



HAL
open science

Isolation vibratoire par contrôle semi-actif d'amortisseurs magnéto-rhéologiques pour l'interface lanceur/charge utile

Pierrick Jean

► **To cite this version:**

Pierrick Jean. Isolation vibratoire par contrôle semi-actif d'amortisseurs magnéto-rhéologiques pour l'interface lanceur/charge utile. Mécanique [physics.med-ph]. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2006. Français. NNT: . tel-00352710

HAL Id: tel-00352710

<https://theses.hal.science/tel-00352710>

Submitted on 13 Jan 2009

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.



Conservatoire National des Arts et Métiers
2, rue Conté 75003 Paris

Chaire de Mécanique
LMSSC (EA3196)

Isolation vibratoire par contrôle semi-actif d'amortisseurs magnéto-rhéologiques pour l'interface lanceur/charge utile

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 20 décembre 2006

pour l'obtention du diplôme de

Docteur du Conservatoire National des Arts et Métiers

(spécialité Mécanique)

par

Pierrick JEAN

Composition du jury

Président : L. Jézéquel, Professeur, ECL

Directeur de thèse : R. Ohayon, Professeur, CNAM

Rapporteurs : M. Collet, Chargé de Recherche CNRS, Université de Franche-Comté
B.R. Mace, Professeur, Université de Southampton (ISVR)

Examineurs : J.-P. Cordebois, Professeur, CNAM
F. Dubois, Professeur, CNAM
B. Petitjean, Ingénieur, EADS-CCR
T. Romeuf, Ingénieur ASTRUM-ST

Invités : D. Le Bihan, Ingénieur, ONERA
V. Le Gallo, Ingénieur, ASTRUM-ST
P. Mourey, Ingénieur, CNES

ONERA

Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales
29, av. de la Division Leclerc 92322 Châtillon

Mis en page avec la classe thloria.

*“Mon exigence pour la vérité m’a enseigné la beauté du compromis.” M. Gandhi
A Aïdée, pour son soutien permanent.*

Remerciements

Un travail de trois années ne pourrait se concrétiser sans un ensemble d'aides et de conseils précieux. C'est pourquoi je voudrais exprimer ici toute ma gratitude à ceux qui ont contribué au bon déroulement de cette thèse de par le temps, le savoir, le savoir-faire qu'ils ont bien voulu partager avec moi, ou encore le soutien qu'ils ont su me donner.

Je tiens tout d'abord à remercier M. Roger Ohayon pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant de diriger mes recherches ainsi que pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués. Je n'oublierai jamais ces moments passés ensemble.

Je souhaite aussi exprimer toute ma gratitude aux membres du jury qui m'ont fait l'honneur de participer à l'examen de ce travail :

Messieurs Manuel Collet et Brian Mace, pour le temps précieux qu'ils ont consacré à relire mon manuscrit et à faire un rapport précis de ce travail. Qu'ils trouvent ici toute ma gratitude.

Monsieur Louis Jézéquel, qui a accepté de présider le jury durant la soutenance.

Messieurs Jean-Pierre Cordebois, François Dubois, Benoît Petitjean et Thierry Romeuf, pour avoir accepté de participer en tant qu'examineurs à la soutenance de ma thèse. Leurs remarques et questions judicieuses qu'ils ont formulées ont apporté une véritable valeur ajoutée à mon travail.

Messieurs Dominique Le Bihan, Vincent Le Gallo et Patrick Mourey, d'avoir participé en tant que membres invités à la soutenance de ma thèse.

J'adresse un remerciement tout particulier aux personnes qui m'ont apporté leur savoir ou leur savoir-faire, et sans qui ce travail ne serait pas ce qu'il est. Messieurs Dominique Le Bihan et Laurent Coste, de l'ONERA, pour les aspects techniques et expérimentaux, ainsi que les professeurs Paolo Gardonio et Brian Mace, pour les discussions que nous avons eues durant l'échange universitaire à l'ISVR. Cet échange a été subventionné par le programme Marie Curie.

Enfin, je ne saurais également oublier tous ceux qui m'ont soutenu et avec qui j'ai passé des moments importants durant la maturation de mes réflexions...

