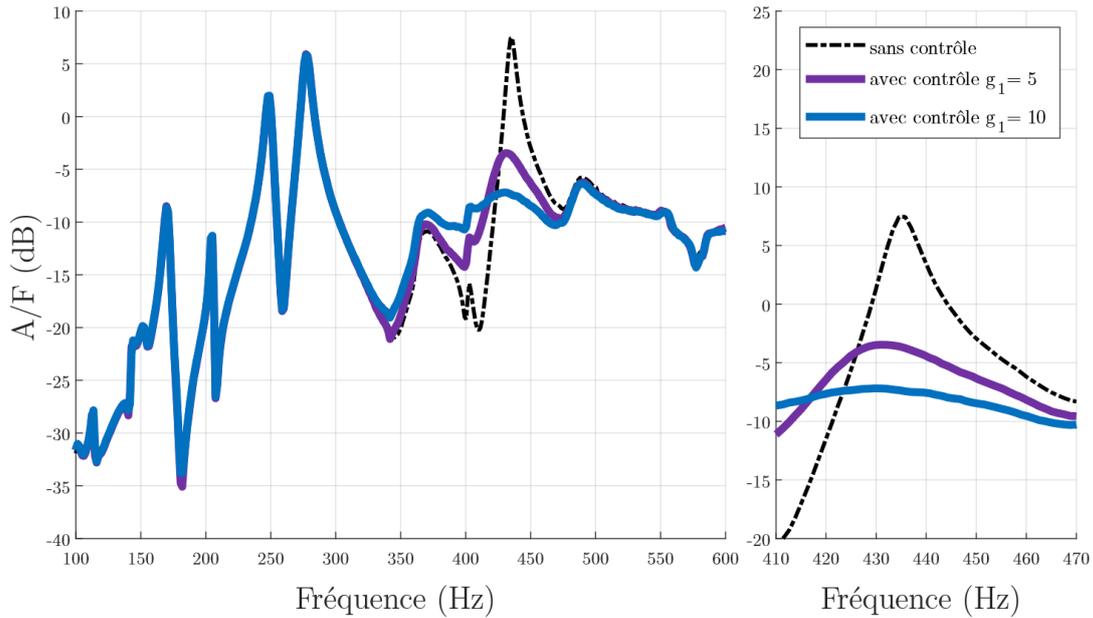


Figure 5.12 - FRFs expérimentales entre l'accélération  $A$  et la force de perturbation  $F$  du système à filtre modal spatial

La Figure 5.13 présente la valeur RMS de la tension de contrôle appliquée sur la couronne intérieure et le niveau d'atténuation du mode de pompage en fonction du gain de contrôle  $g_1$ . Une saturation du niveau d'atténuation est observable pour des gains  $g_1$  allant de 10 à des valeurs supérieures, ce qui valide le réglage défini pour le contrôleur  $H_{\text{contrôle}}$ . De plus, pour ce niveau d'excitation, la tension RMS appliquée aux actionneurs PZT est relativement faible (7V).

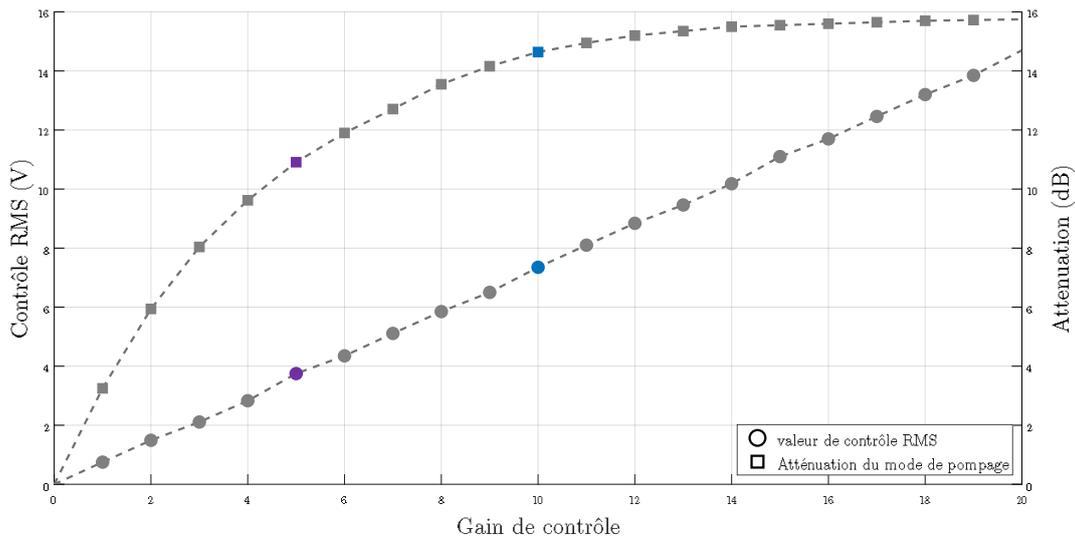


Figure 5.13 - Atténuation du mode de pompage et valeur RMS du signal de commande, image de la consommation en fonction du gain  $g_1$  du contrôleur

5.2.3.2 Performances du système sur le banc à vérin

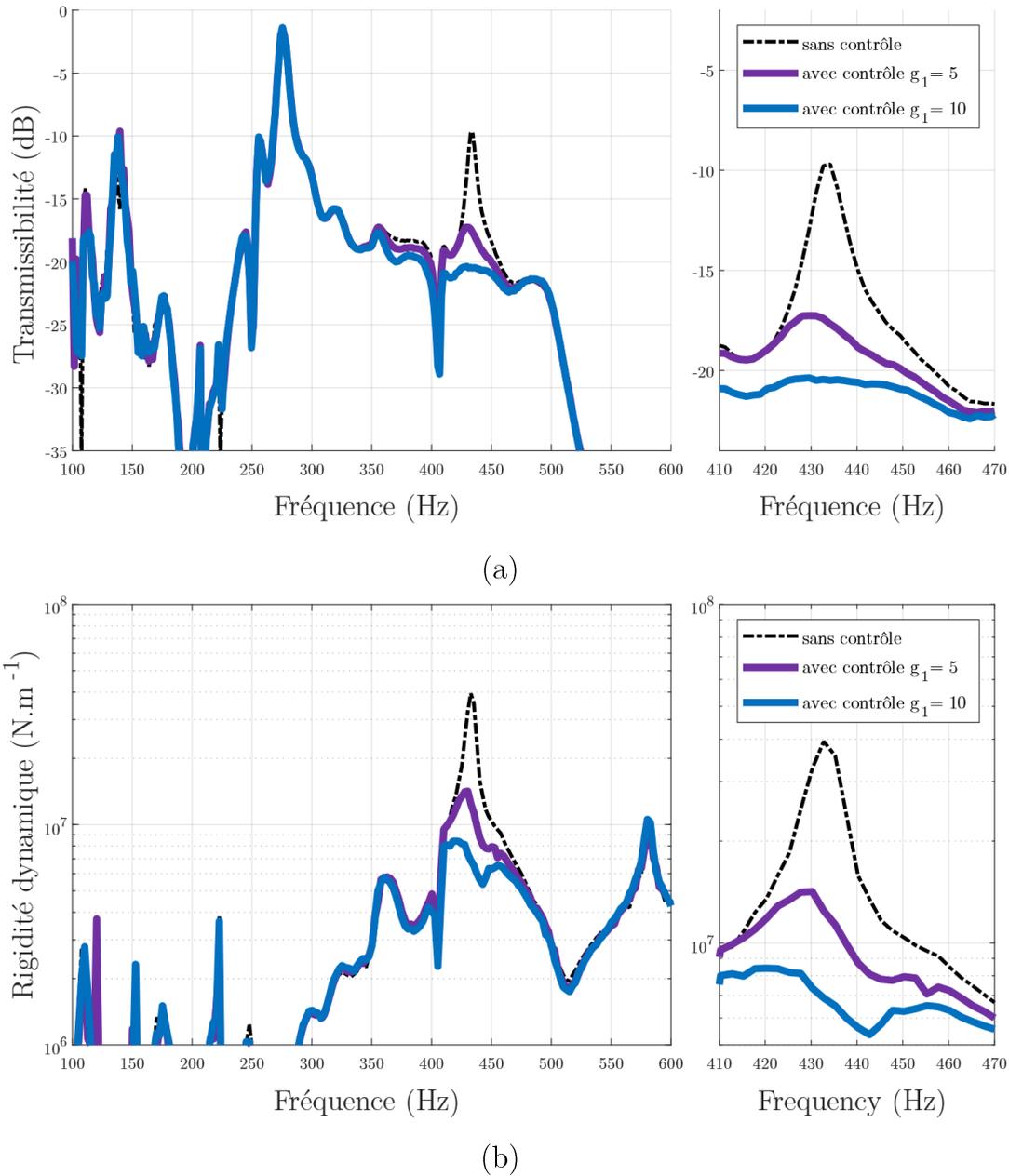
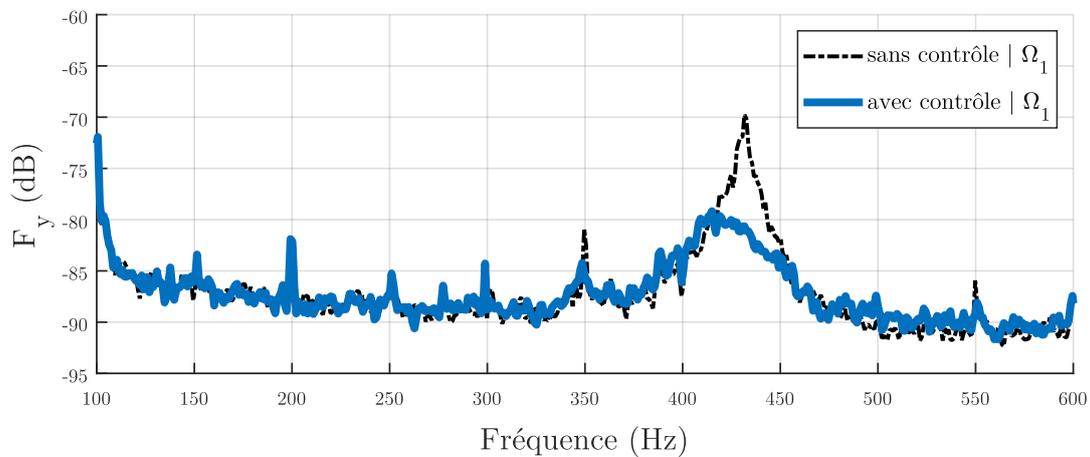


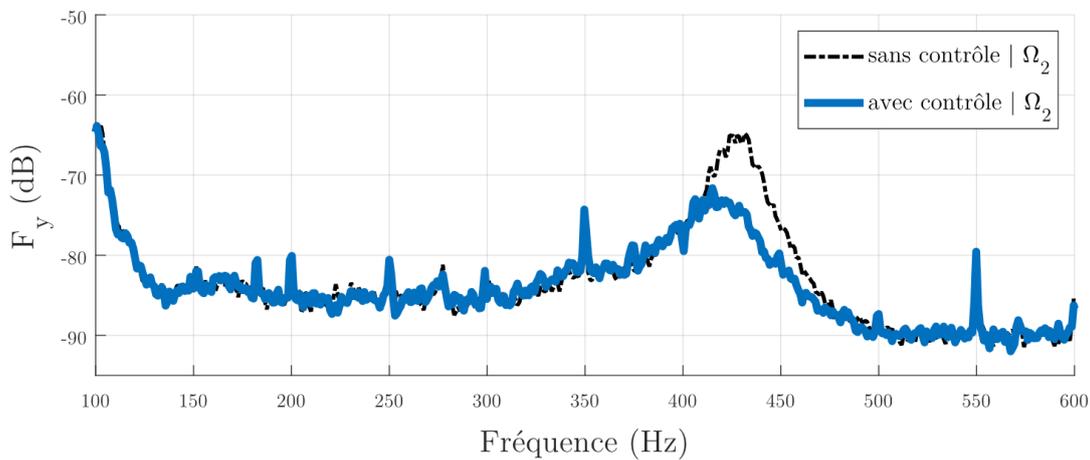
Figure 5.14 – Transmissibilité (a) et rigidité dynamique (b) mesurées avec et sans contrôle

Le principe de fonctionnement de ce deuxième banc d'essai est détaillé dans la section 3.3. Le même contrôleur  $H_{\text{contrôle}}$  est appliqué entre le signal perçu  $U_S$  et la tension de commande résultante appliqué par  $U_A$ . Les performances sont illustrées dans la Figure 5.14. La Figure 5.14.a présente la transmissibilité entre l'accélération induite à la structure  $\ddot{Y}_0$  et l'accélération résultante en pourtour de la jante  $\ddot{Y}_1$ . Une atténuation de -7.5 dB et -11 dB est observable sur le mode de pompage. La Figure 5.14.b montre l'effet du contrôleur sur la rigidité dynamique dans la direction de

l'axe de révolution de la jante au niveau du moyeu. La valeur mesurée passe de  $4e7$  à  $8.8e6$  N.m<sup>-1</sup> pour un gain  $g_1$  de 10 (-78 %). L'observation la plus importante ici est que le contrôleur semble avoir une influence directe sur la transmission des efforts entre le pneu et le moyeu de la roue. Encore une fois, étant donné que le niveau d'excitation est nettement inférieur aux conditions opérationnelles réelles, la tension appliquée à la couronne intérieure est maintenue à un faible niveau (1.74V RMS).



(a)



(b)

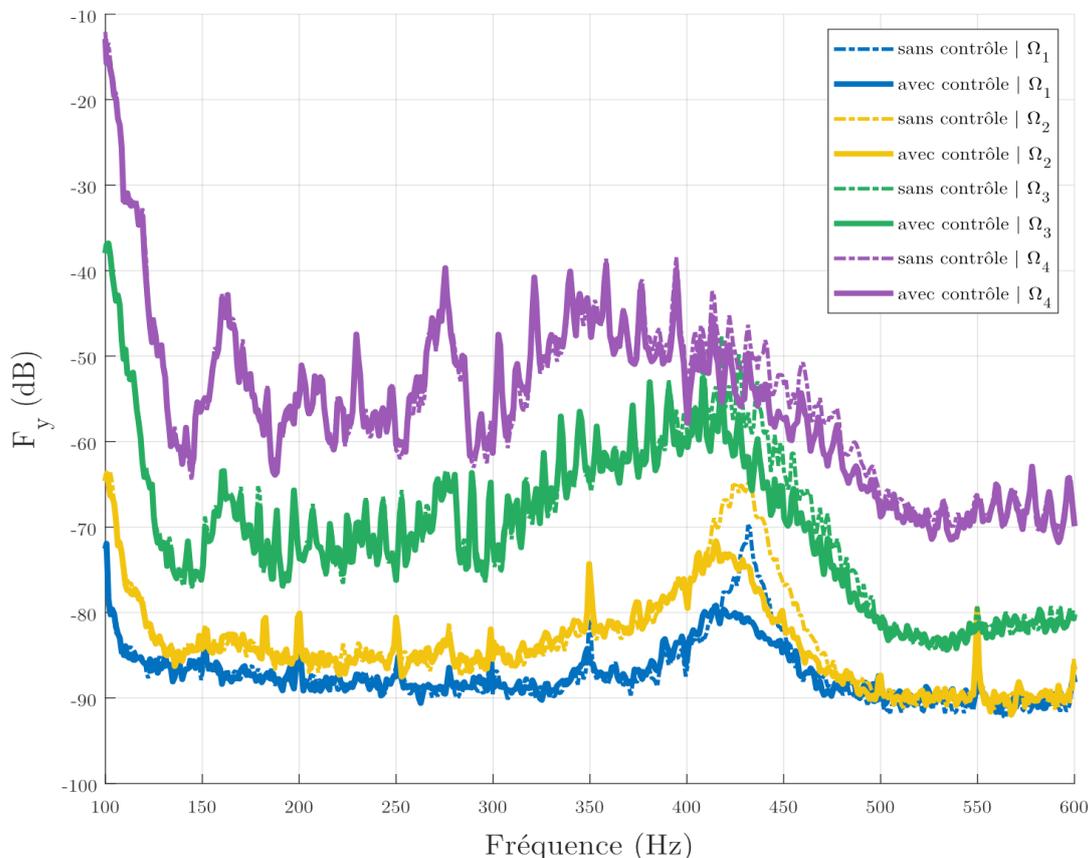
Figure 5.15 - Effort  $F_y$  mesuré dans le moyeu de l'ensemble monté étudié, pour des vitesses de rotation  $\Omega_1$  et  $\Omega_2$  avec contrôle (bleu) et sans contrôle (noir).

### 10 5.2.3.3 Performances et robustesse du système sur le banc M500

La dernière partie des résultats expérimentaux est réalisée sur le ZF-M500. Le principe de fonctionnement de ce banc d'essais est lui détaillé dans la section 3.5.

Maintenant, le même contrôleur  $H_{\text{contrôle}}$  est appliqué entre le signal perçu  $U_5$  et la force d'actionnement résultante appliquée par  $U_A$ . La Figure 5.15 montre la PSD de la force  $F_y$  mesurée dans l'axe du moyeu pour deux vitesses angulaires  $\Omega_1$  (Figure 5.15.a) et  $\Omega_2$  (Figure 5.15.b) où  $\Omega_2 > \Omega_1$ . Ces résultats sont présentés avec et sans application du contrôleur  $H_{\text{contrôle}}$  pour  $g_1 = 10$ . Une atténuation significative de 40 % de l'amplitude des efforts perçus dus au mode de pompage est observable à 436 Hz pour  $\Omega_1$  et de 30 % pour  $\Omega_2$ .

Il est important de noter que l'approche proposée reste performante malgré les conditions réalistes de roulement et un niveau de perturbation significativement plus élevé. De plus, le contrôleur semble peu sensible au décalage fréquentiel du mode de pompage entre  $\Omega_1$  et  $\Omega_2$  (10 Hz). Cette robustesse peut s'expliquer par la conception du système de contrôle qui présente un déphasage qui sera toujours de  $\frac{\pi}{2}$  à 436Hz quelle que soit la nouvelle fréquence du mode de pompage. De plus, il est basé sur la forme du mode qui n'évolue pas malgré la mise en rotation.



15

Figure 5.16 - Évolution des performances du contrôle en fonction de la vitesse de rotation  $\Omega$ , sans contrôle (pointillé) avec contrôle avec  $g_1 = 10$  (continu).

Enfin, la Figure 5.16 montre les différentes PSD d'effort avec et sans contrôle pour 2 vitesses angulaires supérieures,  $\Omega_3$  et  $\Omega_4$ , où  $\Omega_4 > \Omega_3 > \Omega_2 > \Omega_1$ . Plusieurs observations peuvent être faites. Tout d'abord, le contrôle reste efficace et localisé en fréquence autour du mode de pompage, et aucun effet indésirable n'est visible.

5 Enfin, la dynamique de l'ensemble monté semble évoluer avec l'augmentation de la vitesse. Le contrôle réduit toujours l'amplitude de l'effort de 30 et 20 % pour  $\Omega_3$  et  $\Omega_4$ . La conception du système de contrôle fournit la robustesse désirée, malgré l'évolution de la dynamique, aucun effet indésirable n'est observé. Cependant, un décalage dans la réponse de l'ensemble monté est évident si l'on compare les PSD

10 obtenues pour  $\Omega_1$  et  $\Omega_4$ , tant en termes de niveaux d'effort mesurés que de réponse en fréquence. Il semble que la loi de contrôle proposée ici ne soit plus adaptée pour des vitesses de rotation élevées.

La conception de ce système de contrôle est basée sur plusieurs hypothèses qu'il convient de questionner. Le mode de pompage ciblé ici est supposé être

15 axisymétrique et peu ou pas impacté par la vitesse de rotation. Ainsi, à chaque instant, l'ensemble de rayons est supposé percevoir la même dynamique. De ce fait, la loi de contrôle, travaillant via les couronnes de transducteurs piézoélectriques, applique sur chacun des rayons un signal de commande équivalent. En reprenant les informations détaillées dans le Chapitre 4, il est probable que ces hypothèses

20 soient ici limitées. En effet, avec la mise en rotation, les rayons se retrouvent tour à tour dans des positions de contraintes minimales ou maximales. Ceci, combiné aux différentes non-uniformités des ensembles montés, rend ce système en couronne inadapté aux variations de dynamique qu'il subit.

### 5.3 Contrôle actif de la structure simplifiée

25 Dans cette section, il est question de présenter les travaux réalisés sur le banc simplifié. La conception et le principe de fonctionnement de ce dispositif expérimental sont présentés dans le Chapitre 3.4. L'objectif à travers ce banc d'essais est d'appréhender les contrôleurs robustes, tels que les contrôleurs à mode glissant, ainsi que l'impact de la rotation et d'une dynamique évolutive sur les

performances de ceux-ci. Cette présentation passe alors par le détail de deux groupes de résultats, les premiers obtenus par l'utilisation d'un contrôleur type LQG et le second par un contrôleur à mode glissant.

### 5.3.1 Dynamique à contrôler

5 Le disque représentant un modèle simplifié d'un ensemble monté est présenté ainsi que son comportement vibratoire dans la section 3.4. Pour rappel, ce banc d'essais a été conçu de telle sorte à avoir les mêmes caractéristiques dynamiques qu'un ensemble monté. Celles-ci sont définies par ces 3 modes de vibrations, à savoir, ovalisation, tangage et pompage (le disque ne présentant pas de cavité, le mode qui lui est attaché n'est donc pas présent) ainsi que par le caractère évolutif de sa dynamique lorsqu'il est soumis à une rotation.