Merci à toute l'équipe onérienne du DDSS CAV pour les bons moments que nous avons passés ensemble. Que soient remerciés ici à nouveau Dominique Le Bihan et Laurent Coste, mais aussi Isabelle Legrain, Florence Roudolff, Frédéric Mortain et Franck Cléro. Un clin d'oeil spécial à Corine Florens et Arnaud Lepage.

Je remercie enfin mes proches, qui sauront se reconnaître, et je ne finirai pas ces lignes sans une pensée douce pour ma compagne de coeur, Aïdée, dont la simple présence à mes côtés m'a tant aidé.

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre 1 Analyse du problème d'isolation en lancement	5
1.1 Introduction	6
1.2 Les excitations lanceurs	6
1.3 Isolation vibratoire et amortissement	7
1.3.1 Isolation passive	7
1.3.2 Isolation active	9
1.3.3 Isolation semi-active	11
1.3.4 Amortisseur à fluide magnéto-rhéologique	13
1.4 La problématique de l'isolation de charge utile dans les lanceurs	15
1.4.1 Le pilotage du lanceur	15
1.4.2 Objectifs et contraintes d'un système d'isolation de charge utile	17
1.4.3 La solution étudiée : isolation semi-active	19
1.5 Organisation de la thèse	19
Chapitre 2 Magneto-Rheological damper model	21
2.1 Review of models	22
2.2 Theory	25
2.2.1 Model format	25
2.2.2 Identification procedure	26
2.2.3 Simulation procedure	28
2.3 Experimental study	31
2.3.1 Identification of stiffness	31
2.3.2 Identification of the quasi-steady-state model	32
2.4 Model validation and discussion	38
2.4.1 Qualitative comparison of the simulation and the experimental results	38
2.4.2 Quantitative comparison of the simulation and the experimental results	40
2.5 Response time of the MR damper	42
2.5.1 Current driver	42
2.5.2 Identified electrical model	43
2.5.3 Simulation of the MRD model coupled with the electrical model	43
2.5.4 Discussion on the discrepancy between the model and the experimental observations	45

2.6	Summary	48
Chapitre 3 Single axis semi-active isolation		49
3.1	Introduction	50
3.1.1	Review of semi-active control strategies	51
3.1.2	Performance of semi-active isolation	52
3.2	Experimental rig : optimal use of RD-1005-3	53
3.2.1	Three main limiting factors of the controllable damper	53
3.2.2	Effects of minimum and maximum damping forces	55
3.2.3	Effect of the time delay	55
3.2.4	Optimised design of a semi-active mount	55
3.2.5	Description of the sdof experimental rig	58
3.3	Harmonic excitations : clipped continuous vs. clipped on-off methods	59
3.3.1	Explicit clipped on-off skyhook control	59
3.3.2	Clipped on-off strategy with force feedback controller	59
3.3.3	Clipped continuous strategy with force feedback controller	61
3.3.4	Performance comparison for harmonic excitations	62
3.4	Correlation between the simulation and the experiment	64
3.4.1	Experimental results of coloured noise excitation	64
3.4.2	Simulation with the updated MR damper model	66
3.4.3	Simulation with the ideal damper model	69
3.5	Isolation performance for broadband excitations	73
3.5.1	Simulation results for a white noise velocity disturbance	74
3.5.2	Experimental results for broadband disturbances	76
3.5.3	Simulation results for a wide range of broadband excitations	84
3.5.4	Conclusion on the broadband excitations study	90
3.6	Isolation performance for the launch excitations	92
3.6.1	Launch excitations	92
3.6.2	Simulation results	92
3.7	Summary	96
Chapitre 4 Plateforme de Stewart semi-active : caractérisation et performances		97
4.1	Introduction	98
4.2	Plateforme de Stewart	99
4.2.1	L'architecture cubique	99
4.2.2	Etat de l'art	100
4.3	Démonstrateur plateforme 6 ddl semi-active	103
4.4	Modèle dynamique idéalisé	103
4.4.1	Equation de la dynamique de la structure hexapode	103
4.4.2	Modes théoriques de l'hexapode	107
4.4.3	Matrice de transmissibilité théorique de l'hexapode	107
4.5	Identification modale expérimentale	110
4.5.1	Accéléromètres	110
4.5.2	Détermination pratique de la matrice de transmissibilité	111

4.5.3	Norme de Fröbenius	112
4.5.4	Comparaison mesures/modèle	114
4.6	Stratégie de contrôle	116
4.7	Performances de l'isolateur : résultats de simulation	116
4.7.1	Modèle utilisé pour la simulation temporelle	116
4.7.2	Comparaison passif / semi-actif sur excitation simultanée des 6 modes de l'hexapode	118
4.8	Performances de l'isolateur : résultats expérimentaux	122
4.8.1	Transmissibilité longitudinale à courants constants	122
4.8.2	Contrôle semi-actif des excitations lanceurs	122
4.9	Résumé	132
4.10	Summary	133
Chapitre 5 Application à l'interface lanceur / charge utile (version publique)		135
5.1	Introduction	136
5.2	Etat de l'art de l'isolation de charge utile en lancement	136
5.2.1	Isolation passive	136
5.2.2	Isolation active et hybride active/passive	138
5.3	Résumé	140
5.4	Summary	142
Chapitre 6 Conclusion et perspectives		145
6.1	Résumé	146
6.2	Conclusion et principales contributions	147
6.3	Perspectives	148
Bibliographie		149
Annexe A Construction de la matrice Jacobienne		155
Annexe B Transferts de commandes des excitateurs hydrauliques et synthèse expérimentale des excitations lanceurs.		159
Annexe C Etat de l'art de l'isolation vibratoire dans les lanceurs		161

Table des figures

1.1	Passive single dof isolator.	7
1.2	Passive transmissibility, influence of damping (left) and influence of stiffness (right). . .	8
1.3	Passive isolator, influence of damping ($\xi = 0.1$ and 0.707) : deflection response to a base acceleration impulse(left), deflection response to a base acceleration step (middle), payload acceleration response to a base acceleration impulse(right).	10
1.4	(a) Soft isolator with velocity feedback. (b)Equivalent skyhook damper.	11
1.5	Skyhook damper transmissibility, influence of damping.	12
1.6	Semi-active isolator with a MR damper.	12
1.7	Payload/base displacement transmissibilities of -. active skyhook and - equivalent semi-active skyhook.	14
1.8	Chain-like structure formation under the applied magnetic field.	14
1.9	Small-scale RD-1005-3 MR fluid damper, by Lord Corporation.	15
1.10	Bingham model	16
1.11	Launcher GNC loop.	16
1.12	Launcher attitude control and payload isolation.	17
2.1	Typical behaviour of a MRD in the velocity-force plan : (-) experimental (damper : RD-1005-3, Lord Corp., frequency : 10 Hz, current : 0.9 amp), (..) Bingham model.	22
2.2	Mechanical analogues.	23
2.3	Three possible shape function models : (-) Bingham, (-.-) biviscous, (..) hyperbolic tangent.	24
2.4	Mechanical analogs of the proposed model.	25
2.5	Iterative procedure of determination of k_{pre} after n iterations (1.5 mm, 15 Hz, 0.4 amp) : (a)original signal (-) and decelerating part of the signal (o) (b) $n=4, \hat{k}_{pre} = 15.8e6Nm^{-1}$ (c) $n=7, \hat{k}_{pre} = 6.1e6Nm^{-1}$ (d)final iteration $n=12, k_{pre} = 7.5e6Nm^{-1}$: quasi-steady function.	27
2.6	Quasi-steady damping curves (1.5 mm, 15 Hz, 0.4 amp) : (o) experimental curve, (-) biviscous, (..)hyperbolic tangent. C_{pre} here is defined according to [1] and is different from c_{pre} in this study.	28
2.7	Experimental (o) and simulation curves (-) for (1.5 mm, 15 Hz, 0.4 amp) test : (a) displacement-Force diagram. (b) velocity-Force diagram.	30
2.8	Damper effort range at 9 Hz.	32
2.9	(+) Values of k_{pre} with for different currents and frequencies. (-) Proposed current-dependent law.	33
2.10	Quasi-steady curves (velocity-force diagrams). From left to right and top to bottom : increasing currents. From blue to red : increasing frequency.	34
2.11	Quasi-steady curves at $i_c = 0.9$ amp. (.) experimental, (red lines) curve fitting.	35
2.12	Dependence of quasi-steady damping function parameters on the current.	37