10

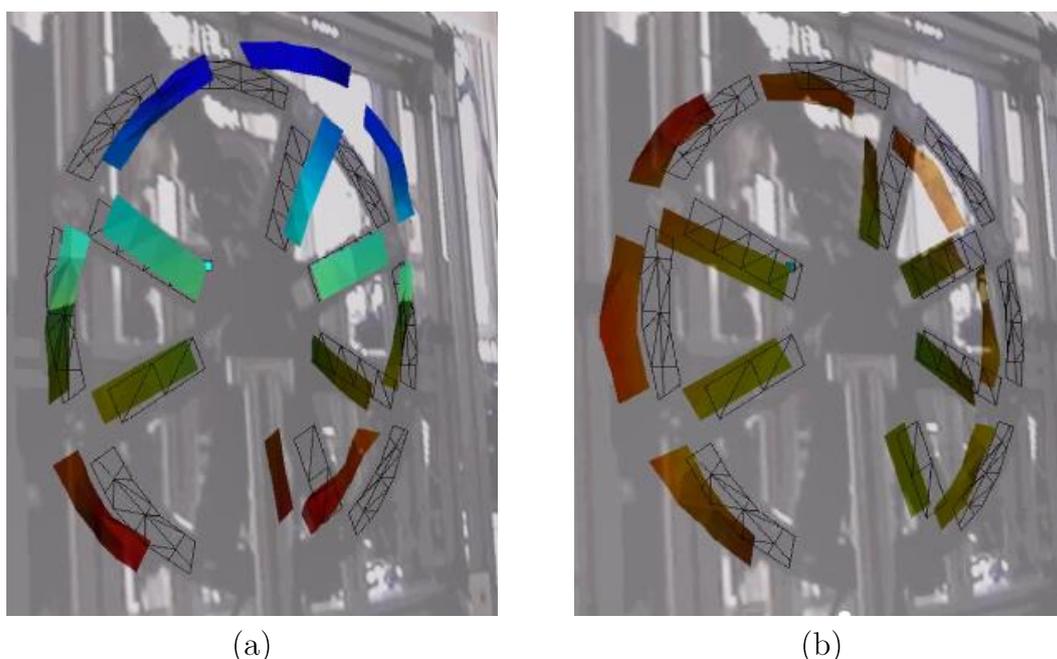


Figure 5.17 - Déformées modales expérimentales des modes de tangage 48,4 Hz (a) et de pompage 53 Hz (b) du disque du banc simplifié

Ici, il est question de focaliser le contrôle sur les deux modes de vibration de l'assemblage présentés dans la Figure 5.17, à savoir, le mode de tangage à 48,4 Hz ainsi que le mode de pompage à 53 Hz.

15

### 5.3.2 Stratégie de contrôle

Dans la section suivante, le positionnement des transducteurs piézoélectriques est présenté et justifié en s'appuyant sur les déformées dynamiques des modes de

la structure ainsi que sur les propriétés des actionneurs et capteurs utilisés. Par la suite, une étude numérique est réalisée afin de mettre en opposition deux types de contrôleur, un linéaire LQG et un non-linéaire à mode glissant. Puis, par le biais de résultats expérimentaux, les avantages d'un système de contrôle à mode glissant sont présentés. Enfin, une conclusion sur le choix du contrôleur pour la solution finale est effectuée.

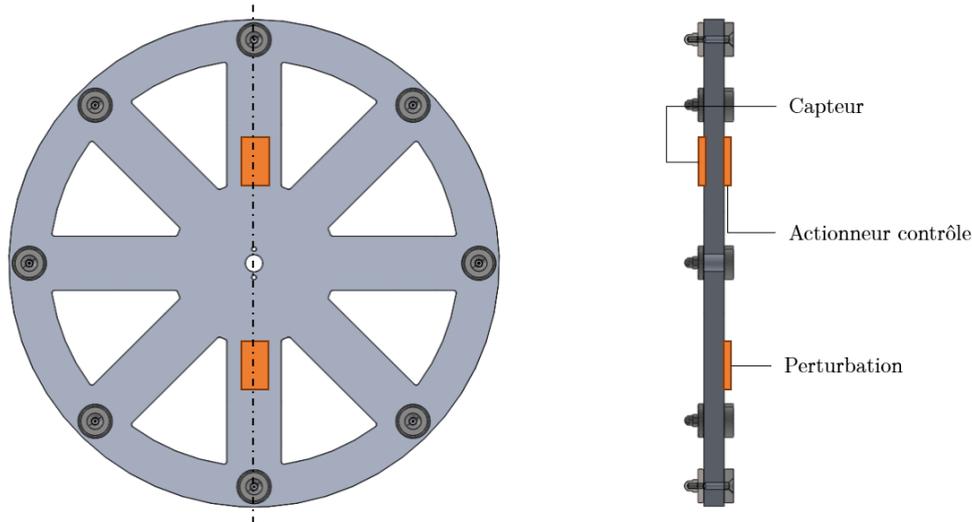


Figure 5.18 - Placement des transducteurs piézoélectriques sur le disque du banc simplifié

### 5.3.2.1 Identification du système de contrôle

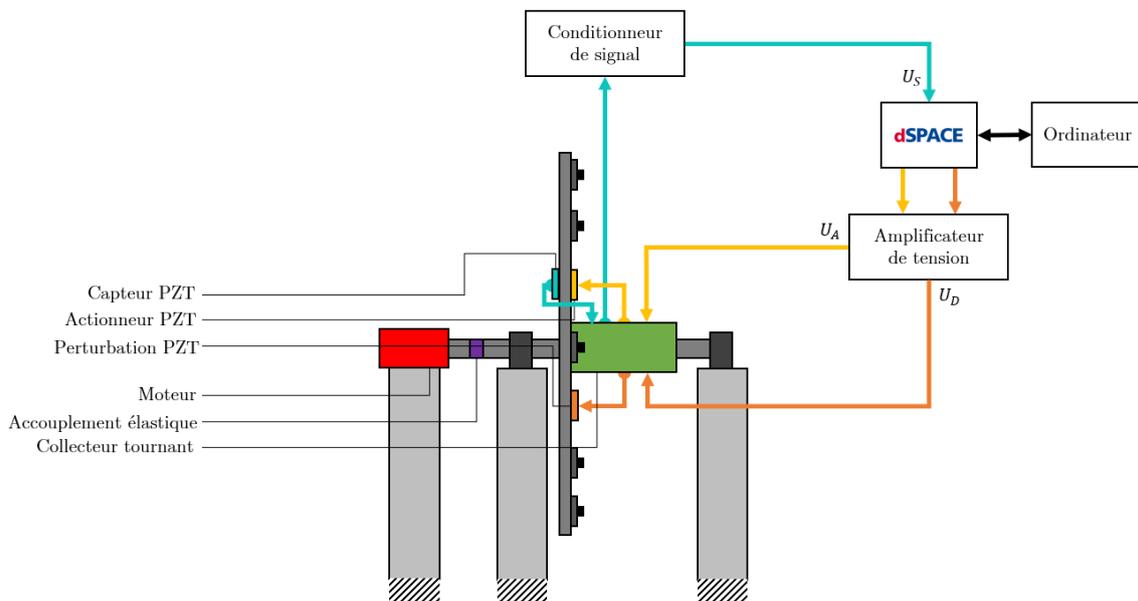
Il a été question dans un premier temps d'intégrer le minimum de transducteurs piézoélectriques sur la structure, en partie pour des raisons de coût. C'est pourquoi seul 3 transducteurs PI DuraAct P-876 ont été collés sur le disque. La structure étant cette fois-ci légère, au vu des performances obtenues avec les mêmes transducteurs sur l'ensemble monté, cette première étape semble pertinente. Pour rappel, un transducteur piézoélectrique doit être placé, que ce soit pour travailler suivant l'effet direct ou indirect, dans la zone de plus forte déformation. C'est pourquoi, la configuration illustrée par la Figure 5.18 a été retenue. Les transducteurs sont placés sur les rayons et au plus proche de l'encastrement des rayons. La configuration se compose alors d'un couple de transducteurs colocalisés, et d'un troisième utilisé pour ajouter une perturbation extérieure.

La prochaine étape consiste à mesurer et à identifier les fonctions de transfert suivantes :  $H_0$  et  $H_1$  définies telles que :

$$H_0(s) = \frac{U_S(s)}{U_D(s)} \quad (5.9)$$

$$H_1(s) = \frac{U_S(s)}{U_A(s)} \quad (5.10)$$

Où  $s$  est la variable de Laplace.



5 *Figure 5.19 - Définition du banc simplifié et de l'ensemble monté équipé de ses deux couronnes de transducteurs piézoélectriques*

Le dispositif expérimental et le système de contrôle proposés sont illustrés dans la Figure 5.19. La perturbation utilisée est un signal aléatoire de type bruit blanc. Celle-ci est apportée à la structure successivement par les deux transducteurs piézoélectriques émettant  $U_A$  et  $U_D$ . La réponse en tension perçue par le troisième transducteur piézoélectrique  $U_S$  est mesurée pendant cet apport d'énergie à la structure.

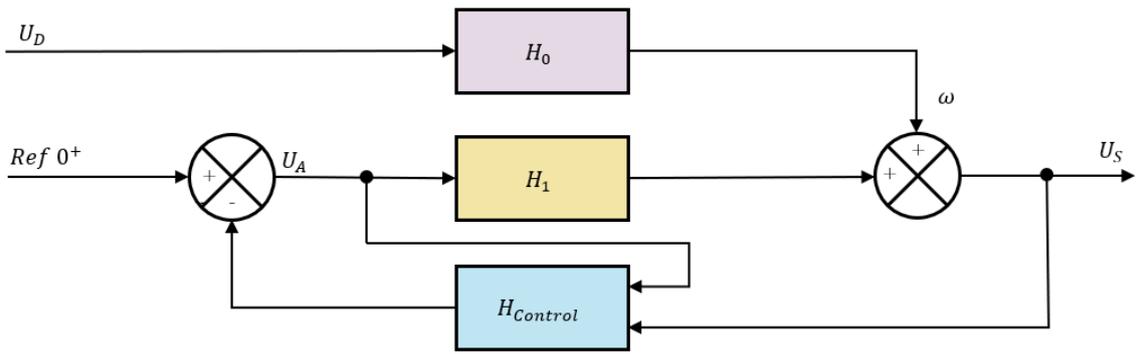


Figure 5.20 – Diagramme bloc du système de contrôle du disque en boucle fermée

La représentation complète du problème de contrôle est affichée dans le diagramme bloc de la Figure 5.20. Les fonctions de transfert mesurées et identifiées  $H_0(s)$  et  $H_1(s)$  sont illustrées dans la Figure 5.21. On constate que la fonction de transfert d'actionnement permet de visualiser l'ensemble des modes caractéristiques de la structure, le mode de tangage à 48,4 Hz, de pompage à 53 Hz ainsi que le mode d'ovalisation à 98 Hz. Les paramètres sont résumés dans la Table 9.

Mode	$\omega_i/(2\pi)$ (Hz)	$\xi_i$		
1	48,4	$1,12 \times 10^{-3}$		
2	53,0	$2,84 \times 10^{-3}$		
3	99,0	$0,4 \times 10^{-3}$		
4	127,3	$0,80 \times 10^{-3}$		
5	130,0	$1,00 \times 10^{-3}$		
6	209,4	$0,20 \times 10^{-3}$		
H <sub>0</sub>				
Mode	Amplitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^0$	$b_i^0$
1	-22,96	-102	-3,38	$0,30 \times 10^3$
2	-40,93	125	-10,3	$0,37 \times 10^3$
3	-41,27	125	-2,51	$0,62 \times 10^3$
4	-40,45	138	6,28	$0,80 \times 10^3$
5	-34,26	72	-7,85	$0,82 \times 10^3$
6	-43,08	-99	-2,31	$1,32 \times 10^3$
H <sub>1</sub>				
Mode	Amplitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^{0^*}$	$b_i^{0^*}$
1	-2,68	-38	-3,67	$0,31 \times 10^3$
3	-11,63	-37	-6,24	$0,36 \times 10^3$
5	-11,61	-31	-11,82	$0,82 \times 10^3$
H <sub>KF</sub>				
Mode	Magnitude (dB)	Phase (deg)	$a_i^1$	$b_i^1$
1	-2,67	-38	-3,74	$0,31 \times 10^3$

Table 8 - Paramètres modaux identifiés entre la perturbation ( $U_D$ ) et le capteur d'erreur ( $U_S$ ) et entre l'actionneur ( $U_A$ ) et le capteur d'erreur ( $U_S$ )

10

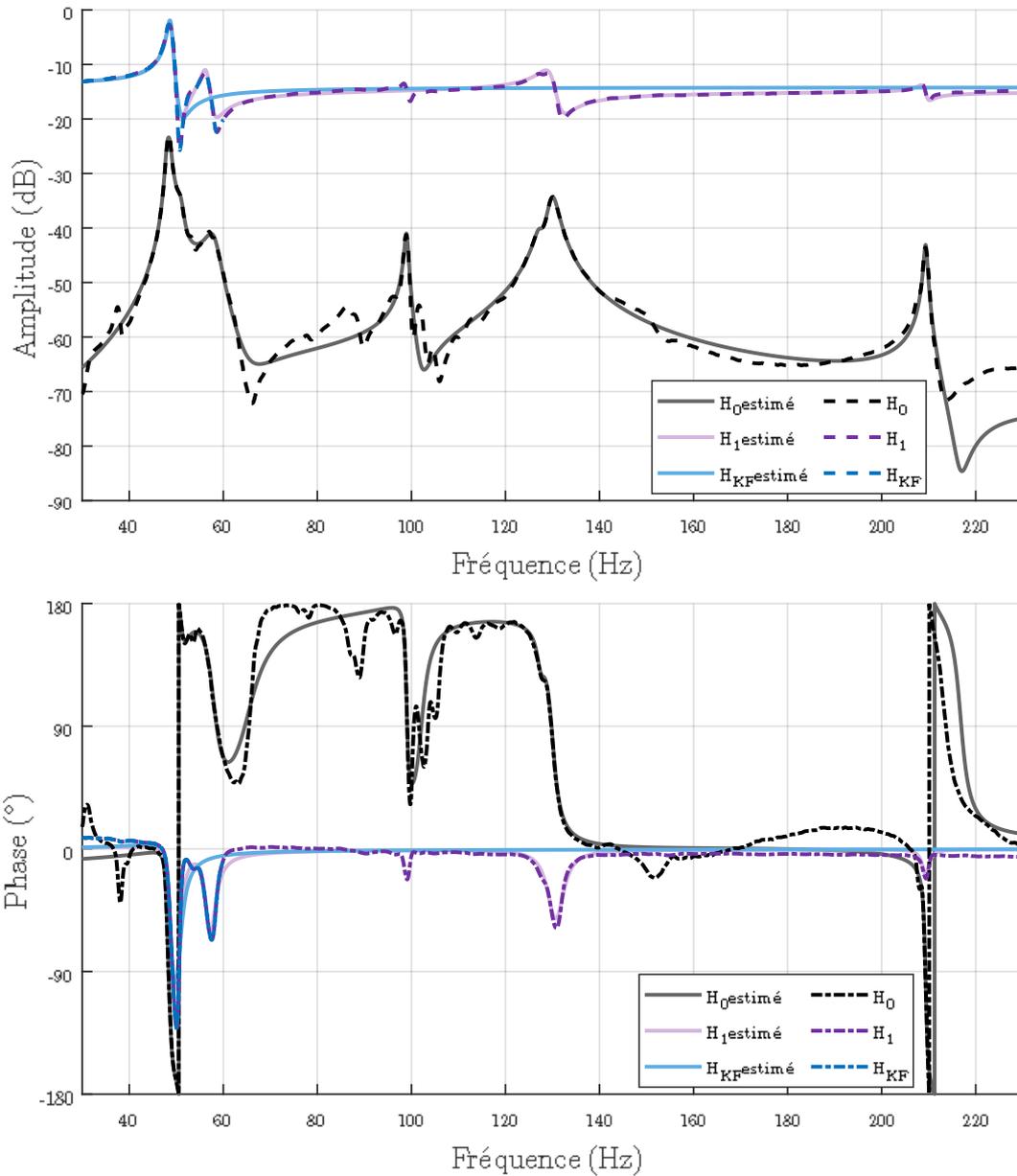


Figure 5.21 – FRFs, perturbation par bruit blanc  $U_A$  et mesure  $U_S$ , sans contrôle (noir), avec contrôleur LQG (bleu) et à mode glissant (violet)

### 5.3.2.2 Définition des systèmes de contrôle

5 Le banc d'essais utilisé ici a été conçu pour plusieurs raisons. Dans un premier temps, afin de s'affranchir de toutes contraintes liées à l'accessibilité de la M500, mais également pour permettre d'étudier les phénomènes présentés dans le Chapitre 4 sur une structure plus académique. Cet outil est une aide à la recherche et au choix de contrôleur à implémenter dans le système final.

Dans cette sous-section, sont conçus deux contrôleurs, un linéaire LQG et un non-linéaire à mode glissant. Ils sont tous deux alimentés par un filtre de Kalman qui estime un ensemble d'états du système. La conception de ces contrôleurs est établie dans le but de contrôler la dynamique du disque à l'arrêt.

## 5 Cas du contrôleur LQG

En reprenant les principes de conception d'un contrôleur LQG présenté dans la section 2.4.2, le système défini dans la Figure 5.22 est proposé. Le filtre de Kalman proposé permet l'estimation des états liés au mode de tangage de la structure. Les matrices  $Q$  et  $R$  utilisées pour l'optimisation LQR afin d'obtenir  $K_{LQR}$  sont les suivantes :

$$Q = \begin{bmatrix} 100 & 0 \\ 0 & 100 \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

$$R = 1 \quad (5.12)$$

Le gain  $K_{LQR}$  résultant obtenu est :

$$K_{LQR} = \begin{bmatrix} 7.76 \\ 5.65 \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

Concernant le filtre de Kalman les matrices  $Q_{KF}$  et  $R_{KF}$  utilisées sont :

$$Q_{KF} = \begin{bmatrix} 100 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

$$R_{KF} = 1 \quad (5.15)$$

Le gain  $K_{KF}$  ainsi obtenu est :

$$K_{KF} = \begin{bmatrix} -3.31 \\ 2.42 \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

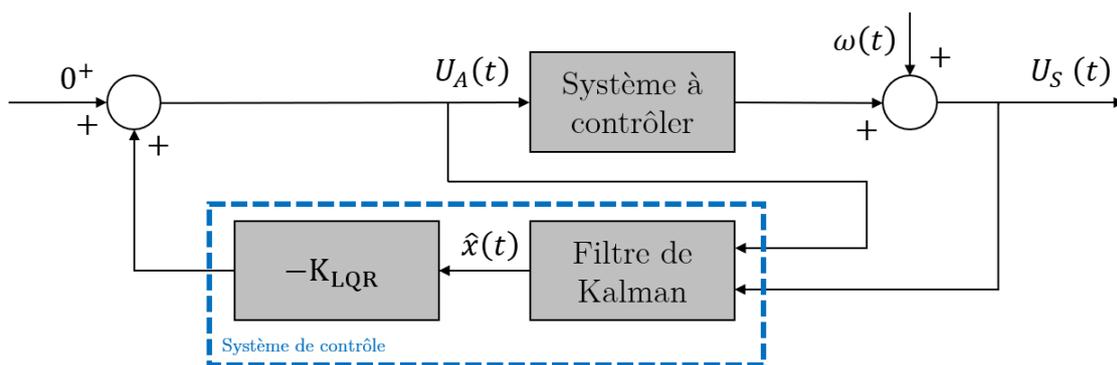


Figure 5.22 – Schéma bloc du contrôleur LQG utilisé sur le disque du banc simplifié

La Figure 5.23 présente les performances simulées du contrôleur *LQG* entre la perturbation transmise par  $U_D$  et la tension du transducteur utilisé comme capteur  $U_S$ . Une réduction conséquente de l'amplitude du mode de tangage à 48,4 Hz est observable, atteignant une atténuation de -13 dB.

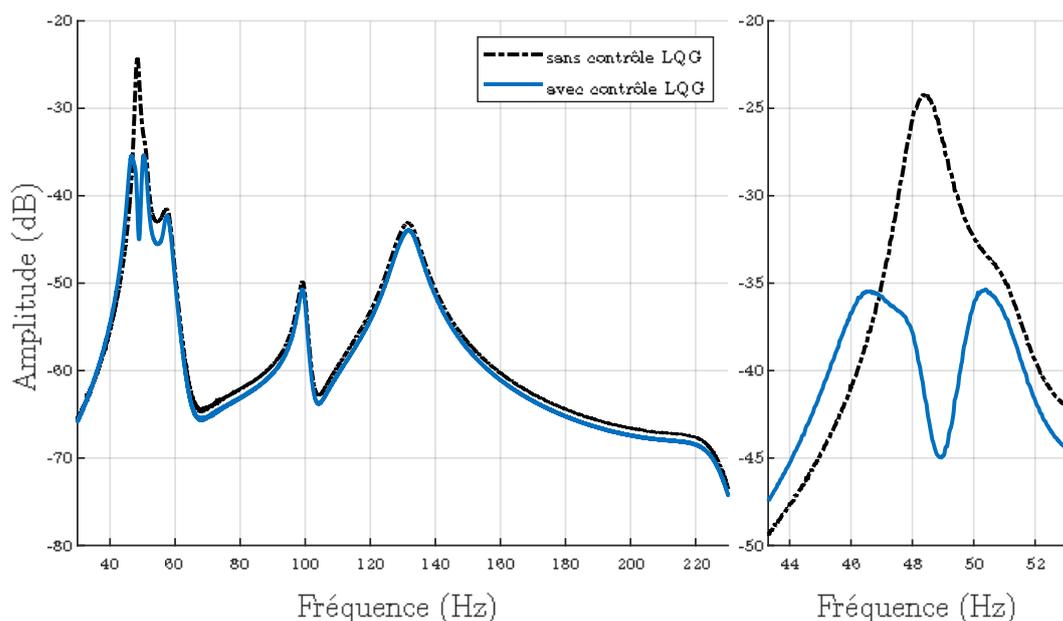


Figure 5.23 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle LQG

### Cas du contrôleur à mode glissant

10 En reprenant les principes de conception d'un contrôleur LQG présenté dans la section 2.4.2, le système défini dans la Figure 5.24 est proposé. De la même manière que pour le contrôleur LQG, l'estimateur d'état est conçu de telle sorte à estimer les états liés aux modes de tangage et de pompage du disque. L'optimisation de la

durée de vie du système de contrôle n'est pas étudiée pour le moment et une simple fonction  $\text{sign}()$  est alors utilisée comme fonction de commutation.

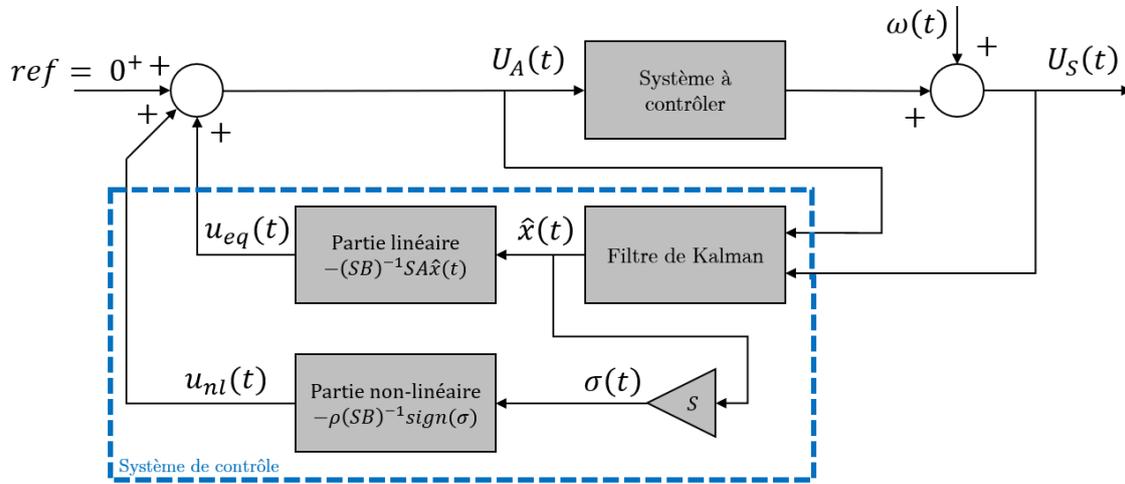


Figure 5.24 – Schéma bloc du contrôleur à mode glissant utilisé sur le disque du banc simplifié

5 La Figure 5.25 présente les performances simulées du contrôleur à mode glissant pour des valeurs de  $\rho$  de 1 et 10, hors de la boucle de contrôle entre la tension transmise par la perturbation  $U_D$  et celle du transducteur utilisé comme capteur  $U_S$ . Une réduction de l'amplitude du mode de tangage à 48,4 Hz est observable, atteignant des atténuations respectives de -2 et -5 dB.

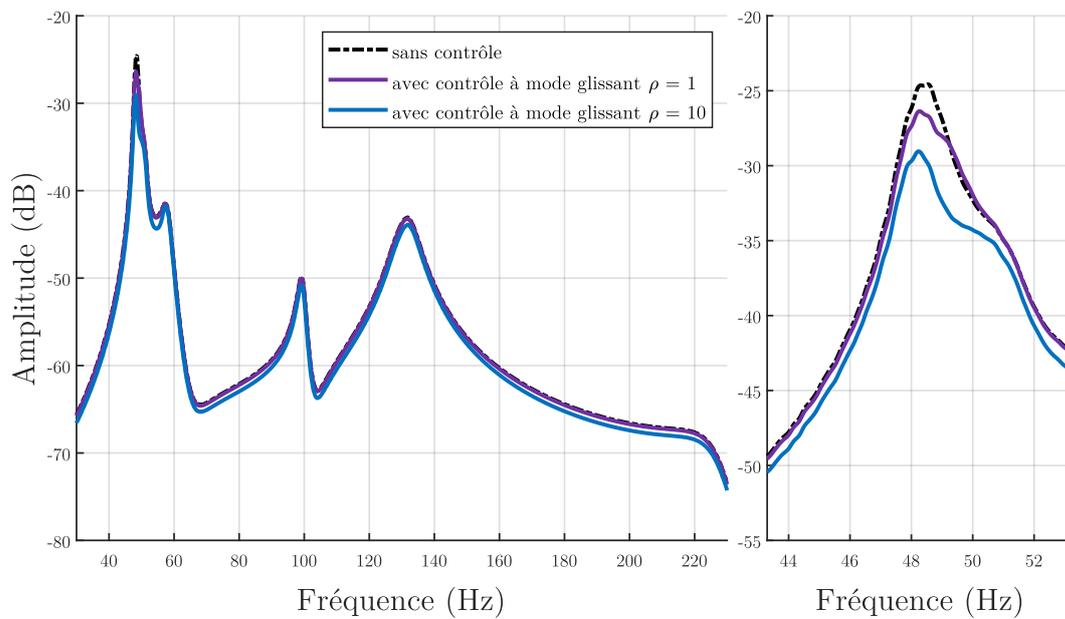


Figure 5.25 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle ( $\rho = 1$  violet,  $\rho = 10$  bleu).

10

### 5.3.3 Étude expérimentale des systèmes de contrôle

Comme cité dans la sous-section précédente, les deux contrôleurs proposés sont conçus pour contrôler la structure à l'arrêt. Afin d'évaluer les propriétés de robustesse des deux systèmes proposés, la structure est alors entraînée en rotation.

- 5 Par la suite, une perturbation harmonique supplémentaire est apportée par le biais des aimants permanents placés sur le disque et sur le châssis du banc d'essais.

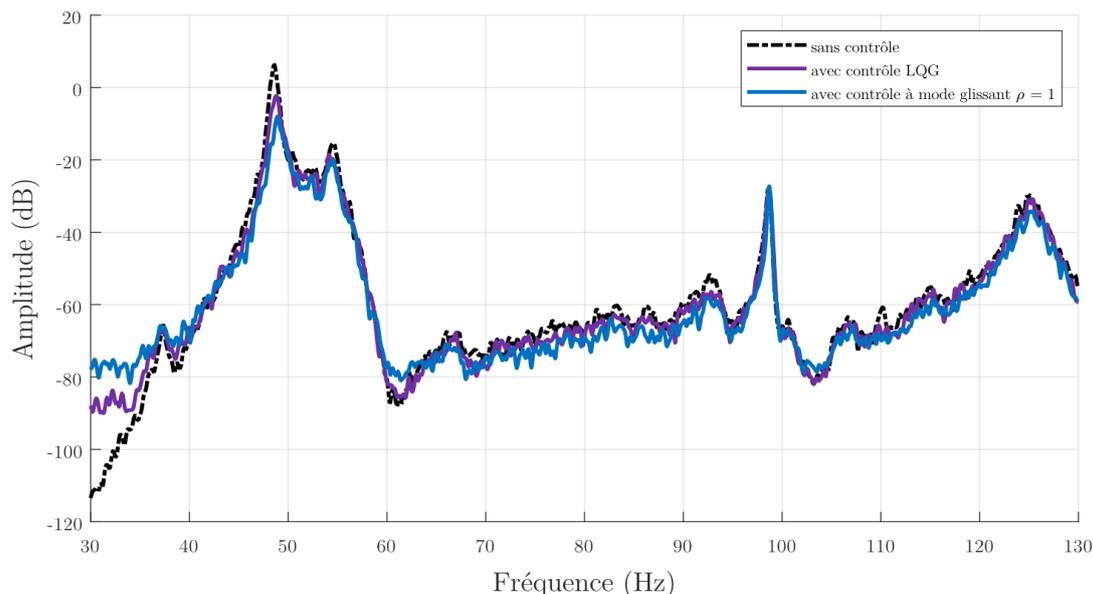


Figure 5.26 – FRFs, perturbation par bruit blanc via la tension  $U_D$ /tension  $U_S$  sans contrôle (noir) avec contrôleur LQG (bleu) et à mode glissant (violet)

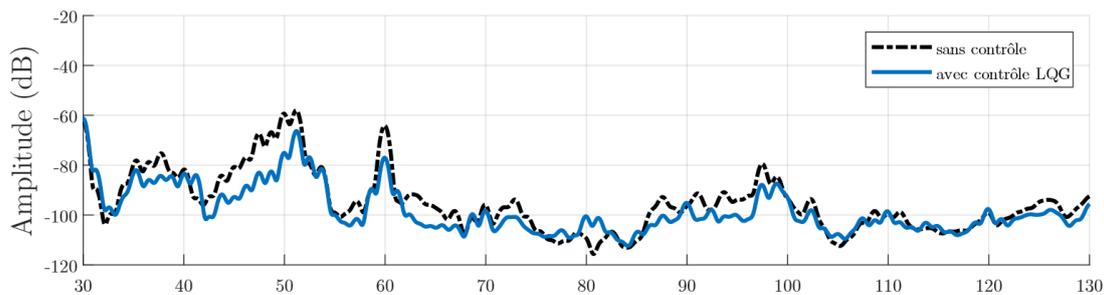
#### 10 5.3.3.1 Performance en mode nominal

- Les conditions initiales de fonctionnement du banc d'essais correspondent à celles utilisées pour identifier et concevoir les deux systèmes de contrôle proposés, c'est-à-dire, sans rotation et sans efforts normaux appliqués par les aimants permanents. La perturbation est ici un bruit blanc introduit par le troisième
- 15 transducteur piézoélectrique illustré dans la Figure 5.19. Les performances obtenues sont présentées dans la Figure 5.26. On constate des performances similaires pour le contrôleur LQG et pour celui à mode glissant, avec des atténuations respectives du modes de tangage de 10 et 15 dB V/V et du mode pompage de 3 et 4,5 dB V/V.
- La conclusion qui peut être tirée de ces résultats, est que les deux contrôleurs
- 20 semblent correctement conçus, mais ne présentent, pour ce cas de figure, pas ou peu de différence. Il est également important de souligner que le contrôleur à mode glissant est plus performant que le contrôleur LQG si une comparaison est faite

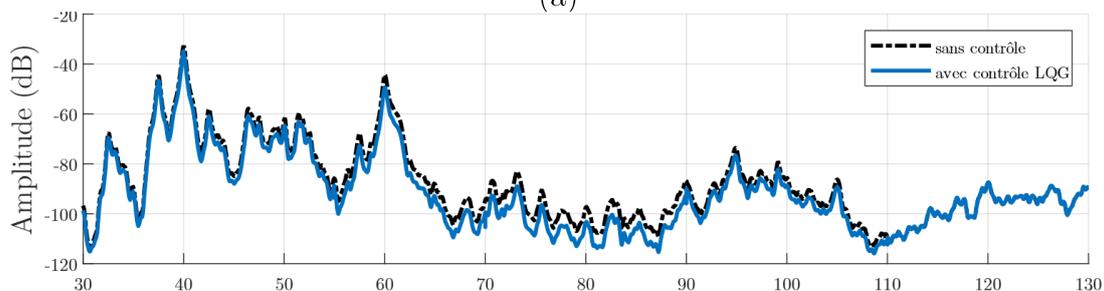
avec les résultats obtenus en simulation. Comme discuté dans le section 2.3.3, le contrôleur SMC, via sa composante non-linéaire, permet de s'adapter à différentes erreurs de modélisation ou non-linéarité non prise en compte dans le modèle, mais présente sur la structure réelle. Ce qui n'est pas le cas du contrôleur LQG.

### 5 5.3.3.2 Performance face à la variabilité de la vitesse de rotation

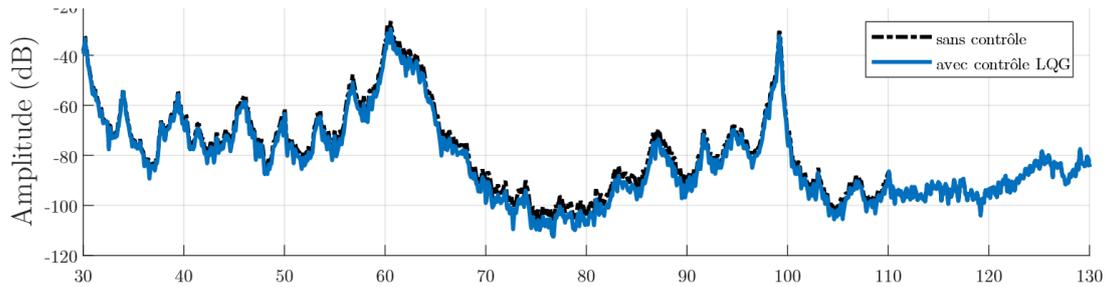
Les Figure 5.27 et Figure 5.28, illustrent les performances des deux méthodes de contrôle proposées face à une variation de la vitesse de rotation du disque. Les vitesses de rotation proposées sont de respectivement 2.5, 5, 7.5 et 10 Hz. Les différentes atténuations sont récapitulées dans la Table 9. On constate par  
10 comparaison entre les performances obtenues pour les deux contrôleurs que de manière générale, le contrôleur à mode glissant présente une meilleure tolérance face aux incertitudes liées à l'évolution de la dynamique de la structure contrairement au contrôleur LQG. La différence d'allure des réponses avec les  
15 contrôleurs LQG et SMC proviennent du fait que les aimants permanents placés sur le châssis du banc d'essais ne sont pas les mêmes. Afin de tester le contrôleur SMC dans une configuration davantage éloignée des conditions initiales, les aimants sélectionnés présentent une force d'attraction 4 fois plus importantes que ceux utilisés pour le contrôleur LQG.



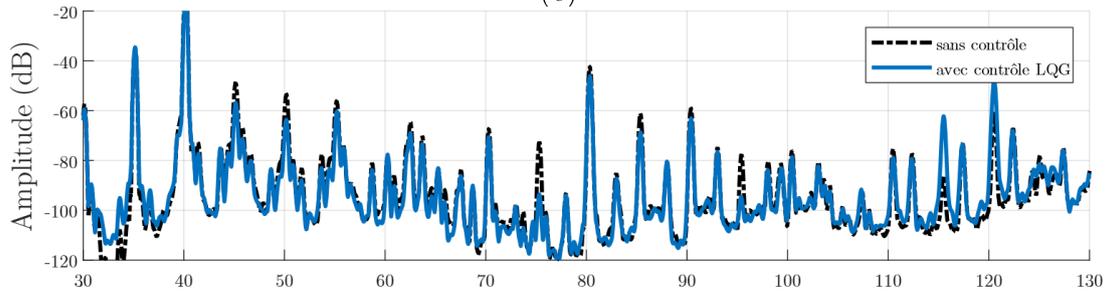
(a)



(b)



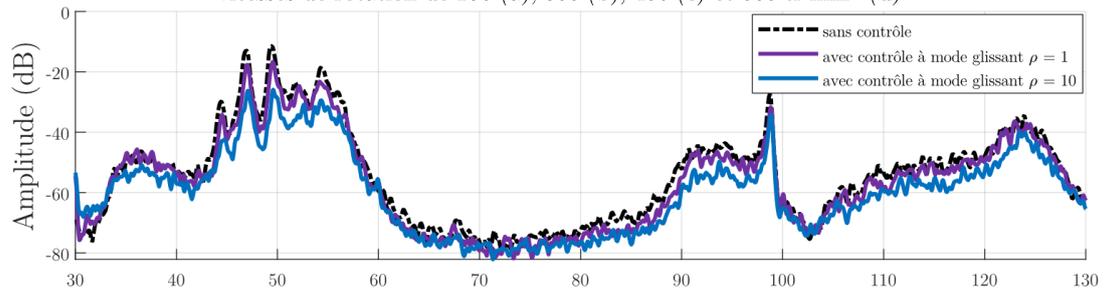
(c)



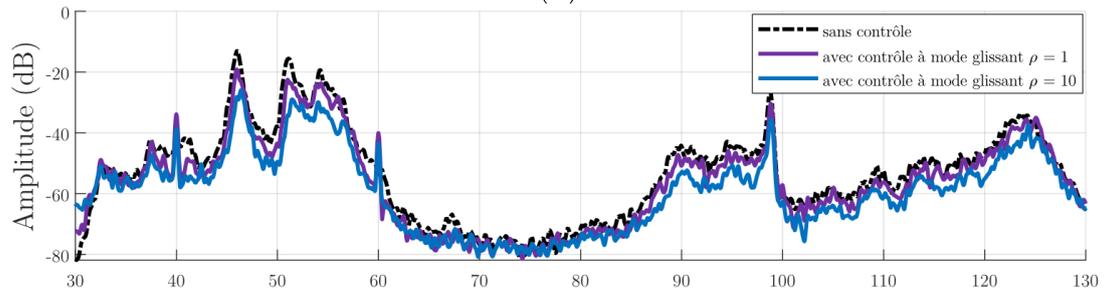
Fréquence (Hz)

(d)

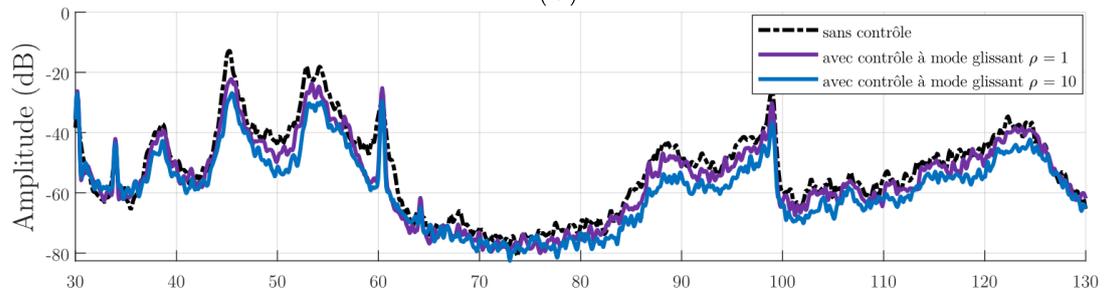
Figure 5.27 – PSD de  $U_s$  avec un contrôleur LQG (bleu) comparé à la structure sans contrôle (noir) pour des vitesses de rotation de 150 (a), 300 (b), 450 (c) et 600  $\text{tr.min}^{-1}$  (d)



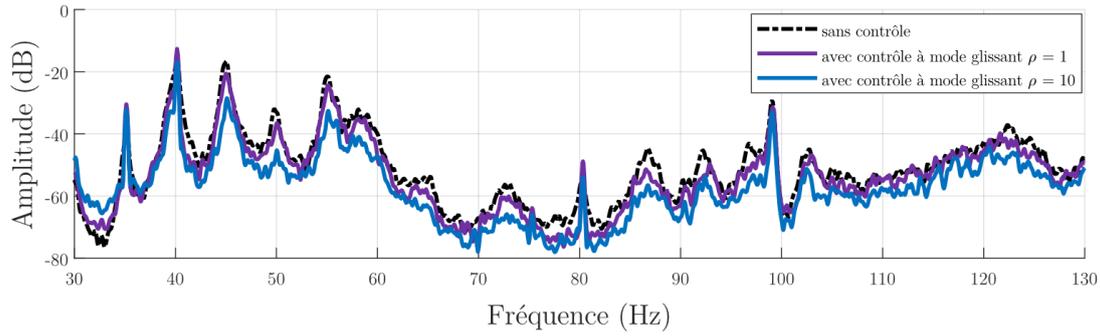
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 5.28 – PSD de  $U_s$  avec un contrôleur à mode glissant pour  $\rho = 1$  (violet) et  $\rho = 10$  (bleu) comparé à la structure sans contrôle (noir) pour des vitesses de rotation de 150 (a), 300 (b), 450 (c) et 600  $\text{tr.min}^{-1}$  (d)

Vitesse de rotation (en $\text{tr.min}^{-1}$ )	Atténuation des modes (en dB)			
	Tangage		Pompage	
	LQG	Mode glissant	LQG	Mode glissant
150	8	7	9	15
300	5	5	6	14
450	5	5	6	14
600	3	0	5	14

Table 9 - Récapitulatif des performances des contrôleurs LQG et à mode glissant sur le contrôle du disque du banc simplifié

#### 5 5.3.4 Bilan sur le choix du contrôleur

Ces résultats obtenus sur le banc simplifié permettent de tirer des conclusions importantes concernant le choix de système de contrôle. En lien avec les éléments exposés dans le Chapitre 4, la structure ici, bien que simplifiée, présente un comportement très sensible à la vitesse de rotation ainsi qu'au changement de conditions aux limites. Cette variabilité dans la réponse fréquentielle de la structure impacte de manière considérable les performances d'un contrôle commun comme le LQG. En revanche, grâce à sa conception et à son terme non-linéaire, le contrôle par mode glissant semble être une solution souhaitable à retenir pour le système de contrôle final à appliquer sur l'ensemble monté à échelle 1:1. L'observateur d'état employé ici est en revanche lui linéaire, ce qui limite en partie les performances obtenues.

## 5.4 Contrôle de l'ensemble monté par mode glissant

### 5.4.1 Dynamique à contrôler

Le comportement vibratoire de l'ensemble monté étudié est détaillé dans la section 5.2.1. Ici, il est question de focaliser le contrôle sur les deux modes de vibration de l'assemblage présentés dans la Table 10, à savoir, le mode d'ovalisation ainsi que le mode de pompage. Leurs déformées dynamiques expérimentales sont rappelées en Figure 5.29.

Mode	Description	Fréquences (Hz)	Factor de perte $\eta$ (%)
4	Ovalisation	253,0	1,80
6	Pompage	436,0	1,06

Table 10 – Fréquences propres expérimentales et facteur de perte des modes ciblés

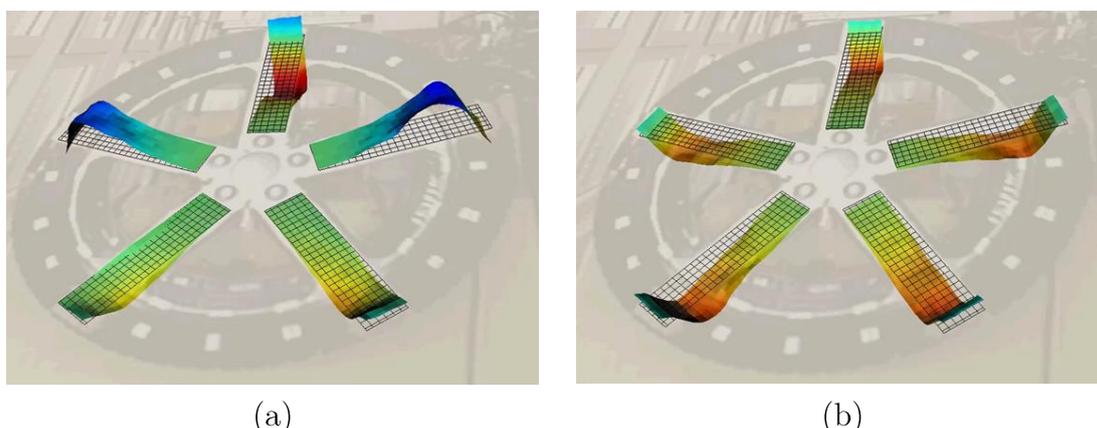


Figure 5.29 - Déformées modales expérimentales des modes d'ovalisation 235 Hz (a) et de pompage 436 Hz (b) de l'ensemble monté

10

### 5.4.2 Stratégie de contrôle

Afin de comprendre les choix effectués concernant la configuration du système de contrôle, il est important de rappeler en quelques mots les éléments présentés dans le Chapitre 4. Il s'est avéré, à travers les résultats obtenus pour le contrôleur à filtre modal spatial, qu'un système global traitant l'ensemble des rayons de manière identique n'était pas le plus pertinent. En effet, pour ne citer que ce phénomène, un rayon aligné au point de contact avec la route, perçoit une perturbation pouvant présenter un delta de plus de 10 dB avec ses rayons voisins. C'est pourquoi, il est ici envisagé un système de contrôle plus local. Ce dernier est conçu de telle manière à représenter un système Multi SISO (MSISO), c'est-à-dire

20

qu'il est étudié afin de pouvoir être déployé comme  $i$  système(s) SISO, où  $i \in [1; n_{rayon}]$ . En supposant que chacun des rayons n'ait aucun impact néfaste sur les performances des autres rayons, une hypothèse qu'il s'agit de vérifier.