2.13	Comparison between (*) experimental and (-) predicted velocity-force diagrams. From left to right and top to bottom : increasing frequency from 2 to 15 Hz by step of 1 Hz.	39
2.14	Relative error between predicted and measured damper force.	41
2.15	Features of the “RD-3002 wonderbox”. From Koo et al.	43
2.16	Static and dynamic response of the current driver.	44
2.17	Triangle input displacement and step response of damper force for a low velocity ($v_p = 0.1in/s$, dotted line) and for a high velocity ($v = 3in/s$, solid line).	45
2.18	Damper response time as a function of piston velocity.	46
3.1	Ideal controllable damper model	53
3.2	Time sequence of some isolation system variables during semi-active control, under a sinusoidal excitation at 3 Hz.	54
3.3	Time delay effect for narrowband disturbances. H_p : passive $\xi_{min} = 0.127$. H_{Aref} : active reference ($\xi_{sky} = 1$ and $\xi_{min} = 0.127$). The other curves are SA transmissibilities ($\xi_{min} = 0.127$ and $\xi_{max} = 1.27$) for various electrical time constants.	56
3.4	Isolation performance for tonal vibration - Simulation results.	57
3.5	Experimental implementation of semi-active isolation.	58
3.6	General form of a semi-active isolator.	60
3.7	Block diagram of a general semi-active control strategy.	60
3.8	Clipped on-off controller.	61
3.9	Semi-active clipped continuous force feedback control via PI controller.	62
3.10	Isolation performance of the clipped on-off and continuous SDC with $\xi_{min} = 0.127$ and $\xi_{max} = 1.2$ and $\xi_{sky} = 0.9$. (–) semi-active control, (- -) passive isolator for various damping ratios.	63
3.11	Coloured noise disturbance case.	64
3.12	Base (dotted line) and payload (solid lines) accelerations APS. Comparison between PVI and SAVI. black curve : passive, $\xi = 0.14$; grey curve : SA, $\xi_{sky} = 1$. (Experimental results)	65
3.13	Correlation between experiment and simulation with MRD model. MR damper force time and APS responses.	67
3.14	Correlation between experiment and simulation with MRD model. Payload acceleration time and APS responses.	68
3.15	Voltage and current time responses with MRD model.	69
3.16	Correlation between experiment and simulation with ICD model. Damper force time and APS responses.	70
3.17	Correlation between experiment and simulation with ICD model. Payload acceleration time and APS responses.	71
3.18	Voltage and current time responses with ICD model.	72
3.19	Isolation performance for white-noise broadband vibration - Simulation results.	75
3.20	Base auto-power spectra (displacement, velocity, acceleration) of the two disturbance cases. (Experimental results).	79
3.21	Comparison between PVI and SAVI for broadband excitation. P1 : passive, $\xi = 0.14$; P2 : passive, $\xi = 0.7$; SA, $\xi_{sky} = 1$ - Experimental results.	80
3.22	Comparison between our results and results reported in Preumont et al.	81
3.23	Conflict curves. P1 : passive, $\xi = 0.14$; P2 : passive, $\xi = 0.7$; SA, $\xi_{sky} = 1$ - Experimental results.	82
3.24	Disturbance of case 2. Comparison between PVI and SAVI. P1 : passive, $\xi = 0.21$; SA, $\xi_{sky} = 1$. (Experimental results).	82