L'ensemble monté qui est étudié, est le même que celui exploité pour le contrôle par filtre modal spatial. Le positionnement des couples capteurs actionneurs n'est donc pas détaillé. L'assemblage est utilisé à l'identique d'un point de vue matériel. Dans un premier temps, les fonctions de transfert entre les différents sous-systèmes de transducteurs piézoélectriques sont identifiées. Ensuite, un contrôleur à mode glissant est conçu à partir d'un modèle numérique identifié à partir de mesures expérimentales.

#### 5.4.2.1 Identification du système de contrôle

Afin de pouvoir définir un modèle numérique recalé sur la dynamique réelle de la structure étudiée, les fonctions de transfert suivantes sont étudiées :  $H_0, H_{0R1}, H_{0R2}, H_{R1}, H_{R2}, H_{R1'}$  et  $H_{R2'}$ . Elles sont définies telles que :

$$H_0(s) = \frac{A(s)}{F(s)} \quad (5.17)$$

$$H_{0R1}(s) = \frac{U_{S1}(s)}{F(s)} \quad (5.18)$$

$$H_{0R2}(s) = \frac{U_{S2}(s)}{F(s)} \quad (5.19)$$

$$H_{R1}(s) = \frac{U_{S1}(s)}{U_{A1}(s)} \quad (5.20)$$

$$H_{R2}(s) = \frac{U_{S2}(s)}{U_{A2}(s)} \quad (5.21)$$

$$H_{R1'}(s) = \frac{A(s)}{U_{A1}(s)} \quad (5.22)$$

$$H_{R2'}(s) = \frac{A(s)}{U_{A2}(s)} \quad (5.23)$$

Où  $s$  est la variable de Laplace.

Mode	$\omega_i/(2\pi)$ (Hz)	$\xi_i$		
1	123,8	1,60 x 10 <sup>-3</sup>		
2	208,3	1,20 x 10 <sup>-3</sup>		
3	242,7	8,50 x 10 <sup>-3</sup>		
4	260,5	9,00 x 10 <sup>-3</sup>		
5	267,9	9,30 x 10 <sup>-3</sup>		
6	376,4	5,39 x 10 <sup>-3</sup>		
7	418,6	6,90 x 10 <sup>-3</sup>		
8	479,1	3,60 x 10 <sup>-3</sup>		
9	584,6	3,40 x 10 <sup>-3</sup>		
H <sub>0</sub>				
Mode	Amplitude (dB)	Phase (deg)	a <sub>i</sub> <sup>0</sup>	b <sub>i</sub> <sup>0</sup>
1	-21,3	321	-12,21	0,78 x 10 <sup>9</sup>
2	-20,5	337	-1,64	1,31 x 10 <sup>9</sup>
3	-1,73	294	-13	1,53 x 10 <sup>9</sup>
4	-18,1	267	-14,8	1,64 x 10 <sup>9</sup>
5	-18,2	228	-15,6	1,68 x 10 <sup>9</sup>
6	-17,3	353	-127	2,36 x 10 <sup>9</sup>
7	2,57	273	-18,2	2,63 x 10 <sup>9</sup>
8	-21,9	203	-109	3,01 x 10 <sup>9</sup>
9	-26,2	203	-12,3	3,67 x 10 <sup>9</sup>
H <sub>1</sub>				
Mode	Amplitude (dB)	Phase (deg)	a <sub>i</sub> <sup>0'</sup>	b <sub>i</sub> <sup>0'</sup>
3	-26,2	315	-12,71	1,64 x 10 <sup>9</sup>
4	-32	333	-11,46	1,52 x 10 <sup>9</sup>
7	-6,14	281	-17,80	2,63 x 10 <sup>9</sup>
H <sub>KF O</sub>				
Mode	Magnitude (dB)	Phase (deg)	a <sub>i</sub> <sup>1</sup>	b <sub>i</sub> <sup>1</sup>
7	-7,61	302	-17,3	2,62 x 10 <sup>9</sup>
H <sub>KF O P</sub>				
Mode	Magnitude (dB)	Phase (deg)	a <sub>i</sub> <sup>1</sup>	b <sub>i</sub> <sup>1</sup>
3	-26,5	305	-16,5	1,52 x 10 <sup>9</sup>
7	-7,61	302	-17,3	2,62 x 10 <sup>9</sup>

Table 11 - Paramètres modaux identifiés du système de contrôle et d'observation du banc statique

La configuration expérimentale illustrée dans la Figure 5.30 est excitée successivement par le pot vibrant, par l'actionneur du rayon 1 puis par celui du rayon 2. La perturbation utilisée est un signal aléatoire de type bruit blanc permettant d'obtenir la réponse accélérométrique de la structure et la réponse en tension des transducteurs piézoélectriques des deux rayons. La fréquence d'échantillonnage est ici de 10 kHz. De la même manière que pour l'application du contrôle par filtre modal spatial, la mesure en pourtour de roue de l'accélération est justifiée par la nécessité d'avoir un capteur de performance situé hors boucle de contrôle.

La Figure 5.31 illustre les fonctions de transfert mesurées et identifiées  $H_0(s)$ ,  $H_{R1}(s)$  et  $H_{R2}(s)$ . On constate que les deux rayons perçoivent correctement le mode d'ovalisation ainsi que le mode de pompage. Les paramètres sont résumés dans la Table 11.

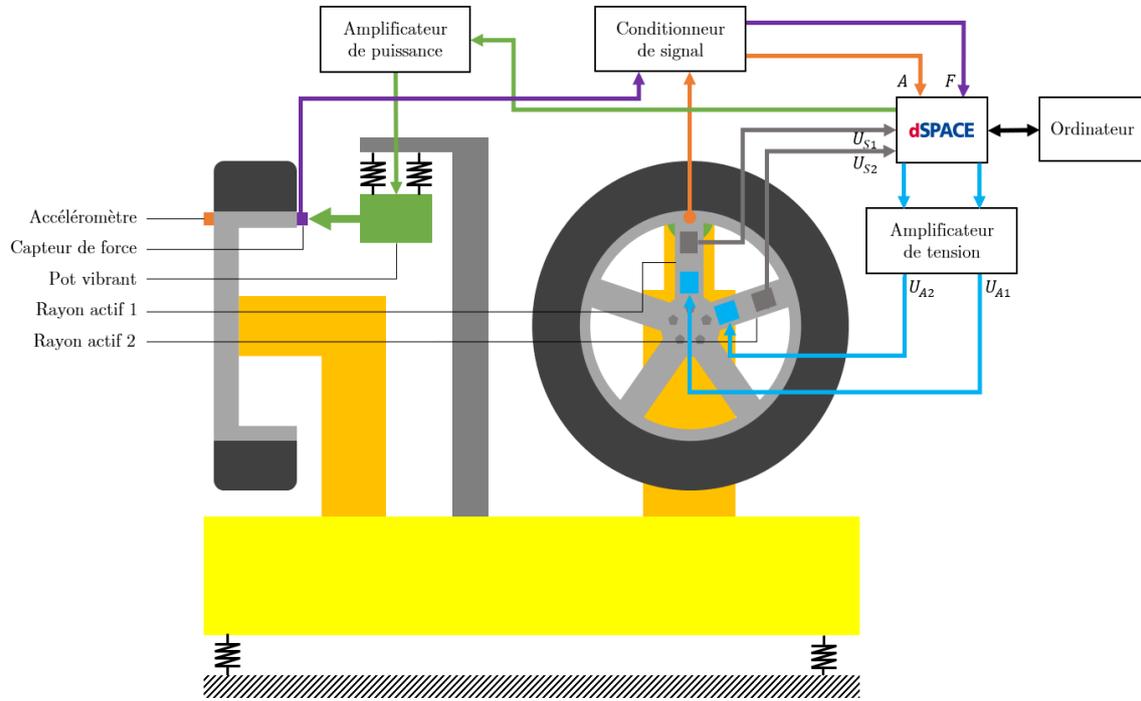


Figure 5.30 - Définition du banc statique et de l'ensemble monté équipée de ses deux rayons actifs

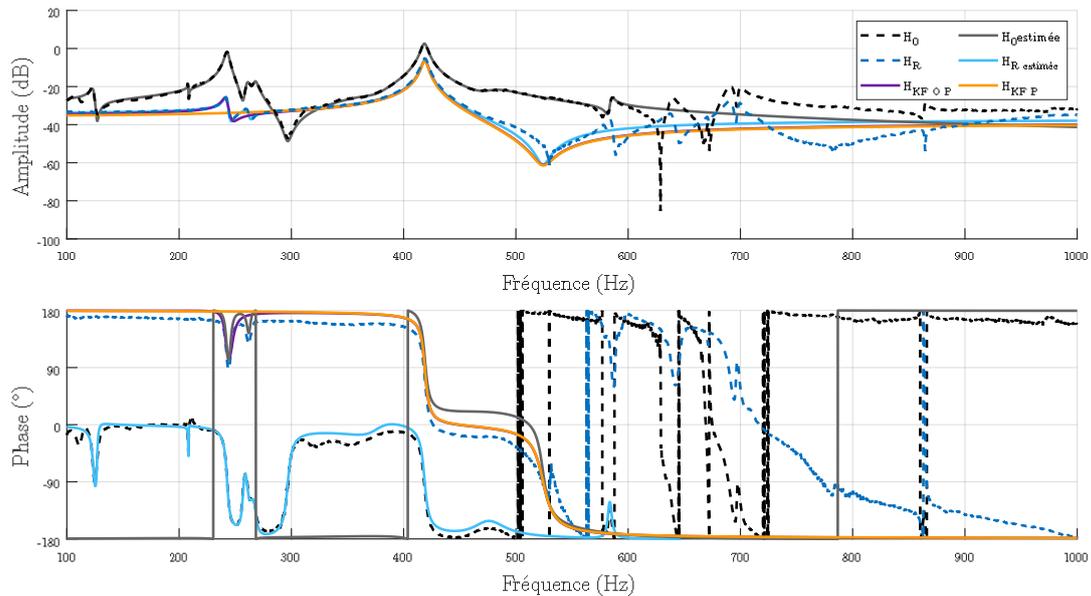


Figure 5.31 – FRFs, mesure Couronne extérieure/perturbation par bruit blanc du pot vibrant/Accéléromètre (gris) perturbation bruit blanc couronne intérieure piézoélectrique (bleu)

La représentation complète du problème de contrôle est affichée dans le diagramme bloc de la Figure 5.32.

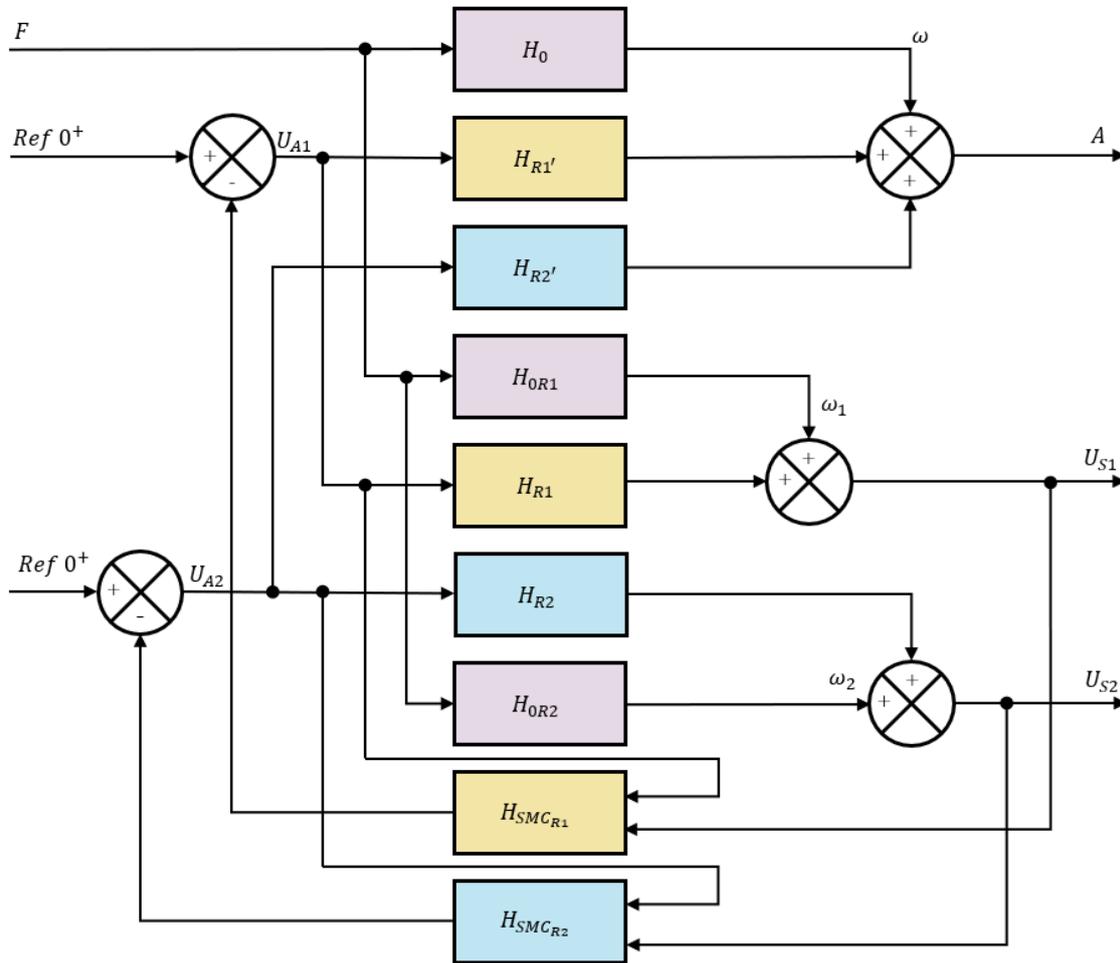


Figure 5.32 – Diagramme bloc du système de contrôle de l'ensemble monté en boucle fermée

### 5 5.4.2.2 Définition de la loi de contrôle

Basé sur les principes de conception d'un contrôleur par mode glissant détaillés dans la section 2.4.3, deux régulateurs  $H_{SMC_{R1}}$  et  $H_{SMC_{R2}}$  sont alors définis. Ils présentent chacun un sous-système de contrôle appliqué respectivement sur les deux rayons voisins. Les deux contrôleurs ont un fonctionnement identique, ils sont alimentés par le signal de commande appliquée par l'actionneur piézoélectrique du rayon ainsi que par la mesure effectuée par le transducteur piézoélectrique. A partir de ces deux éléments les états rapportés aux deux modes ciblés, ovalisation et pompage, sont alors estimés par un filtre de Kalman. A partir de ces états estimés, l'ensemble des paramètres de la surface de glissement et de la fonction de

commutation sont définis. Également, seule la partie non-linéaire du contrôleur  $u_{nl}$  est exploitée dans ce système. L'optimisation de la durée de vie du système de contrôle n'est pas étudiée pour le moment et une simple fonction discontinue  $sign()$  est utilisée comme fonction de commutation. Le schéma bloc du contrôleur utilisé est donné en Figure 5.33. Concernant le filtre de Kalman les matrices  $Q_{KFO}$  et  $R_{KFO}$  utilisées sont :

$$Q_{KFO} = \begin{bmatrix} 10000 & 0 \\ 0 & 10000 \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

$$R_{KFO} = 1 \quad (5.25)$$

Le matrice de gain  $K_{KFO}$  ainsi obtenue est :

$$K_{KFO} = \begin{bmatrix} -94.82 \\ 93.30 \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

Et pour Kalman avec les matrices  $Q_{KFO P}$  et  $R_{KFO P}$  :

$$Q_{KFO P} = \begin{bmatrix} 10000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10000 \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

$$R_{KFO P} = 1 \quad (5.28)$$

Le matrice de gain  $K_{KFO P}$  est :

$$K_{KFO P} = \begin{bmatrix} 102.92 \\ -86.45 \\ 74.39 \\ -85.56 \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

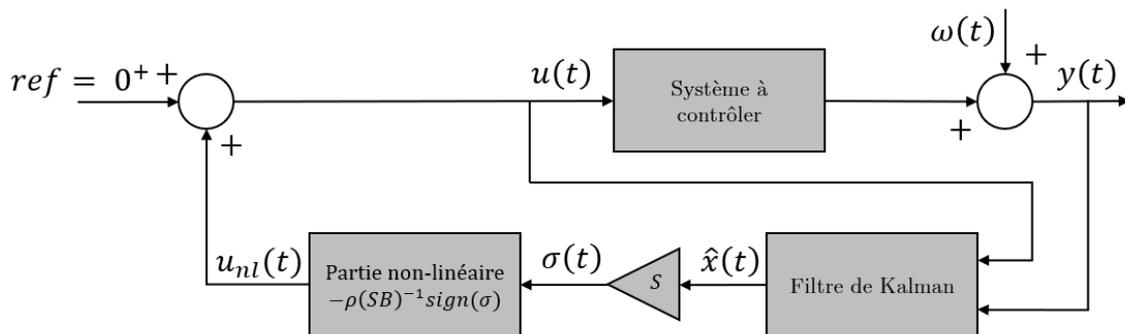


Figure 5.33 – Schéma bloc du contrôleur à mode glissant utilisé sur l'ensemble monté avec contrôle MSISO

La Figure 5.34 présente les performances obtenues en simulation avec deux rayons actifs hors des boucles de contrôle entre la force transmise par le pot d'excitation  $F$  et l'accélération  $A$  résultante pour  $\rho \in [1; 4]$ . Seul le mode de pompage est ici ciblé. Des réductions conséquentes de l'amplitude du mode de pompage à 436 Hz sont observables, atteignant respectivement pour les valeurs croissantes de  $\rho$  une atténuation de -12, -15, -17 et -19 dB.

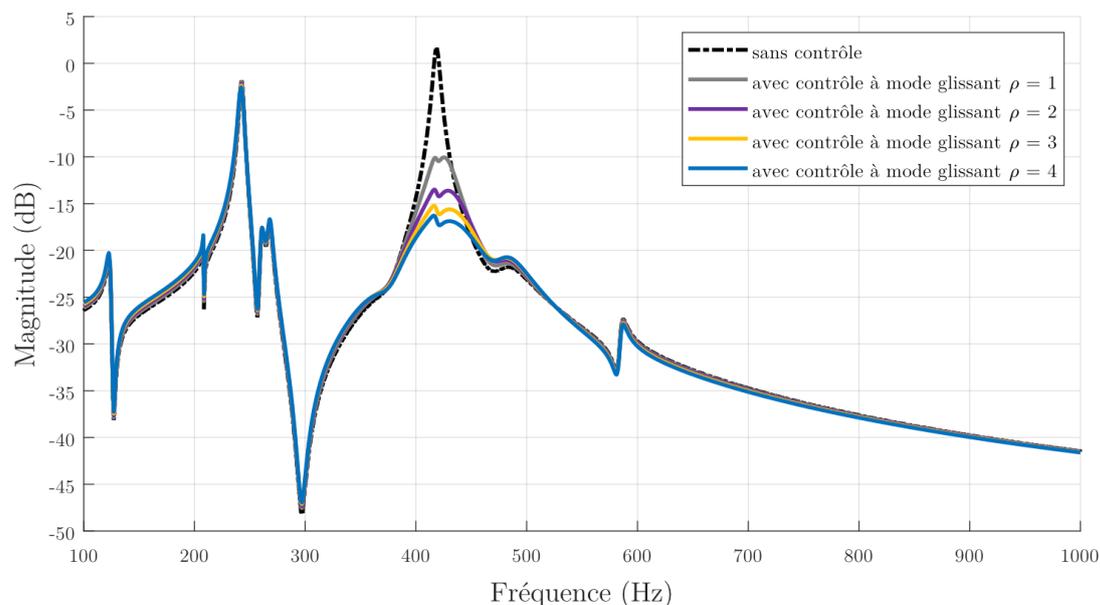


Figure 5.34 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle à mode glissant sur les deux rayons actifs ( $\rho = 1$  gris,  $\rho = 2$  violet,  $\rho = 3$  jaune,  $\rho = 4$  bleu).

Cette fois-ci pour les performances illustrées par la Figure 5.35, les deux rayons actifs sont également sollicités, mais le mode d'ovalisation et le mode de pompage sont ciblés. Les deux modes situés à 253 et 436 Hz sont alors atténués respectivement de 2 et 2,5 dB pour  $\rho = 1$ , et de 3,5 et 4,5 dB pour  $\rho = 2$ . L'atténuation du mode de pompage est conséquente, mais trois fois moins importantes que celle obtenue avec le contrôleur ne ciblant que ce mode. Une hypothèse envisageable serait que le contrôle du mode de tangage impacte les performances obtenues sur le mode de pompage pour des raisons de couplage entre ces deux modes. De plus, contrairement au mode de pompage, les modes de tangages et d'ovalisation présentent des lignes nodales. La position des rayons a donc forcément un impact sur les performances obtenues ici qui pourraient potentiellement être améliorées.

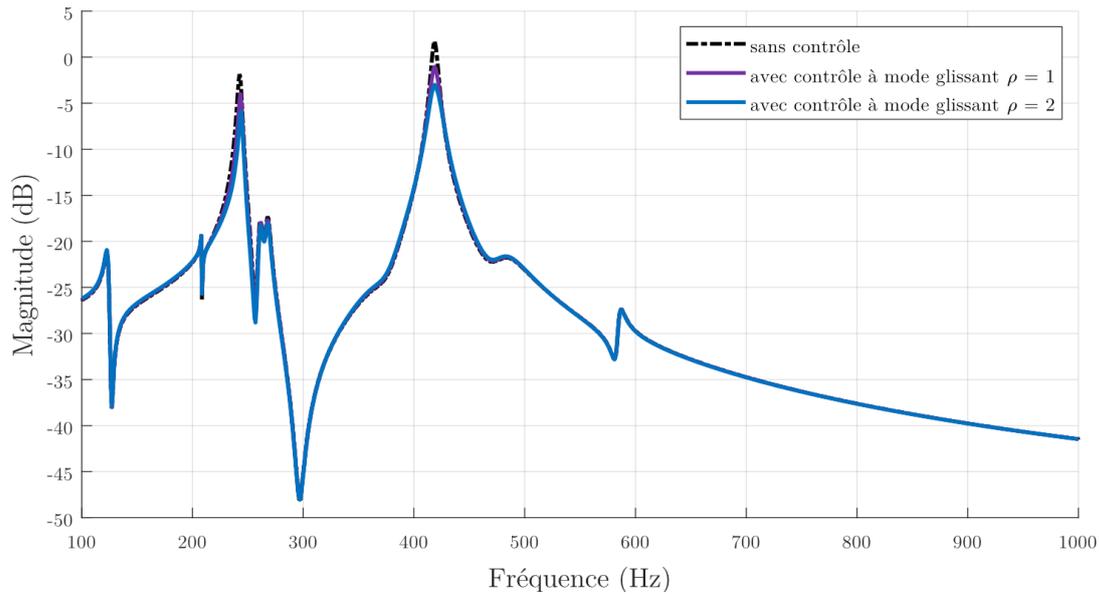


Figure 5.35 - FRFs simulées sans contrôle (noir) et avec contrôle à mode glissant sur les deux rayons actifs ( $\rho = 1$  violet,  $\rho = 2$  bleu).