3.25	Conflict curves for coloured noise excitation. Simulation results with the ICD model ($\xi_{min} = 0.1$).	83
3.26	Biharmonic simulation, case 5. Time and frequency domains. Passive ($\xi_p = 0.76$) and semi-active isolation ($\xi_{sky} = 1.25, k_p = 0.11A/N$)	85
3.27	Biharmonic simulation, case 5. RMS (left) and MA(right) conflict diagrams.	86
3.28	Biharmonic simulations, RMS and MAR conflict diagrams.	87
3.29	[1-100] Hz white noise displacement (WNX, in green), velocity (WNV, in blue) and acceleration (WNA, in red) inputs. Time and frequency responses for each WN case of the base displacement (m), velocity (ms^{-1}) and acceleration (ms^{-2}).	88
3.30	RMS conflict diagram of the white noise displacement (WNX), velocity (WNV) and acceleration (WNA) inputs for 3 different cutoff frequencies : 10, 25 and 100 Hz. HF RMS level versus LF RMS level.	89
3.31	Classification of SAVI/PVI performances for various disturbances in the conflict diagram. WN types excitations (magenta and orange curves). Biharmonic excitations (green and yellow curves). White noise and coloured noise experimental excitations (grey and black curves). Launch excitations (blue and red curves).	91
3.32	Time histories and power spectra of the 3 translational base and payload accelerations for passive ($\xi_p = 0.76$) and semi-active isolation ($\xi_{sky} = 1.25, k_p = 0.11A/N$).	94
3.33	Conflict curves for x, y and z acceleration. Simulation results.	95
4.1	Cubic architecture, 3D view.	100
4.2	Soft hexapodes state-of-the-art. From [2].	101
4.3	Stiff hexapodes state-of-the-art. From [2].	102
4.4	2D drawings of the semi-active hexapode. Frames and notations.	104
4.5	Semi-active hexapode.	105
4.6	Modes shapes (analytical) 3D view, with Structural Dynamics Toolbox, Matlab. ($\Delta_1 = Rot_{2\pi/3}(Oy)$, ($\Delta_2 = Rot_{4\pi/3}(Oy)$, and ($\Delta_3 = Rot_{4\pi/3}(Oz)$).	108
4.7	Modes shapes (analytical) 2D view, with Structural Dynamics Toolbox, Matlab. ($\Delta_1 = Rot_{2\pi/3}(Oy)$, ($\Delta_2 = Rot_{4\pi/3}(Oy)$, et ($\Delta_3 = Rot_{4\pi/3}(Oz)$).	109
4.8	Transmissibility matrix (theoretical model). Frequency (Hz) in abscissa, amplitude (no dimension) in ordinate.	110
4.9	Accelerometers locations.	111
4.10	Transmissibility matrix. Frequency (Hz) in abscissa, amplitude (no dimension) in ordinate. Measurements (red), time simulations with measured (correlated) excitations (black), and theoretical model with uncorrelated excitations (blue).	113
4.11	Fröbenius norm of transmissibility matrix.	115
4.12	Open-Loop (crosses, red lines) and Closed-Loop (triangles, black lines) for purely active integral force feedback controller.	117
4.13	Simulink model of the closed-loop semi-active isolation system.	119
4.14	Transmissibility matrix for uncorrelated excitations. Frequency (Hz) in abscissa, amplitude (no dimension) in ordinate. Time simulations. Comparison passive/SA : passive off (red), passive on (black), SA (green)	120
4.15	Fröbenius norm of transmissibility matrix. Comparison passive/SA	121
4.16	Broadband vibration isolation (6 dof) of a piston base disturbance (x direction). Experimental results	123
4.17	Experimental results with (CL) and without (OL) control. Launch excitations. Base and payload accelerations.	126

Table des figures

4.18	Experimental results with (CL) and without (OL) control. Launch excitations. Hexapode deflections.	127
4.19	Synthesis on the advantage of SA over passive damping, in %	130
4.20	Voltage of MRD number 1 during the z flight excitation.	131
A.1	Vectorial representation of Stewart platform	156
B.1	FRFs of displacement / voltage of the hydraulic actuators used to excite the base platform. The 3 FRFs are tuned, and identified by a low-pass filter $H_v^{id}(s)$ (black).	160
B.2	Hydraulic actuators compensated by $H_v^{id-1}(s)$	160
C.1	Solutions in the United States	162