### 5.4.3 Études expérimentales du système proposé

5 Le système de contrôle par mode glissant étant conçu et réglé, il s'agit maintenant d'en tester les performances sur la structure réelle. Ici, trois des quatre bancs d'essais sont utilisés, le banc statique, le banc à vérin ainsi que le banc M500.

#### 5.4.3.1 Performance du système sur le banc statique

Les deux régulateurs  $H_{SMC_{R1}}$  et  $H_{SMC_{R2}}$  sont testés sur le banc d'essais statique, dans un premier temps en ciblant uniquement le mode de pompage, puis en ciblant les modes de pompage et d'ovalisation. Ils sont tous deux appliqués entre les signaux  $U_{S1}$  et  $U_{S2}$  perçus et les signaux de commande résultants appliquées par  $U_{A1}$  et  $U_{A2}$ . Les résultats du contrôle sont affichés en Figure 5.36 pour des valeurs de  $\rho \in [1; 4]$ . Si l'on compare ces résultats expérimentaux à ceux obtenus en simulation présentés en Figure 5.34, l'atténuation résultante obtenue sur le mode ciblé est cohérente. Ce dernier est atténué de 19 dB pour  $\rho = 4$ . Cette cohérence dans les résultats obtenus permet de valider la possibilité d'un système MSISO. Cependant, un effet indésirable du contrôle est observable sur les modes d'ovalisation et de tangage. Ces derniers sont accentués jusqu'à 8 dB pour  $\rho = 4$ . Il est probable que le modèle numérique définit ne soit pas totalement représentatif de la dynamique réelle de la structure, ou qu'il apparaisse un effet de spillover dû au système de contrôle qui est non colocalisé.

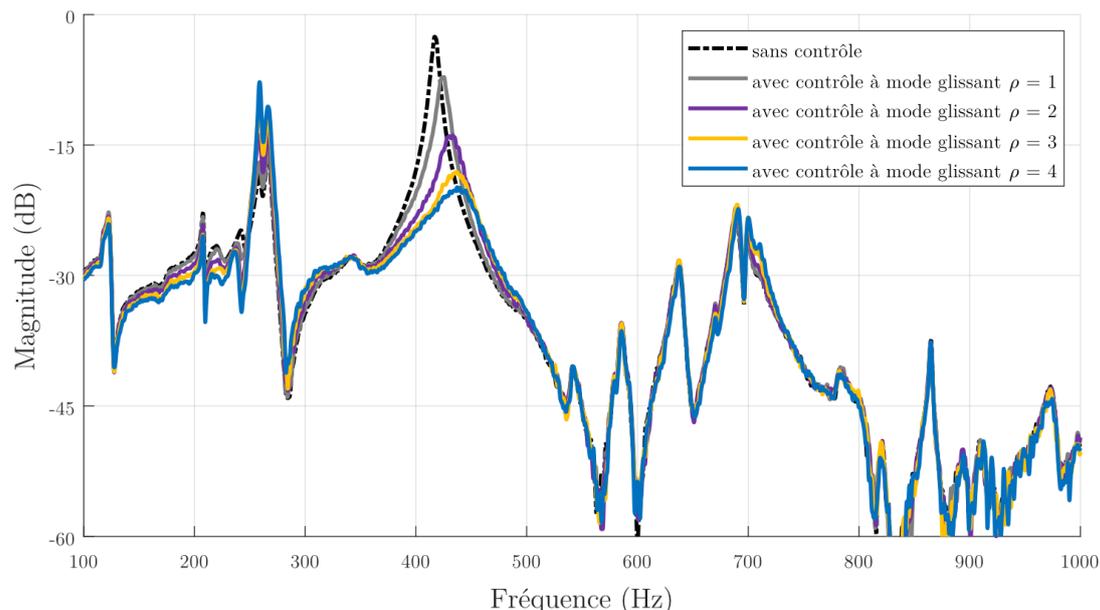


Figure 5.36 - FRFs expérimentales sans contrôle (noir) et avec contrôle à mode glissant sur les deux rayons actifs ( $\rho = 1$  gris,  $\rho = 2$  violet,  $\rho = 3$  jaune,  $\rho = 4$  bleu)

La Figure 5.37 présente les performances obtenues expérimentalement avec deux rayons actifs hors des boucles de contrôle entre la force transmise par le pot d'excitation  $F$  et l'accélération  $A$  pour des valeurs de  $\rho$  de 1 et 2. Les deux modes d'ovalisation et de pompage situés à 253 et 436 Hz sont ciblés. Ces derniers sont alors atténués respectivement de 3 et 3,5 dB pour  $\rho = 1$ , et de 6 et 6,5 dB pour  $\rho = 2$ . Ces résultats sont cohérents avec ceux obtenus en simulation, le contrôleur employé ici semble correctement réglé.

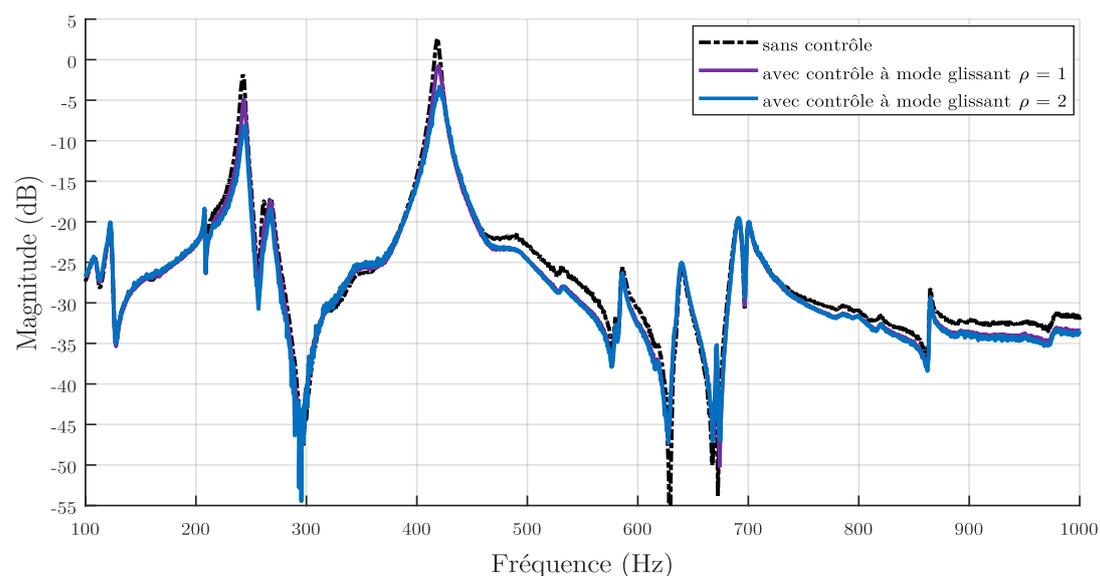


Figure 5.37 - FRFs expérimentales du système MSISO entre l'accélération  $A$  et la force de perturbation  $F$  sur le banc à statique

## 5.4.3.2 Performance sur le banc à vérin

Ici, le système de contrôle conçu à l'aide du banc statique et du banc simplifié sur le site du LaMCoS, est testé sur un des dispositifs expérimentaux de la MFPM, le banc à vérin.

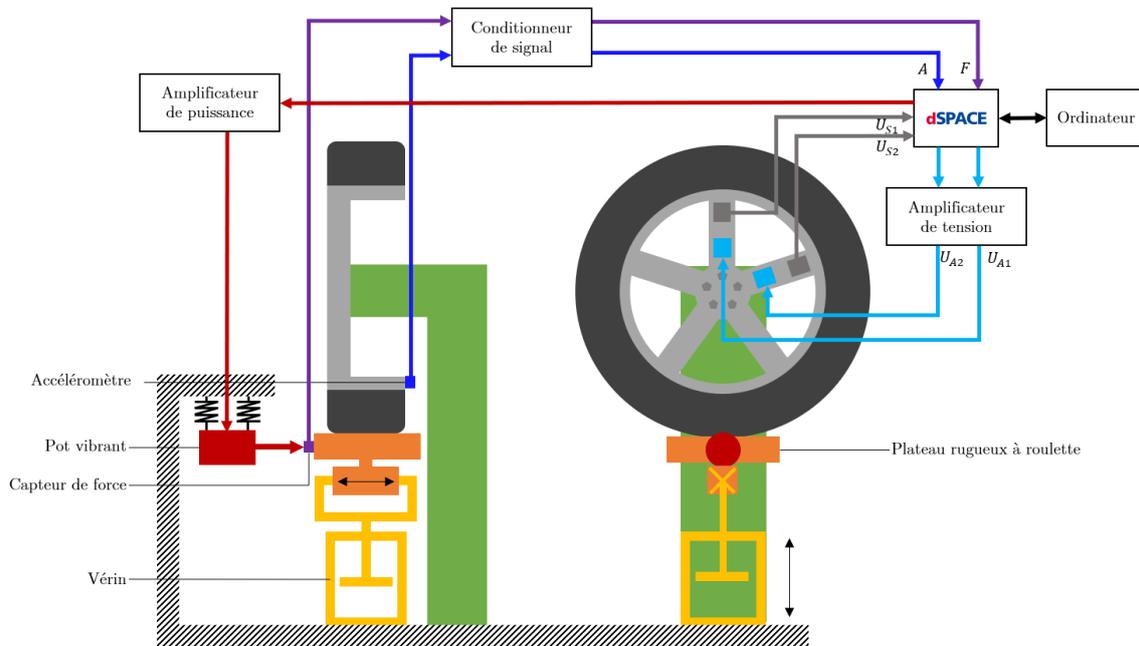


Figure 5.38 - Configuration du banc à vérin équipé sur système MSISO

Ce banc d'essais est présenté dans la section 3.3, il permet d'appliquer des conditions aux limites plus proches de la réalité. L'assemblage est contraint par la base par une charge statique de 5000 N. Également, la perturbation est apportée par un pot vibrant qui sollicite l'ensemble par l'intermédiaire d'une plaque montée sur 4 roulements dont la rugosité est proche de celle d'une route. La configuration exploitée est présentée dans la Figure 5.38.

Des suites des résultats obtenus sur le banc statique, le système utilisé ici est conçu pour cibler le mode d'ovalisation ainsi que le mode de pompage. Seul le rayon 1 est actif dans ces essais. L'objectif est de quantifier l'impact d'un rayon actif sur les rayons voisins. La Figure 5.39.a présente les performances locales obtenues sur le rayon actif et également les performances perçues par le rayon voisin n°2 sur la Figure 5.39.b. Il est observable que l'action du rayon 1 permet d'obtenir de bonnes performances globales sur le mode de pompage -3 et -4 dB sur les rayons 1 et 2. En

revanche malgré une atténuation du mode d'ovalisation sur le rayon 1 de 2,5 dB, sur le rayon 2 celui-ci est accentué de 2 dB de même que le mode de tangage.

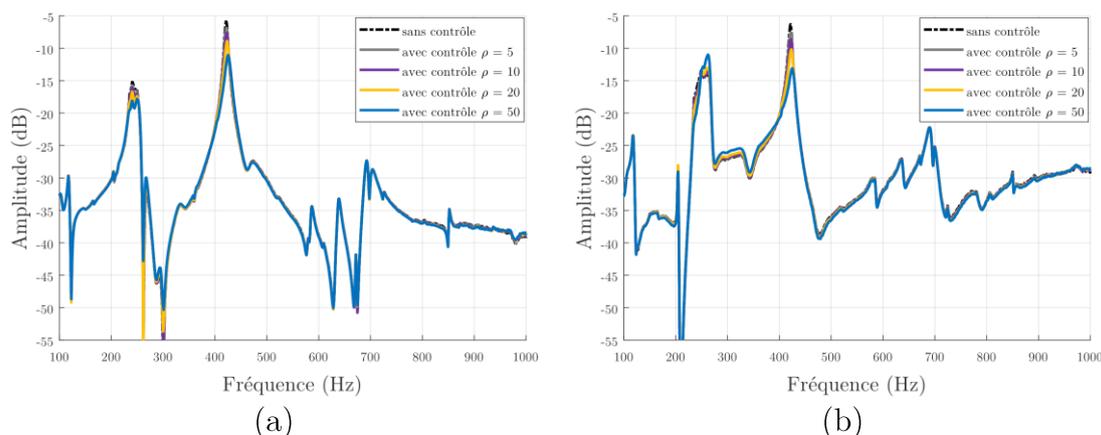
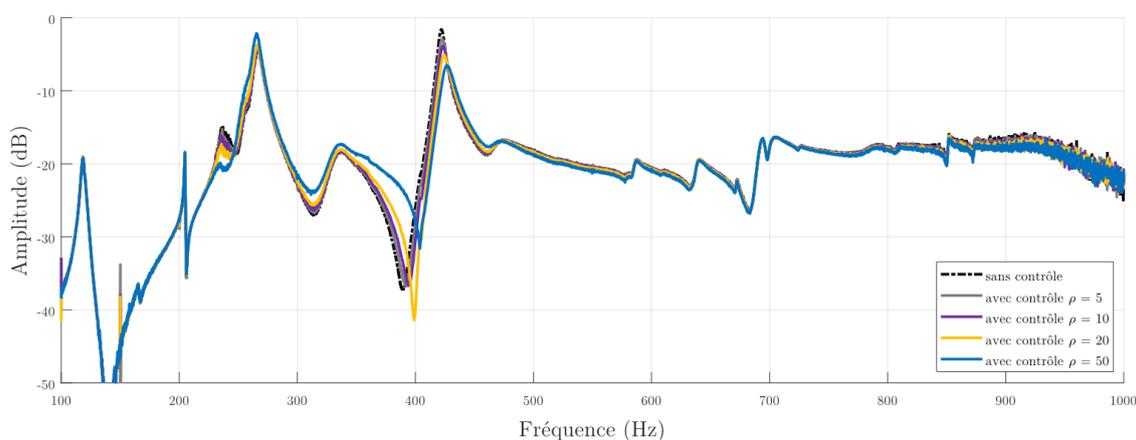


Figure 5.39 - Performance du contrôle  $U_s/F$  pour le rayon 1 (a) et pour le rayon 2 (b) avec uniquement le rayon 1 actif

5 La fonction de réponse en fréquences entre le capteur de force et l'accéléromètre sont visibles en Figure 5.40. Si l'on regarde ces performances pour des zones hors rayon, on constate que le mode de pompage est atténué de 5 dB et le mode d'ovalisation de 5.2 dB. Cependant, le mode de tangage est accentué de 2 dB pour  $\rho = 50$ , pour  $\rho = 20$  les performances restent convenables, une atténuation de 3,5 dB pour les deux modes ciblés et une accentuation du mode de tangage quasiment nulle. Aucun résultat concernant la rigidité dynamique mesuré par cellule de force au niveau du moyeu ne peut être présenté ici. Au cours de la thèse, celle-ci a malheureusement été démontée.



15

Figure 5.40 - Performance du contrôle  $A/F$  avec uniquement le rayon 1 actif

A l'aide de ces résultats, une mise au point a alors été apportée à la loi de contrôle, le système est enrichi afin de cibler également le mode de tangage. Ici, les deux rayons R1 et R2 travaillent en parallèle sous le principe du système MSISO. La Figure 5.41 illustre les performances localisées de chacun des deux rayons R1 et R2 avec ce nouveau système de contrôle. A l'aide de ce dernier, que ce soit sur le rayon 1 ou 2 les performances sont positives. Le mode d'ovalisation est atténué de 3 et 5 dB, le mode de pompage lui de 6 et 7 dB, quant au mode de tangage, il est difficile de tirer des conclusions sur les performances obtenues sur ce dernier étant donné que les deux rayons ne le perçoivent pas de la même manière. En effet le mode de tangage n'impacte pas la totalité des rayons de la même manière contrairement au mode de pompage. Une observation hors de la boucle de contrôle est présentée à travers la Figure 5.42.

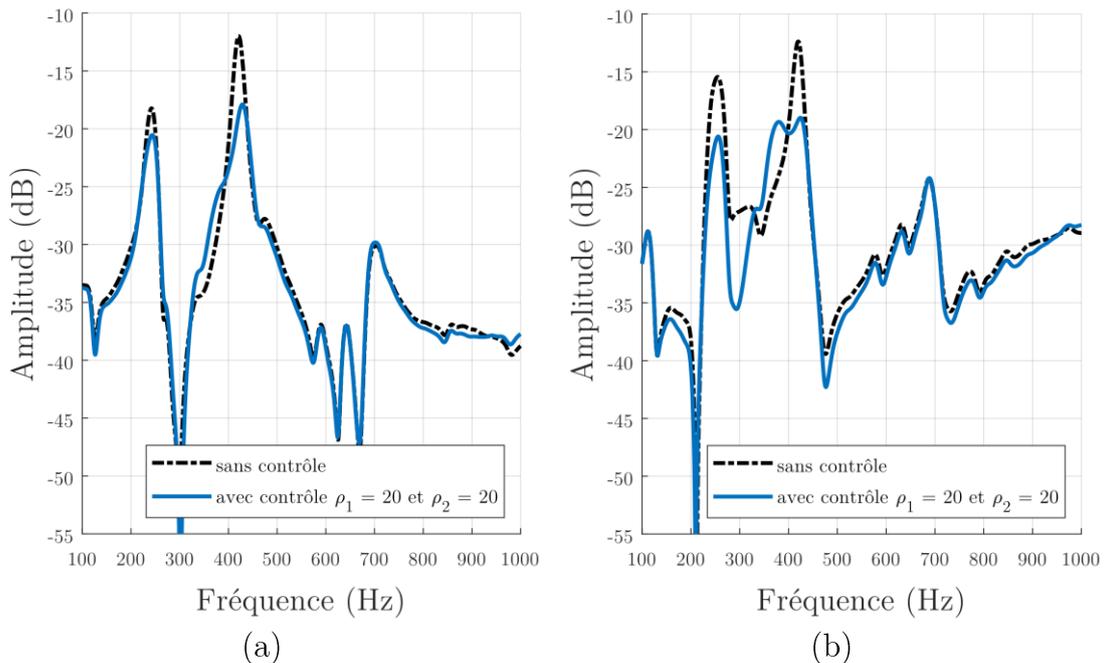


Figure 5.41 - FRFs  $U_s/F$  sans contrôle (pointillé noir) et avec contrôle à mode glissant et deux rayons actifs (bleu) sur le rayon 1 (a) et sur le rayon 2 (b)

Ici, avec deux rayons en parallèle et un système de contrôle prenant en compte les trois modes principaux de l'assemblage roue-pneu, les performances sont positives. Le mode d'ovalisation est atténué de 1,5 dB, le mode de tangage de 5,5 dB et le mode de pompage de 7 dB pour des valeurs de  $\rho_1$  et  $\rho_2$  de 20 pour les deux rayons actifs.

Ces nouveaux résultats sur le banc à vérin permettent de valider la stratégie de contrôle proposée. Ce système MSISO est plus polyvalent si on le compare au système à filtre modal spatial. Il permet de cibler plusieurs modes et de traiter chacun des rayons comme étant une sous-structure de la jante. L'évolution de la dynamique de l'ensemble monté en rotation est cependant très importante, ce qui

5 avait été constaté lors du passage sur le banc M500.

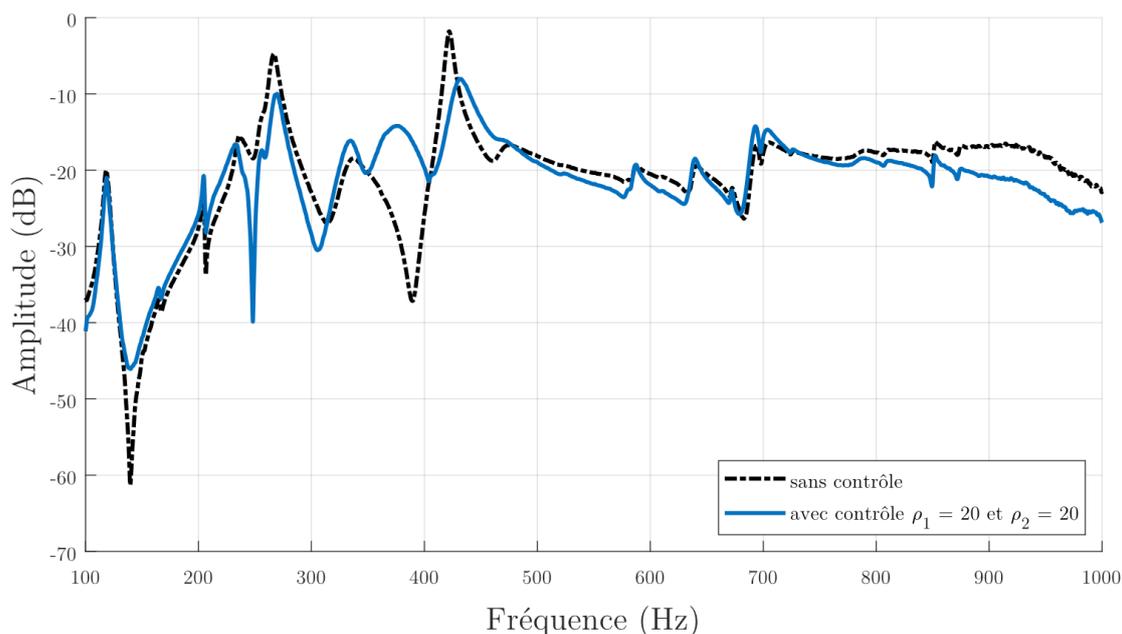


Figure 5.42 – FRFs  $F/A$  sans contrôle (pointillé noir) et avec contrôle à mode glissant avec deux rayons actifs (bleu)

### 10 5.4.3.3 Performance et robustesse du système sur le banc M500

Dans l'objectif de mettre en évidence les propriétés de robustesses du contrôleur proposé face à l'évolution du comportement dynamique de l'ensemble en rotation, un contrôleur par mode glissant est conçu sur la dynamique perçue par chacun des rayons. Ce contrôleur a pour but de cibler, comme dans la sous-section précédente,

15 les trois modes principaux de l'ensemble monté étudié. Afin de définir les différentes variables du contrôle le système étudié est celui de l'ensemble tournant à  $1 \text{ km.h}^{-1}$ . Par la suite, l'ensemble monté étudié est soumis à une vitesse de rotation correspondant à une vitesse de déplacement de  $5 \text{ km.h}^{-1}$ .

La configuration expérimentale exploitée est celle présentée dans la Figure 5.43,

20 il est désormais possible d'utiliser les 5 rayons actifs en parallèle. Un collecteur

tournant est alors utilisé, un contrôle de la tenue du dispositif a été réalisé jusqu'à 60 km.h-1 sans montrer de faiblesse mécanique.