Notations

ACU : Adaptateur de Charge Utile
AFRL : Air Force Research Laboratory
AMR : Amortisseur Magnéto-Rhéologique
AVI : Active Vibration Isolation
BF : Basse Fréquence
BUF : BUffeting
CdG : Centre de Gravité
CL : Closed Loop
CoG : Center of Gravity
CU : Charge Utile
DCL : DéCoLlage
ddl : degré de liberté
DSP : Densité Spectrale de Puissance
EAP : Etage d'Accélération à Poudre
EPC : Etage Principal Cryogénique
ESC : Etage Supérieur Cryogénique
FRF : Frequency Response Function
GNC : Guidance, Navigation and Control
 H : Hermitienne
HF : High Frequency content / Haute Fréquence
ICBM : InterContinental Ballistic Missile
ICD : Idealised Controllable Damper
IF : InterFace
IFF : Integral Force Feedback
LF : Low Frequency content
LVI : Launch Vibration Isolation
MAR : Maximum Acceleration Ratio
MIMO : Multiple Input - Multiple Output
MRD : Magneto-Rheological Damper
MRF : Magneto-Rheological Fluid
OdP : Oscillations de Pression
OL : Open Loop
PSD : Power Spectral Density
PVI : Passive Vibration Isolation
PWM : Pulse-Width Modulation
RAF : RAfale de vent
RMS : Root Mean Square
SA : Semi-Active
SAVI : Semi-Active Vibration Isolation
SDC : Skyhook Damper Control
sdof : single degree of freedom
SEP : SEParation des EAP
SISO : Single Input - Single Output
 T : Transposée
WN : White Noise

Introduction générale

Les évènements les plus sévères pour la tenue mécanique de la structure d'un satellite interviennent durant son lancement. En 1971, le Goddard Space Flight Center a conduit une étude sur les pannes subies par les charges utiles durant les premiers jours qui suivent leur mise à poste [3]. Cette étude a été suivie trois ans plus tard d'une analyse des cas de pannes dans les mois consécutifs au tir [4]. Les deux études, analysant un échantillon de 57 vols effectués par la NASA entre 1960 et 1970, concluent que 30 à 60 % des pannes subies dans la vie d'un satellite sont dues aux sollicitations vibratoires et acoustiques exercées durant sa mise en orbite.

Dès le début des programmes spatiaux américains, les vibrations mécaniques dues au lanceur ont été reconnues comme une source majeure de risque de pannes des satellites. Dès lors, les différentes entités engagées dans ces programmes (agences spatiales, fabricants de lanceurs, etc.) ont développé des méthodes de qualification avant lancement permettant d'assurer l'intégrité du satellite durant le vol.

La boucle de qualification est coûteuse en temps et en argent et conduit souvent au redimensionnement du satellite. Ce procédé inclut des études de couplage lanceur/satellite (Coupled-Loads Analysis, CLA), des tests vibratoires du satellite et de longues discussions entre le constructeur du lanceur et le client du lancement afin de converger vers une configuration de lanceur et de satellite viable. Des centaines d'heures de négociation, de simulations et de tests sont nécessaires à ce processus. Chaque configuration de lancement ayant ses particularités, il est nécessaire de répéter cette boucle de qualification avant chaque tir. S'affranchir de cette démarche par la mise en place d'un système d'isolation standard, robuste, capable d'atténuer les vibrations quel que soit le lanceur, quelle que soit la Charge Utile (CU), constituerait un progrès considérable dans l'histoire des lanceurs.

Le DoD (Department of Defense) des Etats-Unis considérait en 1998 les études d'isolation vibratoire comme un sujet d'intérêt majeur. Les objectifs définis dans le cadre du programme "1998 Defense Technology Area Plans - Space Platforms DTOs" [5] consistaient à réduire de 80 % la masse des satellites dédiée à leur tenue dynamique en lancement (objectif très ambitieux) au moyen de systèmes d'isolation passive, avec un objectif d'atténuation des charges dynamiques d'un facteur 2 à 3 (-6 à -10 dB). Entre 1999 et 2004, ce programme planifiait un budget d'environ 60 millions de dollars pour ces recherches dirigées par l'Air Force.