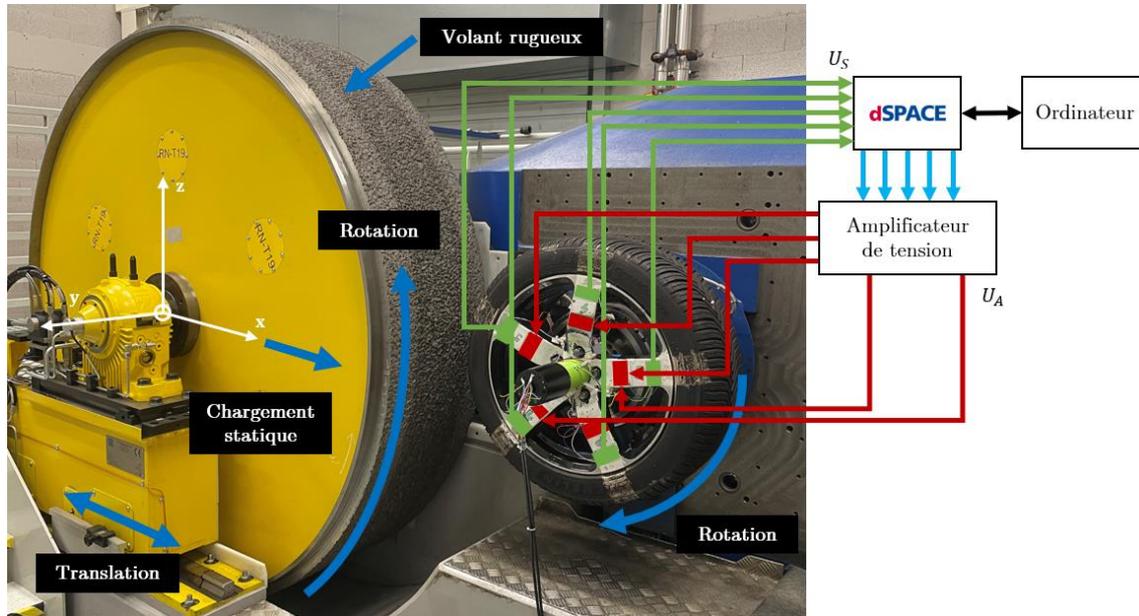


Figure 5.43 - Configuration du banc M500 équipé sur système MSISO

5 Le système final proposé est alors expérimenté avec 1 à 5 rayons identique(s) d'un point de vue conception du contrôleur. Les performances de ce système sur les efforts mesurés dans le moyeu sont présentées dans la Figure 5.44. Comme sur le banc à vérin, les trois modes de vibrations principaux de l'assemblage sont ciblés. Pour les modes de roue étudiés, les efforts les plus problématiques d'un point de vue transmission au reste du véhicule sont ceux dans l'axe du moyeu à savoir  $F_y$ .  
 10 Pour autant, il ne faut pas que le contrôle ait un effet néfaste sur les deux autres efforts. On constate que trois rayons actifs avec  $\rho = 1$  semblent suffisants pour contrôler la dynamique de l'ensemble à cette vitesse de rotation. La tension utilisée pour alimenter les actionneurs est de 20V. Les performances maximales obtenues  
 15 pour 5 rayons actifs sont très proches de celle pour 3 rayons actifs avec une atténuation du mode de pompage de 3 dB. Les modes d'ovalisation proche des 250 Hz, et de tangage proche des 280 Hz sont eux seulement atténués de 1dB. Aucun effet néfaste n'est visible sur les autres efforts sur les modes ciblés.

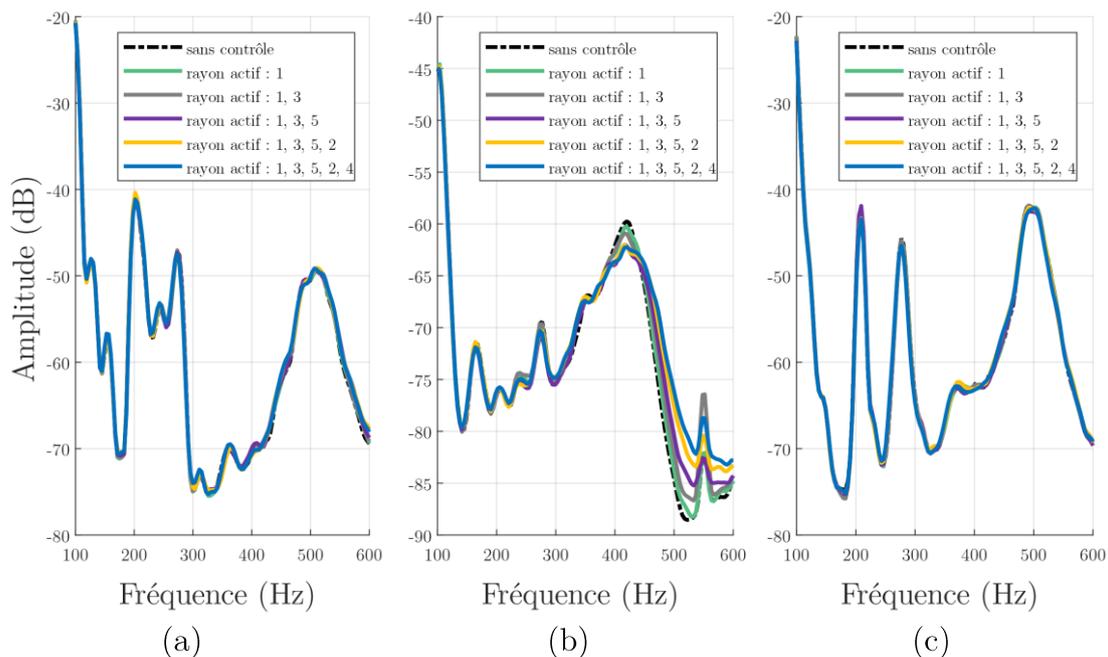


Figure 5.44 – Efforts mesurés dans le moyeu par la M500 sur  $x$  (a), sur  $y$  (b) et sur  $z$  (c)

Ces résultats permettent de valider l'utilisation du système MSISO, mais sont aux limites des performances maximales atteignables avec le dispositif de contrôle proposé. La Figure 5.45 illustre la densité spectrale de puissance du signal perçu par le transducteur piézoélectrique de chacun des rayons. On constate plusieurs choses, l'énergie injectée autour des 350 Hz n'a pas d'impact direct sur les efforts perçus dans le moyeu, le mode de tangage est invisible pour les transducteurs et le mode de pompage n'est presque plus perçu au niveau des rayons. De ces éléments découlent plusieurs questions. Tout d'abord un questionnement sur le chemin de transmission de l'énergie du pneumatique au moyeu de la roue, mais également un autre concernant l'impact du contrôle sur les paramètres modaux de la structure.

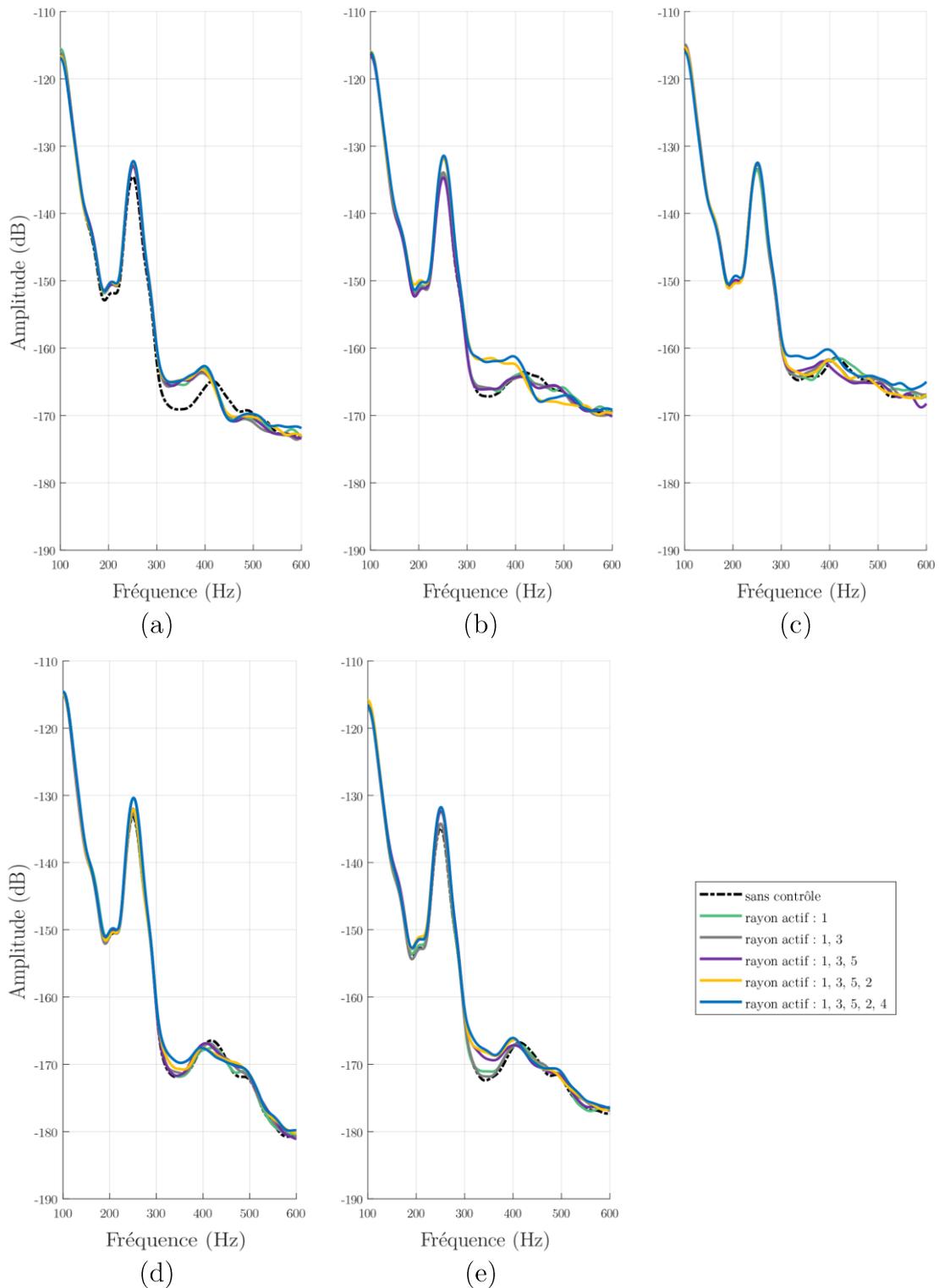
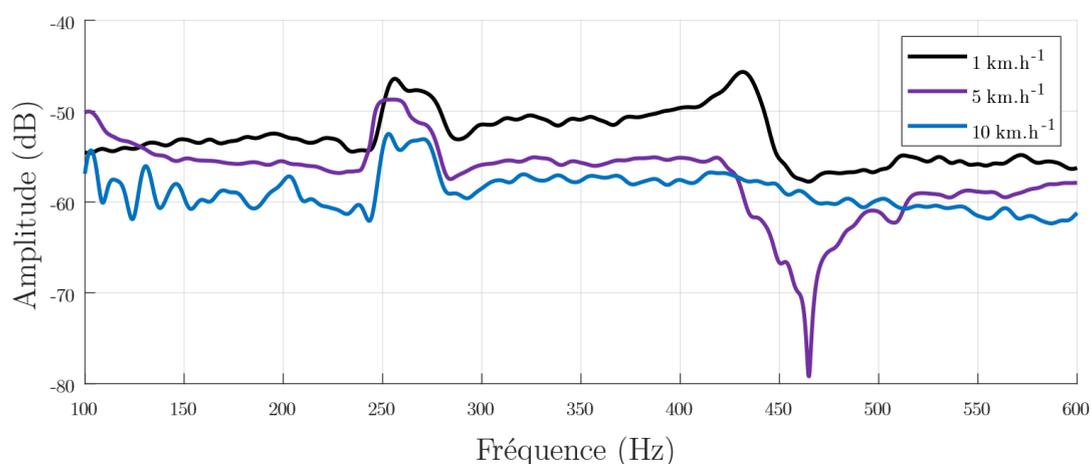


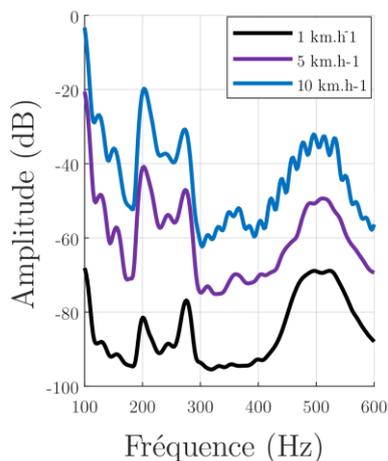
Figure 5.45 – PSD des capteurs d'erreur piézoélectriques avec 1 à 5 rayon(s) actif(s) pour le rayon 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) et 5 (e)

Il est également important de tracer l'évolution de la fonction de transfert d'actionnement  $U_A / U_S$  face à une augmentation de la vitesse de rotation. La Figure 5.46.a illustre cette évolution pour un des rayons (elle est très proche pour

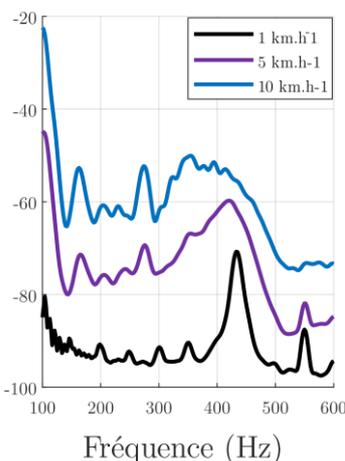
l'ensemble des rayons). Également la Figure 5.46.b, c et d montre l'évolution des efforts perçus dans le moyeu à deux vitesses de rotation différentes. On constate que dès les 5 km.h<sup>-1</sup>, il n'y a presque plus d'amplitude à minimiser dans la boucle de contrôle pour le mode de pompage. Pour les modes de tangage et d'ovalisation, cette amplitude n'est que de 6 dB. Cependant, le mode de pompage reste bien visible sur les efforts suivant  $y$  en comparaison des modes d'ovalisation et de tangage. A noter que  $y$  est la direction selon laquelle les transducteurs piézoélectriques ont la plus forte autorité grâce à la configuration proposée.



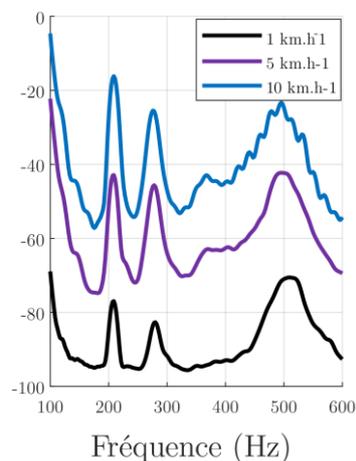
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 5.46 – Évolution de la dynamique perçue par un transducteur piézoélectrique (a), différence d'effort perçu dans le moyeu suivant  $x$  (b),  $y$  (c),  $z$  (d) à 1 (noir) 5 (violet) et 10 (bleu) km.h<sup>-1</sup>

10

## 5.5 Conclusions

Dans ce chapitre, différents systèmes de contrôle ont été proposés. Dans un premier temps, la conception d'un filtre modal spatial a été présentée. Celui-ci a ensuite été combiné à du contrôle actif afin de ne cibler qu'un seul mode de vibration, le mode de pompage. Des performances ont été démontrées sur la structure réelle. Des limites ont été mises en évidence à travers des essais en conditions réalistes sur le banc M500. En effet, le caractère évolutif de la dynamique d'un ensemble monté ne permet pas de traiter les rayons de manière identique à chaque instant. De plus, il a été montré que les niveaux d'efforts perçus dans le moyeu varient fortement pour une variation de vitesse de moins de 10 km.h-1.

Dans un second temps, des travaux effectués sur un modèle simplifié d'assemblage roue-pneu ont été présentés. Ils ont permis d'appréhender et de concevoir un contrôleur robuste à mode glissant. Les avantages qu'il présente ont été démontrés à travers des essais mettant en opposition un contrôleur optimal LQG avec cette nouvelle solution de contrôle. Ces résultats ont permis d'orienter la configuration du système de contrôle d'un point de vue matériel et choix du contrôleur.

Dans un troisième et dernier temps, des essais finaux ont été effectués grâce au banc statique, à vérin et M500, s'approchant de plus en plus des conditions réelles. La pertinence d'un système MSISO pour le contrôle de l'ensemble monté est alors démontrée. Des performances nouvelles sont obtenues à 5 km.h-1 à l'aide d'un système conçu sur un ensemble tournant à 1 km.h-1 présentant une dynamique très différente. Les limites de cette approche sont également présentées en mettant en évidence les performances maximales atteignables à cette vitesse. Il semble qu'à basse vitesse, les rayons se rigidifient beaucoup, rendant difficile la détection des modes ciblés par les transducteurs piézoélectriques. De plus, il a été montré qu'il existe un décalage entre ce que les transducteurs peuvent détecter localement au rayon, et ce qui se transmet réellement de la route jusqu'au centre de la roue.

# CHAPITRE 6

---

## Conclusions et perspectives

6.1 Bilan des recherches .....	172
6.2 Travaux futurs.....	173

## 6 Conclusions et perspectives

« Ce n'est point dans l'objet que réside le sens des choses, mais dans la  
démarche »

Antoine de Saint-Exupéry, Citadelle, 1948

### 5 6.1 Bilan des recherches

Ces travaux de recherches ont permis d'apporter plusieurs réponses et solutions à la problématique initiale. L'objectif était d'utiliser le contrôle actif afin de minimiser la transmission vibratoire solidienne des ensembles roue-pneu. À partir des résultats obtenus, plusieurs conclusions peuvent être émises.

10 Tout d'abord, dans le Chapitre 3, à travers la conception et la mise au point d'un dispositif expérimental. Le banc simplifié a permis d'établir un protocole expérimental afin de tester la robustesse des systèmes de contrôle proposés. Sa structure 2D a permis de facilement implémenter de nouveaux transducteurs piézoélectriques et de tester différentes configurations de réseau en les soumettant  
15 à différents changements de conditions aux limites (rotations et impulsions magnétiques).

Puis, dans le Chapitre 4, plusieurs séries d'essais ont permis d'enrichir les connaissances liées à la dynamique des ensembles montés. Il a été mis en évidence que la dynamique des roues n'était pas uniforme d'un rayon à l'autre. La  
20 combinaison du passage des rayons ainsi que tous les défauts d'uniformité du pneumatique ont permis de proposer des choix concernant les configurations souhaitables pour le réseau de transducteurs piézoélectriques.

Enfin, le Chapitre 5 présente la majorité des avancées apportées par ces travaux de thèse à travers trois différentes études. Une première mettant en œuvre un filtre  
25 modal spatial combiné à du contrôle actif et en présentant ces performances et limites. Une forte atténuation du mode de pompage est obtenue avec des vitesses de rotation faible. Ces performances sont également obtenues sur les efforts mesurés dans le moyeu. Cependant dès la mise en rotation de l'ensemble, la combinaison de

l'effet moyenné du contrôle sur chacun des rayons imposés par le filtre modal spatial et le fait que le mode soit plus amorti ne permet pas à la configuration proposée d'obtenir des performances à plus haute vitesse. Une seconde étude présentant les performances d'un contrôleur à mode glissant et sa robustesse est effectuée à travers  
5 le banc simplifié. Malgré des conditions aux limites à fortes incertitudes et une dynamique très sensible à la vitesse de rotation des performances sont obtenues, et cela, en ciblant plusieurs modes de vibrations. Ces résultats ont permis d'apporter des conclusions quant au système de contrôle final. Enfin, une troisième étude a permis de tester un système de contrôle MSISO sur la structure réelle en l'exposant  
10 à des conditions réalistes de fonctionnement. Des performances ont finalement été obtenues sur les efforts mesurés dans le moyeu.

D'importants questionnements ont été soulevés quant au lien entre les vibrations perçues par les transducteurs piézoélectriques et les efforts transmis par les rayons au moyeu. Les derniers résultats mettent en lumière les limites du système proposé  
15 face à la complexité de la structure. Une étude complémentaire des modes de la structure a récemment été menée. L'aspect tournant de certains modes, ainsi que de potentiels phénomènes non linéaires, semblent trop prépondérants. Malgré le choix d'un contrôleur robuste, ces éléments, non pris en compte dans les différents modèles, ont conduit aux limites des différentes solutions proposées, expliquant en  
20 partie les différences majeures de performance entre les essais sans rotation avec des conditions aux limites réalistes et ceux avec rotation.

## 6.2 Travaux futurs

Les différents résultats obtenus ont soulevé des interrogations importantes. Il est apparu qu'il n'y avait pas de corrélation directe entre la minimisation de la  
25 réponse vibratoire des rayons et la réduction des efforts perçus dans le moyeu. Des études sur la propagation de l'énergie dans les ensembles montés semblent judicieuses. Étant donné que la jante est l'élément principal à considérer, cette étude pourrait être effectuée par la méthode des éléments finis. La nature cyclique de la jante permettrait d'optimiser grandement les études numériques. En

combinant ces travaux avec d'autres menés par l'équipe DCS du LaMCoS, il serait envisageable de simuler l'impact du contrôle et d'améliorer la conception du contrôleur sans passer directement par des expérimentations lourdes.

Par ailleurs, le mode de cavité cause un inconfort considérable aux utilisateurs.

5 Étant donné qu'il est perceptible par les transducteurs piézoélectriques au niveau des rayons et qu'il est très faiblement amorti, il serait intéressant d'approfondir les travaux débutés mais non aboutis sur la contrôlabilité de ce mode. Il pourrait être pertinent de modifier le type de capteur employé et de se tourner vers des Tire Cavity Microphones (TCM). Ces capteurs, utilisés par la MFPM, permettent de  
10 faire des mesures en conditions réalistes de fonctionnement du bruit perçu dans la cavité. Également, exploiter la partie cylindrique de la jante pourrait être judicieux, étant donné la nature du mode et l'importante zone disponible pour le collage des transducteurs piézoélectriques.

Des problématiques plus industrielles n'ont pas été abordées ici. Il serait  
15 souhaitable d'étudier l'intégration d'un tel dispositif sur un véhicule en déplacement et d'explorer les solutions permettant de s'affranchir d'un collecteur tournant. En effet, ce système nécessite un apport en énergie, et une ouverture vers les systèmes de récupération d'énergie serait souhaitable, en utilisant des transducteurs piézoélectriques ou d'autres matériaux intelligents.