L'activité dans ce domaine a ainsi été assez fructueuse durant ces dernières années, avec des études dont le degré de maturité va du concept de recherche amont à la technologie ayant volé. Actuellement, les solutions les plus mûres sont des interfaces d'isolation passive pour des excitations assez hautes en fréquence, du type chocs, hautes s'entendant ici par rapport au problème des excitations basse fréquence 5-100 Hz qui nous concerne dans cette thèse. Cette contrainte de fréquence minimale à laquelle est soumise leurs solutions est due à deux limitations majeures de l'isolation passive : le compromis entre isolation haute fréquence et amortissement basse fréquence d'une part, et le compromis en isolation et raideur du système d'autre part. Le problème pourrait en principe être résolu par le contrôle actif des vibrations. Néanmoins, ces solutions souffrent encore d'un manque de maturité pour pouvoir gagner la confiance des constructeurs d'engins spatiaux. En effet, les possibilités de panne des systèmes actifs leur confèrent un statut de technologie à risque.

Dans cette thèse, on envisage le problème de l'isolation de charge utile sous un angle différent : l'isolation semi-active. Ce concept, qui date des années 70, a déjà remporté un large succès dans le domaine de l'automobile et du génie civil. L'isolation semi-active utilise des éléments dont les propriétés mécaniques sont contrôlables, mais qui, contrairement au système actif, ne peuvent fournir de l'énergie à la structure à contrôler : c'est ce qu'on appelle communément la contrainte de passivité. Dès lors, deux avantages du système semi-actif sont sa stabilité intrinsèque et sa faible consommation énergétique. Naturellement, la contrainte de passivité entraîne des performances moins élevées que celles d'un système actif. On admet généralement qu'elles se situent entre celles du passif et celles de l'actif. Nous essayons d'évaluer dans cette thèse si ces performances justifient l'implémentation d'une telle solution, et de voir si cela peut constituer un compromis intéressant pour l'application du lanceur.

Chapitre 1

Analyse du problème d'isolation en lancement

Sommaire

1.1	Introduction	6
1.2	Les excitations lanceurs	6
1.3	Isolation vibratoire et amortissement	7
1.3.1	Isolation passive	7
1.3.2	Isolation active	9
1.3.3	Isolation semi-active	11
1.3.4	Amortisseur à fluide magnéto-rhéologique	13
1.4	La problématique de l'isolation de charge utile dans les lanceurs	15
1.4.1	Le pilotage du lanceur	15
1.4.2	Objectifs et contraintes d'un système d'isolation de charge utile	17
1.4.3	La solution étudiée : isolation semi-active	19
1.5	Organisation de la thèse	19

1.1 Introduction

Ce chapitre a pour objet l'introduction de différentes notions qui seront utiles par la suite. On y analysera notamment les excitations lanceur, afin de cerner le type de problème à résoudre.

On présentera ensuite la problématique d'atténuation de ces excitations sur la configuration de l'isolateur à un degré de liberté. On distinguera en particulier le problème de l'**isolation vibratoire**, qui consiste à atténuer les **sollicitations Haute Fréquence (HF)**, la HF étant définie comme ce qui se passe au-delà de la fréquence de suspension, et le problème de l'**amortissement des sollicitations Basse Fréquence (BF)**, la BF étant ce qui se passe au voisinage de la fréquence de suspension, et qui est donc susceptible d'être amplifiée. On présentera le problème du **compromis isolation/amortissement** de la suspension passive, et la manière dont on peut résoudre ce compromis par le recours aux solutions actives ou semi-actives.