20 Également, une modification du banc d'essais simplifié, non présentée dans ces travaux, permet désormais d'exposer son disque à un chargement radial lors de sa rotation. Les derniers résultats obtenus sur le M500 ont souligné l'importance d'un système MSISO. Il serait donc intéressant d'implémenter le même type de système sur le banc simplifié afin d'enrichir la robustesse de la solution proposée.

25 Finalement, face à la complexité d'accès au banc M500, il serait intéressant de concevoir un dispositif à rouleau permettant de réaliser des essais à basse vitesse (moins de 10 km/h) in situ au LaMCoS afin de s'affranchir des incertitudes liées au transport du matériel. Ce dispositif, simple par sa conception, ne représenterait pas un coût financier important et accélérerait grandement la recherche.

## Bibliographie

- [1] Elmenhorst, E.-M., Quehl, J., Müller, U., and Basner, M., 2014, “Nocturnal Air, Road, and Rail Traffic Noise and Daytime Cognitive Performance and Annoyance,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, **135**(1), pp. 213–222. <https://doi.org/10.1121/1.4842475>.
- [2] Schlittmeier, S. J., Feil, A., Liebl, A., and Hellbrück, J., 2015, “The Impact of Road Traffic Noise on Cognitive Performance in Attention-Based Tasks Depends on Noise Level Even within Moderate-Level Ranges,” *Noise and Health*, **17**(76), p. 148. <https://doi.org/10.4103/1463-1741.155845>.
- [3] Hagood, N. W., Chung, W. H., and Von Flotow, A., 1990, “Modelling of Piezoelectric Actuator Dynamics for Active Structural Control,” *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, **1**(3), pp. 327–354. <https://doi.org/10.1177/1045389X9000100305>.
- [4] Chang, W., Gopinathan, S. V., Varadan, V. V., and Varadan, V. K., 2002, “Design of Robust Vibration Controller for a Smart Panel Using Finite Element Model,” *J. Vib. Acoust.*, **124**(2), pp. 265–276.
- [5] Balas, G. J., and Doyle, J. C., 1990, “Identification of Flexible Structures for Robust Control,” *IEEE Control Systems Magazine*, **10**(4), pp. 51–58.
- [6] Rodriguez, J., Collet, M., and Chesné, S., 2022, “Active Vibration Control on a Smart Composite Structure Using Modal-Shaped Sliding Mode Control,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **144**(021013). <https://doi.org/10.1115/1.4053358>.
- [7] Richardson, M. H., and Formenti, D. L., 1982, “Parameter Estimation from Frequency Response Measurements Using Rational Fraction Polynomials.”
- [8] Richardson, M. H., and Formenti, D. L., 1985, “Global Curve Fitting of Frequency Response Measurements Using the Rational Fraction Polynomial Method.”
- [9] Pacejka, H. B., and Bakker, E., 1992, “THE MAGIC FORMULA TYRE MODEL,” *Vehicle System Dynamics*, **21**(sup001), pp. 1–18. <https://doi.org/10.1080/00423119208969994>.
- [10] Pacejka, H. B., and Besselink, I. J. M., 1997, “Magic Formula Tyre Model with Transient Properties,” *Vehicle System Dynamics*, **27**(sup001), pp. 234–249. <https://doi.org/10.1080/00423119708969658>.
- [11] Schmeitz, A. J. C., and Pacejka, H. B., 2004, “A Semi-Empirical, Three-Dimensional, Tyre Model for Rolling over Arbitrary Road Unevennesses,” *Conference; International Association for Vehicle System Dynamics. Symposium No18, Atsugi, Kanagawa, Japan (24/08/2003)*, Taylor and Francis Ltd., pp. 341–350. [Online]. Available:

- <https://research.tue.nl/en/publications/a-semi-empirical-three-dimensional-tyre-model-for-rolling-over-ar>. [Accessed: 21-Feb-2024].
- [12] Gipser, M., Hofer, R., and Lugner, P., 1997, “Dynamical Tyre Forces Response to Road Unevennesses,” *Vehicle System Dynamics*, **27**(sup001), pp. 94–108. <https://doi.org/10.1080/00423119708969647>.
- [13] Gipser, M., 1999, “FTire, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations,” *International ADAMS User’s Conference Berlin*, pp. 1–11. [Online]. Available: [https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire\\_eng\\_1.pdf](https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/ftire_eng_1.pdf). [Accessed: 21-Feb-2024].
- [14] Oertel, Ch., 1997, “On Modeling Contact and Friction Calculation of Tyre Response on Uneven Roads,” *Vehicle System Dynamics*, **27**(sup001), pp. 289–302. <https://doi.org/10.1080/00423119708969661>.
- [15] Ch, O., 1999, “Ride Comfort Simulations and Steps towards Life Time Calculations RMOD-K Tyre Model and ADAMS,” *International ADAMS Users’ Conference, Berlin, 1999*. [Online]. Available: <https://cir.nii.ac.jp/crid/1573105974788251776>. [Accessed: 21-Feb-2024].
- [16] Gupta, A., Gupta, A., Jain, K., and Gupta, S., 2018, “Noise Pollution and Impact on Children Health,” *Indian J Pediatr*, **85**(4), pp. 300–306. <https://doi.org/10.1007/s12098-017-2579-7>.
- [17] Passchier-Vermeer, W., and Passchier, W. F., 2000, “Noise Exposure and Public Health,” *Environ Health Perspect*, **108**(suppl 1), pp. 123–131. <https://doi.org/10.1289/ehp.00108s1123>.
- [18] Tobías, A., Recio, A., Díaz, J., and Linares, C., 2015, “Health Impact Assessment of Traffic Noise in Madrid (Spain),” *Environmental Research*, **137**, pp. 136–140. <https://doi.org/10.1016/j.envres.2014.12.011>.
- [19] Schijve, J., ed., 2009, “Fatigue Crack Growth. Analysis and Predictions,” *Fatigue of Structures and Materials*, Springer Netherlands, Dordrecht, pp. 209–256. [https://doi.org/10.1007/978-1-4020-6808-9\\_8](https://doi.org/10.1007/978-1-4020-6808-9_8).
- [20] Ko, P. L., 1987, “Metallic Wear — a Review with Special References to Vibration-Induced Wear in Power Plant Components,” *Tribology International*, **20**(2), pp. 66–78. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(87\)90092-2](https://doi.org/10.1016/0301-679X(87)90092-2).
- [21] Dallard, P., Fitzpatrick, T., Flint, A., Low, A., Smith, R. R., Willford, M., and Roche, M., 2001, “London Millennium Bridge: Pedestrian-Induced Lateral Vibration,” *J. Bridge Eng.*, **6**(6), pp. 412–417. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)1084-0702\(2001\)6:6\(412\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)1084-0702(2001)6:6(412)).
- [22] Strogatz, S. H., Abrams, D. M., McRobie, A., Eckhardt, B., and Ott, E., 2005, “Crowd Synchrony on the Millennium Bridge,” *Nature*, **438**(7064), pp. 43–44. <https://doi.org/10.1038/438043a>.

- [23] Inel, M., Ozmen, H. B., and Bilgin, H., 2008, “Re-Evaluation of Building Damage during Recent Earthquakes in Turkey,” *Engineering Structures*, **30**(2), pp. 412–427. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2007.04.012>.
- [24] Billah, K. Y., and Scanlan, R. H., 1991, “Resonance, Tacoma Narrows Bridge Failure, and Undergraduate Physics Textbooks,” *American Journal of Physics*, **59**(2), pp. 118–124. <https://doi.org/10.1119/1.16590>.
- [25] Green, D., and Unruh, W. G., 2004, “Tacoma Bridge Failure-- a Physical Model.” <https://doi.org/10.48550/arXiv.physics/0408101>.
- [26] Rana, R., and Soong, T. T., 1998, “Parametric Study and Simplified Design of Tuned Mass Dampers,” *Engineering Structures*, **20**(3), pp. 193–204. [https://doi.org/10.1016/S0141-0296\(97\)00078-3](https://doi.org/10.1016/S0141-0296(97)00078-3).
- [27] Sadek, F., Mohraz, B., Taylor, A. W., and Chung, R. M., 1997, “A Method of Estimating the Parameters of Tuned Mass Dampers for Seismic Applications,” *Earthquake Engng. Struct. Dyn.*, **26**(6), pp. 617–635. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1096-9845\(199706\)26:6<617::AID-EQE664>3.0.CO;2-Z](https://doi.org/10.1002/(SICI)1096-9845(199706)26:6<617::AID-EQE664>3.0.CO;2-Z).
- [28] Alex Y. Tuan and G. Q. Shang, 2014, “Vibration Control in a 101-Storey Building Using a Tuned Mass Damper,” *淡江理工學刊*, **17**(2). <https://doi.org/10.6180/jase.2014.17.2.05>.
- [29] Kawana, M., and Shimogo, T., “Active Suspension of Truck Seat.”
- [30] Millott, T., Welsh, W., and Aircraft, S., “Helicopter Active Noise and Vibration Reduction.”
- [31] Welsh, W., Fredrickson, C., Rauch, C., and Lyndon, I., 1995, “Flight Test of an Active Vibration Control System on the UH-60 Black Hawk Helicopter,” *AHS, Annual Forum, 51 St, Fort Worth, TX*, pp. 393–400.
- [32] Sirota, M. J., Angeli, G. Z., and MacMynowski, D. G., 2011, “An Overview of the Active Optics Control Strategy for the Thirty Meter Telescope.”
- [33] Karnopp, D., 1995, “Active and Semi-Active Vibration Isolation,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **117**(B), pp. 177–185. <https://doi.org/10.1115/1.2838660>.
- [34] Preumont, A., 2018, *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*, Springer.
- [35] Valasek, J., 1920, “Piezo-Electric and Allied Phenomena in Rochelle Salt.” [Online]. Available: <https://conservancy.umn.edu/bitstream/handle/11299/179514/una-theses-0573.pdf?sequence=1>. [Accessed: 21-Feb-2024].
- [36] Luemchamloey, A., and Kuntanapreeda, S., 2014, “Active Vibration Control of Flexible Beams Based on Infinite-Dimensional Lyapunov Stability Theory:

- 
- An Experimental Study,” *J Control Autom Electr Syst*, **25**(6), pp. 649–656. <https://doi.org/10.1007/s40313-014-0145-3>.
- [37] Gu, Y., Clark, R. L., Fuller, C. R., and Zander, A. C., 1994, “Experiments on Active Control of Plate Vibration Using Piezoelectric Actuators and Polyvinylidene Fluoride (PVDF) Modal Sensors,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **116**(3), pp. 303–308. <https://doi.org/10.1115/1.2930429>.
- [38] Bailey, T., and Hubbard, J. E., 1985, “Distributed Piezoelectric-Polymer Active Vibration Control of a Cantilever Beam,” *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, **8**(5), pp. 605–611. <https://doi.org/10.2514/3.20029>.
- [39] Sirohi, J., and Chopra, I., 2000, “Fundamental Understanding of Piezoelectric Strain Sensors,” *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, **11**(4), pp. 246–257. <https://doi.org/10.1106/8BFB-GC8P-XQ47-YCQ0>.
- [40] Forward, R. L., 1979, “Electromechanical Transducer-Coupled Mechanical Structure with Negative Capacitance Compensation Circuit.” [Online]. Available: <https://patents.google.com/patent/US4158787A/en>. [Accessed: 21-Feb-2024].
- [41] Uchino, K., and Ishii, T., 1988, “Mechanical Damper Using Piezoelectric Ceramics,” *Journal of the Ceramic Society of Japan*, **96**(1116), pp. 863–867.
- [42] Shrout, T. R., Schulze, W. A., and Biggers, J. V., 1979, “Simplified Fabrication of PZT/Polymer Composites,” *Materials Research Bulletin*, **14**(12), pp. 1553–1559.
- [43] Tuloup, C., Harizi, W., Aboura, Z., and Meyer, Y., 2020, “Integration of Piezoelectric Transducers (PZT and PVDF) within Polymer-Matrix Composites for Structural Health Monitoring Applications: New Success and Challenges,” *International Journal of Smart and Nano Materials*, **11**(4), pp. 343–369. <https://doi.org/10.1080/19475411.2020.1830196>.
- [44] Qiu, Z., Zhang, X., Wu, H., and Zhang, H., 2007, “Optimal Placement and Active Vibration Control for Piezoelectric Smart Flexible Cantilever Plate,” *Journal of Sound and Vibration*, **301**(3), pp. 521–543. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.10.018>.
- [45] Collette, C., and Matichard, F., 2015, “Sensor Fusion Methods for High Performance Active Vibration Isolation Systems,” *Journal of Sound and Vibration*, **342**, pp. 1–21. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.01.006>.
- [46] Alam, M. N., 2012, “Active Vibration Control of a Piezoelectric Beam Using PID Controller: Experimental Study,” *Latin American Journal of Solids and Structures*, **9**, pp. 657–673.
- [47] Khot, S., Yelve, N. P., Tomar, R., Desai, S., and Vittal, S., 2012, “Active Vibration Control of Cantilever Beam by Using PID Based Output Feedback

- Controller,” *Journal of Vibration and Control*, **18**(3), pp. 366–372. <https://doi.org/10.1177/1077546311406307>.
- [48] Zhang, S., Schmidt, R., and Qin, X., 2015, “Active Vibration Control of Piezoelectric Bonded Smart Structures Using PID Algorithm,” *Chinese journal of aeronautics*, **28**(1), pp. 305–313.
- [49] Fanson, J. L., and Caughey, T. K., 1990, “Positive Position Feedback Control for Large Space Structures,” *AIAA Journal*, **28**(4), pp. 717–724. <https://doi.org/10.2514/3.10451>.
- [50] Wang, S. Y., Quek, S. T., and Ang, K. K., 2001, “Vibration Control of Smart Piezoelectric Composite Plates,” *Smart materials and Structures*, **10**(4), p. 637.
- [51] Gardonio, P., and Elliott, S. J., 2005, “Modal Response of a Beam with a Sensor–Actuator Pair for the Implementation of Velocity Feedback Control,” *Journal of sound and vibration*, **284**(1–2), pp. 1–22.
- [52] Goh, C. J., and Yan, W. Y., 1996, “Approximate Pole Placement for Acceleration Feedback Control of Flexible Structures,” *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, **19**(1), pp. 256–259. <https://doi.org/10.2514/3.21611>.
- [53] Mahmoodi, S. N., and Ahmadian, M., 2010, “Modified Acceleration Feedback for Active Vibration Control of Aerospace Structures,” *Smart Materials and Structures*, **19**(6), p. 065015.
- [54] Kwak, M. K., and Heo, S., 2007, “Active Vibration Control of Smart Grid Structure by Multiinput and Multioutput Positive Position Feedback Controller,” *Journal of Sound and Vibration*, **304**(1–2), pp. 230–245.
- [55] Hameury, C., Ferrari, G., Buabdulla, A., Silva, T. M., Balasubramanian, P., Franchini, G., and Amabili, M., 2023, “Multiple-Input Multiple-Output Active Vibration Control of a Composite Sandwich Beam by Fractional Order Positive Position Feedback,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, **200**, p. 110633.
- [56] Kumar, R., and Khan, M., 2007, “Pole Placement Techniques for Active Vibration Control of Smart Structures: A Feasibility Study.” [Online]. Available: <https://asmedigitalcollection.asme.org/vibrationacoustics/article-abstract/129/5/601/446901>. [Accessed: 21-Feb-2024].
- [57] Ezzraimi, M., Tiberkak, R., Melbous, A., and Rechak, S., 2018, “LQR and PID Algorithms for Vibration Control of Piezoelectric Composite Plates,” *Mechanics*, **24**(5), pp. 734–740.
- [58] Trindade, M. A., Benjeddou, A., and Ohayon, R., 2001, “Piezoelectric Active Vibration Control of Damped Sandwich Beams,” *Journal of Sound and Vibration*, **246**(4), pp. 653–677.

- 
- [59] Chomette, B., Rémond, D., Chesné, S., and Gaudiller, L., 2008, “Semi-Adaptive Modal Control of on-Board Electronic Boards Using an Identification Method,” *Smart Mater. Struct.*, **17**(6), p. 065019. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/17/6/065019>.
- [60] Gaudiller, L., and Der Hagopian, J., 1996, “Active Control of Flexible Structures Using a Minimum Number of Components,” *Journal of Sound and Vibration*, **193**(3), pp. 713–741. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0310>.
- [61] Stavroulakis, G. E., Foutsitzi, G., Hadjigeorgiou, E., Marinova, D., and Baniotopoulos, C. C., 2005, “Design and Robust Optimal Control of Smart Beams with Application on Vibrations Suppression,” *Advances in Engineering Software*, **36**(11–12), pp. 806–813.
- [62] Iorga, L., Baruh, H., and Ursu, I., 2008, “A Review of  $H_\infty$  Robust Control of Piezoelectric Smart Structures.” [Online]. Available: <https://asmedigitalcollection.asme.org/appliedmechanicsreviews/article-abstract/61/4/040802/453717>. [Accessed: 21-Feb-2024].
- [63] Rakotondrabe, M., Haddab, Y., and Lutz, P., 2008, “Quadrilateral Modelling and Robust Control of a Nonlinear Piezoelectric Cantilever,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **17**(3), pp. 528–539.
- [64] Du, P., Liu, Y., Chen, W., Zhang, S., and Deng, J., 2021, “Fast and Precise Control for the Vibration Amplitude of an Ultrasonic Transducer Based on Fuzzy PID Control,” *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, **68**(8), pp. 2766–2774.
- [65] Lin, J., and Chao, W.-S., 2009, “Vibration Suppression Control of Beam-Cart System with Piezoelectric Transducers by Decomposed Parallel Adaptive Neuro-Fuzzy Control,” *Journal of Vibration and Control*, **15**(12), pp. 1885–1906. <https://doi.org/10.1177/1077546309104184>.
- [66] Nonami, K., Nishimura, H., and Tian, H., 1996, “ $H_\infty/\mu$  Control-Based Frequency-Shaped Sliding Mode Control for Flexible Structures,” *JSME International Journal, Series C: Dynamics, Control, Robotics, Design and Manufacturing*, **39**(3), pp. 493–501. <https://doi.org/10.1299/jsmec1993.39.493>.
- [67] Royel, S., Ha, Q. P., and Aguilera, R. P., 2018, “Frequency-Shaped Second-Order Sliding Mode Control for Smart Suspension Systems,” *2018 15th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV)*, pp. 907–912. <https://doi.org/10.1109/ICARCV.2018.8581139>.
- [68] Simonović, A. M., Jovanović, M. M., Lukić, N. S., Zorić, N. D., Stupar, S. N., and Ilić, S. S., 2016, “Experimental Studies on Active Vibration Control of Smart Plate Using a Modified PID Controller with Optimal Orientation of

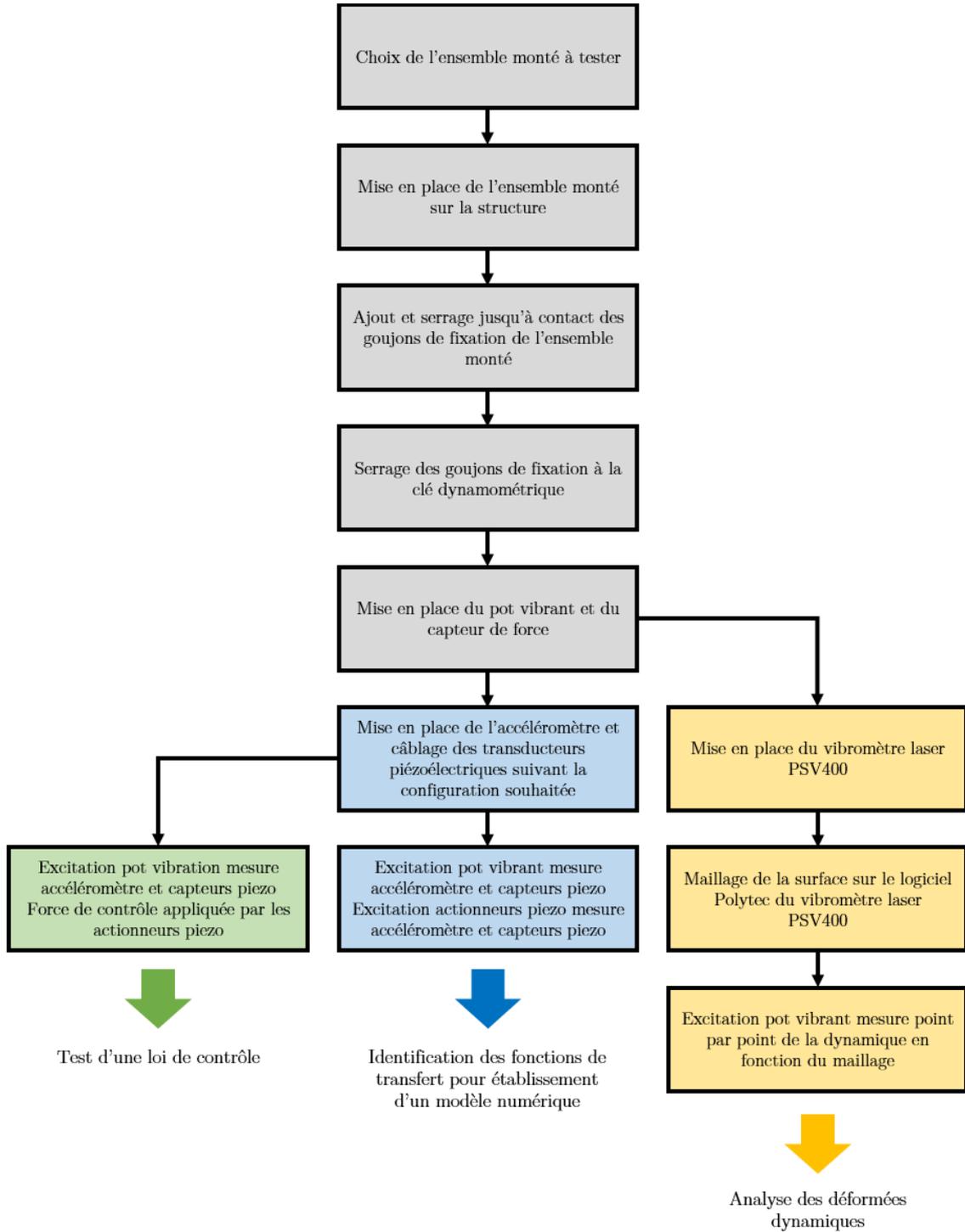
- Piezoelectric Actuator,” *Journal of Vibration and Control*, **22**(11), pp. 2619–2631. <https://doi.org/10.1177/1077546314549037>.
- [69] Luenberger, D., 1966, “Observers for Multivariable Systems,” *IEEE Transactions on Automatic Control*, **11**(2), pp. 190–197. <https://doi.org/10.1109/TAC.1966.1098323>.
- [70] Kalman, R. E., 1960, “A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems,” *Journal of Basic Engineering*, **82**(1), pp. 35–45. <https://doi.org/10.1115/1.3662552>.
- [71] Kalman, R. E., and Bucy, R. S., 1961, “New Results in Linear Filtering and Prediction Theory,” *Journal of Basic Engineering*, **83**(1), pp. 95–108. <https://doi.org/10.1115/1.3658902>.
- [72] Alavinasab, A., Moharrami, H., and Khajepour, A., 2006, “Active Control of Structures Using Energy-Based LQR Method,” *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, **21**(8), pp. 605–611. <https://doi.org/10.1111/j.1467-8667.2006.00460.x>.
- [73] Sam, Y. M., Ghani, M. R. H. A., and Ahmad, N., 2000, “LQR Controller for Active Car Suspension,” *2000 TENCON Proceedings. Intelligent Systems and Technologies for the New Millennium (Cat. No.00CH37119)*, pp. 441–444 vol.1. <https://doi.org/10.1109/TENCON.2000.893707>.
- [74] Bryson, A. E., Ho, Y.-C., and Siouris, G. M., 1979, “Applied Optimal Control: Optimization, Estimation, and Control,” *IEEE Trans. Syst., Man, Cybern.*, **9**(6), pp. 366–367. <https://doi.org/10.1109/TSMC.1979.4310229>.
- [75] Bittanti, S., Colaneri, P., and De Nicolao, G., 1991, “The Periodic Riccati Equation,” *The Riccati Equation*, S. Bittanti, A.J. Laub, and J.C. Willems, eds., Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 127–162. [https://doi.org/10.1007/978-3-642-58223-3\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-642-58223-3_6).
- [76] Halevi, Y., 1994, “Stable LQG Controllers,” *IEEE Transactions on Automatic Control*, **39**(10), pp. 2104–2106. <https://doi.org/10.1109/9.328801>.
- [77] Ulsoy, A. G., Hrovat, D., and Tseng, T., 1994, “Stability Robustness of LQ and LQG Active Suspensions,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **116**(1), pp. 123–131. <https://doi.org/10.1115/1.2900666>.
- [78] Utkin, V., 1977, “Variable Structure Systems with Sliding Modes,” *IEEE Transactions on Automatic Control*, **22**(2), pp. 212–222. <https://doi.org/10.1109/TAC.1977.1101446>.
- [79] Utkin, V. I., 1978, *Sliding Modes and Their Application in Variable Structure Systems*, Mir Publishers.
- [80] Shtessel, Y., Edwards, C., Fridman, L., and Levant, A., 2014, *Sliding Mode Control and Observation*, Birkhäuser Basel. <https://doi.org/10.1007/978-0-8176-4893-0>.

- 
- [81] Feng, Y., Yu, X., and Man, Z., 2002, “Non-Singular Terminal Sliding Mode Control of Rigid Manipulators,” *Automatica*, **38**(12), pp. 2159–2167. [https://doi.org/10.1016/S0005-1098\(02\)00147-4](https://doi.org/10.1016/S0005-1098(02)00147-4).
- [82] Cristi, R., Papoulias, F. A., and Healey, A. J., 1990, “Adaptive Sliding Mode Control of Autonomous Underwater Vehicles in the Dive Plane,” *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, **15**(3), pp. 152–160. <https://doi.org/10.1109/48.107143>.
- [83] Joe, H., Kim, M., and Yu, S., 2014, “Second-Order Sliding-Mode Controller for Autonomous Underwater Vehicle in the Presence of Unknown Disturbances,” *Nonlinear Dyn*, **78**(1), pp. 183–196. <https://doi.org/10.1007/s11071-014-1431-0>.
- [84] Xu, J., Wang, M., and Qiao, L., 2015, “Dynamical Sliding Mode Control for the Trajectory Tracking of Underactuated Unmanned Underwater Vehicles,” *Ocean Engineering*, **105**, pp. 54–63. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.06.022>.
- [85] Yoshimura, T., Kume, A., Kurimoto, M., and Hino, J., 2001, “Construction of an Active Suspension System of a Quarter Car Model Using the Concept of Sliding Mode Control,” *Journal of Sound and Vibration*, **239**(2), pp. 187–199. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3117>.
- [86] Chen, H.-Y., and Huang, S.-J., 2008, “A New Model-Free Adaptive Sliding Controller for Active Suspension System,” *International Journal of Systems Science*, **39**(1), pp. 57–69. <https://doi.org/10.1080/00207720701669453>.
- [87] Sira-Ramirez, H., 1993, “On the Dynamical Sliding Mode Control of Nonlinear Systems,” *International Journal of Control*, **57**(5), pp. 1039–1061. <https://doi.org/10.1080/00207179308934429>.
- [88] Incremona, G. P., Rubagotti, M., and Ferrara, A., 2017, “Sliding Mode Control of Constrained Nonlinear Systems,” *IEEE Transactions on Automatic Control*, **62**(6), pp. 2965–2972. <https://doi.org/10.1109/TAC.2016.2605043>.
- [89] Xue, X., and Tang, J., 2008, “Vibration Control of Nonlinear Rotating Beam Using Piezoelectric Actuator and Sliding Mode Approach,” *Journal of Vibration and Control*, **14**(6), pp. 885–908. <https://doi.org/10.1177/1077546307085354>.
- [90] Xue, X., and Tang, J., 2006, “Robust and High Precision Control Using Piezoelectric Actuator Circuit and Integral Continuous Sliding Mode Control Design,” *Journal of Sound and Vibration*, **293**(1), pp. 335–359. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.10.009>.
- [91] Gander, W., “Algorithms for the QR-Decomposition.”

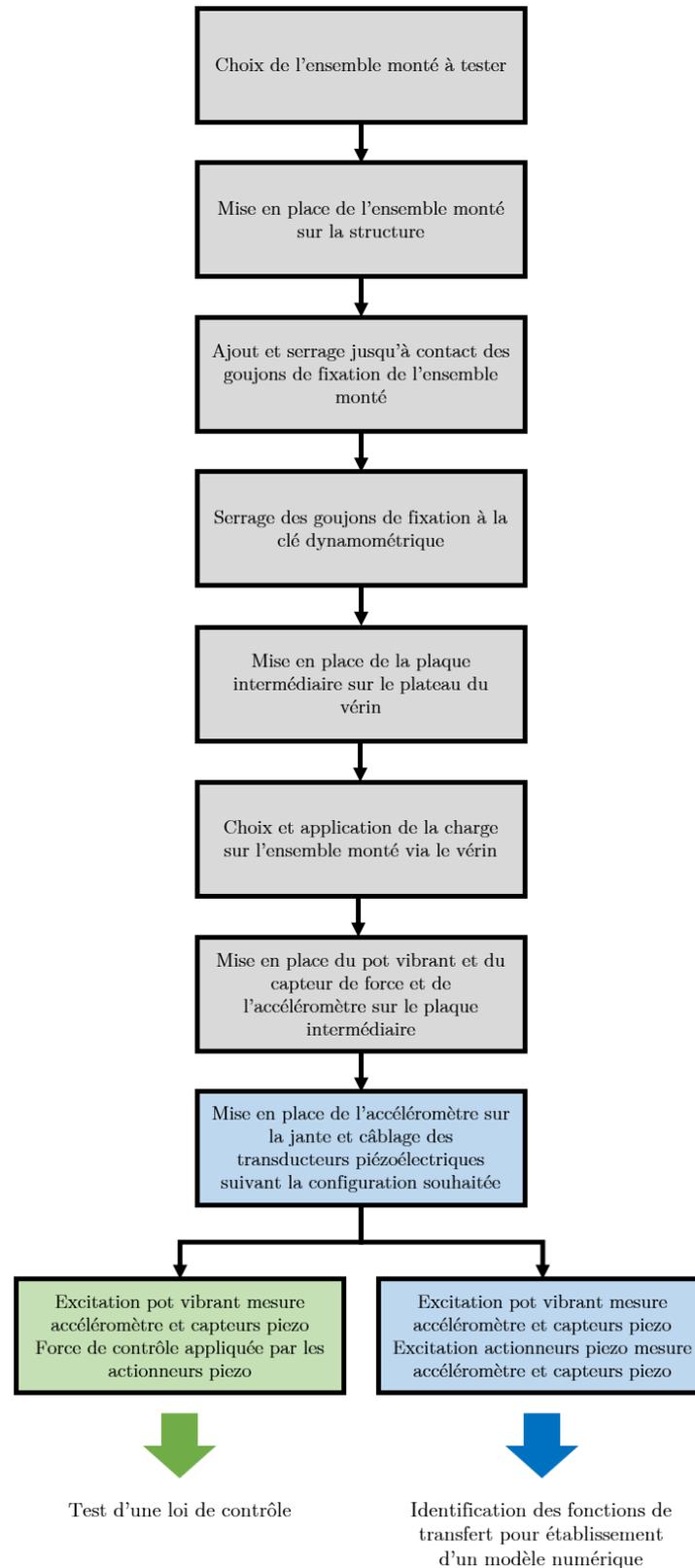
- [92] Utkin, V., and Lee, H., 2006, “Chattering Problem in Sliding Mode Control Systems,” *International Workshop on Variable Structure Systems, 2006. VSS’06.*, pp. 346–350. <https://doi.org/10.1109/VSS.2006.1644542>.
- [93] Feng, Y., Han, F., and Yu, X., 2014, “Chattering Free Full-Order Sliding-Mode Control,” *Automatica*, **50**(4), pp. 1310–1314. <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2014.01.004>.
- [94] Utkin, V., and Shi, J., 1996, “Integral Sliding Mode in Systems Operating under Uncertainty Conditions,” *Proceedings of 35th IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 4591–4596 vol.4. <https://doi.org/10.1109/CDC.1996.577594>.
- [95] Chesne, S., and Pezerat, C., 2015, “Force Identification by Using Specific Forms of PVDF Patches,” *SMART STRUCTURES AND SYSTEMS*, **15**, pp. 1203–1214. <https://doi.org/10.12989/sss.2015.15.5.1203>.
- [96] Snyder, S. D., Tanaka, N., and Kikushima, Y., 1995, “The Use of Optimally Shaped Piezo-Electric Film Sensors in the Active Control of Free Field Structural Radiation, Part 1: Feedforward Control,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **117**(3A), pp. 311–322. <https://doi.org/10.1115/1.2874453>.
- [97] Snyder, S. D., Tanaka, N., and Kikushima, Y., 1996, “The Use of Optimally Shaped Piezo-Electric Film Sensors in the Active Control of Free Field Structural Radiation, Part 2: Feedback Control,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **118**(1), pp. 112–121. <https://doi.org/10.1115/1.2889625>.
- [98] Xue, K., Igarashi, A., and Kachi, T., 2018, “Optimal Sensor Placement for Active Control of Floor Vibration Considering Spillover Effect Associated with Modal Filtering,” *Engineering Structures*, **165**, pp. 198–209. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.03.024>.
- [99] Daraji, A. H., Hale, J. M., and Ye, J., 2017, “New Methodology for Optimal Placement of Piezoelectric Sensor/Actuator Pairs for Active Vibration Control of Flexible Structures,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **140**(011015). <https://doi.org/10.1115/1.4037510>.
- [100] Heck, L. P., Olkin, J. A., and Naghshineh, K., 1998, “Transducer Placement for Broadband Active Vibration Control Using a Novel Multidimensional QR Factorization,” *Journal of Vibration and Acoustics*, **120**(3), pp. 663–670. <https://doi.org/10.1115/1.2893881>.
- [101] Jia, S., and Shan, J., 2018, “Optimal Actuator Placement for Constrained Gyroelastic Beam Considering Control Spillover,” *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, **41**(9), pp. 2073–2081. <https://doi.org/10.2514/1.G003560>.

- [102] Meirovitch, L., and Baruh, H., 1985, “The Implementation of Modal Filters for Control of Structures,” *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, **8**(6), pp. 707–716. <https://doi.org/10.2514/3.20045>.
- [103] Preumont, A., François, A., De Man, P., and Piefort, V., 2003, “Spatial Filters in Structural Control,” *Journal of Sound and Vibration*, **265**(1), pp. 61–79. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01440-2](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01440-2).
- [104] Deraemaeker, A., and Preumont, A., 2006, “Vibration Based Damage Detection Using Large Array Sensors and Spatial Filters,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, **20**(7), pp. 1615–1630. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.02.010>.
- [105] Mohamed, Z., Wang, X., and Jazar, R., 2013, “A Survey of Wheel Tyre Cavity Resonance Noise,” *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, **9**(3–4), pp. 276–293. <https://doi.org/10.1504/IJVNV.2013.055811>.

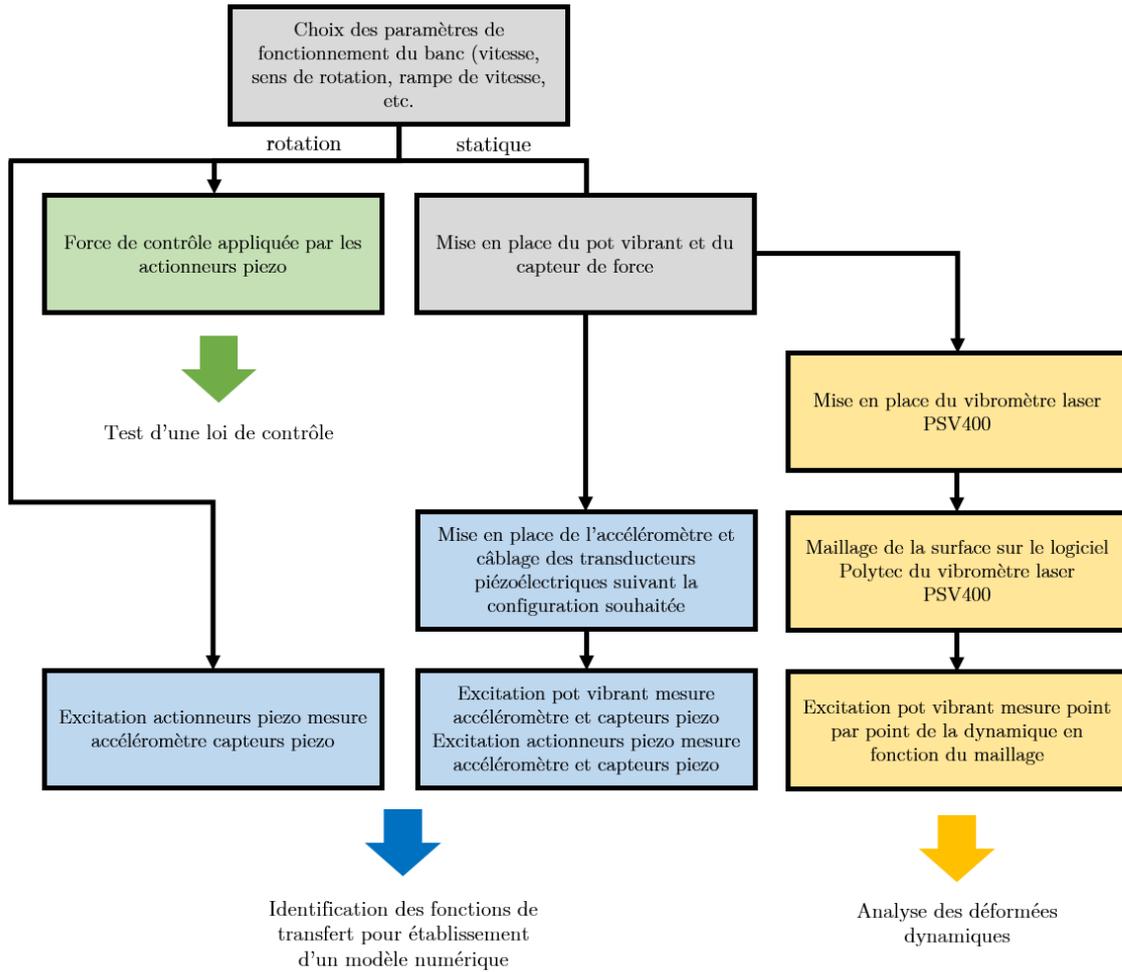
# Annexes



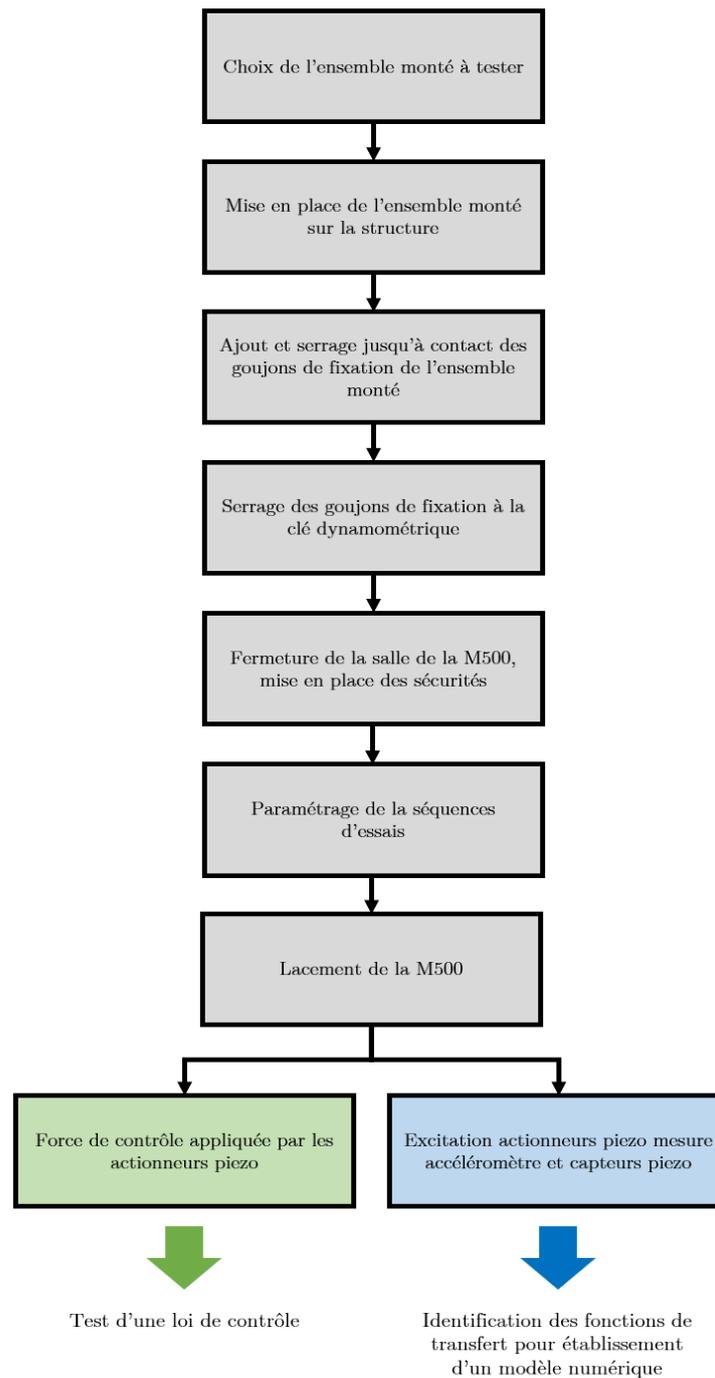
Annexe A - Protocole expérimental d'utilisation du banc statique



Annexe B - Protocole expérimental d'utilisation du banc à vérin



Annexe C - Protocole expérimental d'utilisation du banc simplifié



Annexe D - Protocole expérimental d'utilisation du banc M500

## FOLIO ADMINISTRATIF

### THESE DE L'INSA LYON, MEMBRE DE L'UNIVERSITE DE LYON

NOM : CARVALHO

DATE de SOUTENANCE : 30/09/24

Prénoms : Antoine

TITRE : Contrôle actif de l'ensemble roue-pneu pour la réduction de la transmission vibratoire solidienne

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2024ISAL0073

Ecole doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique – Génie Mécanique – Génie Civil

RESUME : L'impact du bruit sur l'humain est de plus en plus au centre des problématiques de santé. Dans une politique de compétitivité industrielle intense, ces questionnements sont au cœur du secteur automobile. C'est le cas de celui des pneumatiques. Avec l'essor des véhicules électriques, le bruit de roulement jusqu'alors masqué par d'autres sources de pollutions sonores émanantes des véhicules pose un réel problème de confort pour les passagers. La structure des véhicules, les pneumatiques ainsi que les systèmes de suspensions permettent d'atténuer certains effets indésirables du contact pneu-chaussée à hautes et basses fréquences. Cependant peu de solutions techniques sont déployées pour traiter les phénomènes vibratoires transmis par les ensembles montés entre 200 et 500 Hz. Une des raisons est que ces assemblage roue-pneu présentent une dynamique complexe dépendante de multiples facteurs, tel leurs pression interne, leurs chargements ou encore la vitesse de rotation. Cette thèse est articulée autour de trois axes : l'approfondissement de la compréhension du comportement dynamique des assemblages roue-pneu, la mise au point et maîtrise d'un set de dispositifs expérimentaux, la réalisation d'un système et d'une loi de contrôle permettant de diminuer les efforts transmis dans les moyeux. Des travaux effectués sur 4 différents dispositifs expérimentaux ont permis de minimiser les incertitudes liées à la dynamique évolutive de la structure à contrôler. Ceci permettant de mieux définir le champ d'action de la solution à proposer. Par le biais de ces résultats un réseau de transducteurs piézoélectriques, utilisés comme capteurs et actionneurs, est proposé. Différentes solutions de contrôle robuste ont été proposées, notamment une combinant du contrôle actif et un filtre modal spatial ainsi qu'une autre exploitant un contrôleur à mode glissant. Ces solutions ont d'abord été étudiées numériquement à l'aide de modèle basés sur des données expérimentales. Puis elles ont été testées sur la structure à l'échelle 1:1. En parallèle de ces travaux, des études de robustesse des solutions proposées ont été réalisées. Le système de contrôle le plus avancé est finalement testé dans des conditions réalistes de fonctionnement avec un chargement, un contact avec le pneumatique assimilable à celui obtenu avec la chaussée et avec rotation de l'ensemble. Une atténuation des deux modes ciblés est obtenue pour différentes vitesses de rotation.

MOTS-CLÉS : Ensemble monté, contrôle actif, contrôle robuste, contrôle vibratoire, transducteurs piézoélectriques, filtre spatial, contrôle à mode glissant

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures

UMR CNRS 5259 – INSA de Lyon

18-20 rue des Sciences

69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeur de thèse: CHESNÉ Simon

Président de jury :

Composition du jury : Christophe Giraud-Audine

Isabelle Bruant

Éric Bideaux

Jean-François Deü

Simon Chesne

Jonathan Rodriguez