1.2 Les excitations lanceurs

Les principales excitations vues en vol par la Charge Utile (CU) se déroulent principalement durant les 150 premières secondes du vol. Ces excitations sont variées et couvrent un bon nombre de cas possibles, ce qui rend difficile le problème de l'isolation et de l'amortissement. On peut classer les excitations de la manière suivante :

- DCL : excitation qui est la somme d'une **vibration large bande** (couvrant la BF et la HF) due aux ondes de souffles, et d'une excitation transitoire due à un **échelon en accélération**.
- BUF : la phase, que nous appelons BUF, se situe entre le DCL et les ODP, et contient entre autre le buffeting. Cette phase est une **vibration majoritairement BF**.
- RAF : ces vents latéraux sont des excitations transitoires de type **impulsion en accélération**, (échelon de vent).
- ODP : **vibrations majoritairement HF** multiharmoniques, avec deux raies principales.
- SEP : choc de séparation entre les différents étages du lanceur. Ceci est une excitation transitoire pour le lanceur, mais au droit de la CU, elle est vue plutôt comme une **excitation HF**.

Enfin, on ne saurait oublier les efforts quasi-statiques dus à la poussée du lanceur, qui induisent des déflexions quasi-statiques de la suspension.

Dès lors, on voit que les sollicitations en pied de CU peuvent être de nature **vibratoire et/ou transitoire**.

En ce qui concerne les excitations vibratoires, elles peuvent être BF, HF ou large bande. Comme on va le voir, l'isolation HF et l'amortissement BF sont antinomiques pour la suspension passive. Pour les sollicitations vibratoires, on aura une **approche fréquentielle** avec les fonctions de transfert entre l'accélération de base et l'accélération de la CU, qu'on appelle **transmissibilité**.

Pour ce qui est des excitations transitoires, ce sont des accélérations qui peuvent être des impulsions, ou des échelons. On regarde dans ce cas les réponses temporelles de la suspension qui sont alors qualifiées d'**impulsionnelle ou d'indicielle**.

Notons que le problème d'isolation et amortissement dans le cas du lanceur est difficile dans la mesure où un certain nombre de perturbations peuvent être simultanées.

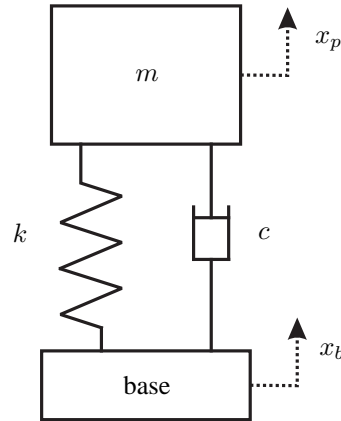


FIG. 1.1 – Passive single dof isolator.

1.3 Isolation vibratoire et amortissement

Dans toute la suite, on utilise la notation de Laplace : $s = j\omega$, et il nous arrivera de faire des abus de langage entre les notations temporelles, fréquentielles, transformées de Fourier ou de Laplace. Nous nous en excusons par avance.

1.3.1 Isolation passive

Un isolateur est constitué d'une base qui impose la perturbation $w = \ddot{x}_b$, cf figure 1.1. L'interface entre la base et la CU est dans le cas passif composé d'une structure possédant une certaine raideur k et un amortissement c . La seconde loi de Newton appliquée à la CU donne alors, dans le cas du système à un degré de liberté (1 ddl) :

$$m \ddot{x}_p(t) = -c \dot{x}_{bp}(t) - k x_{bp}(t) \quad (1.1)$$

où $x_{bp} = x_p - x_b$

ou encore,

$$m \ddot{x}_{bp} + c \dot{x}_{bp} + k x_{bp} = -m \ddot{x}_b \quad (1.2)$$

ce qui peut s'écrire en notation réduite

$$\ddot{x}_{bp} + 2\xi\omega_n \dot{x}_{bp} + \omega_n^2 x_{bp} = -\ddot{x}_b \quad (1.3)$$

$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ désigne la pulsation propre de l'oscillateur, $\xi = \frac{c}{2m\omega_n}$ son amortissement réduit. L'intérêt de la notation en relatif, $x_{bp} = x_p - x_b$, est qu'on se ramène ainsi au problème plus classique de l'oscillateur à 1 ddl q encastré à sa base et soumis à un effort F : ici $q = x_{bp}$ et $F = -m \ddot{x}_b$, effort d'inertie. Quelques rappels sur ce problème nous aideront à fixer les idées.

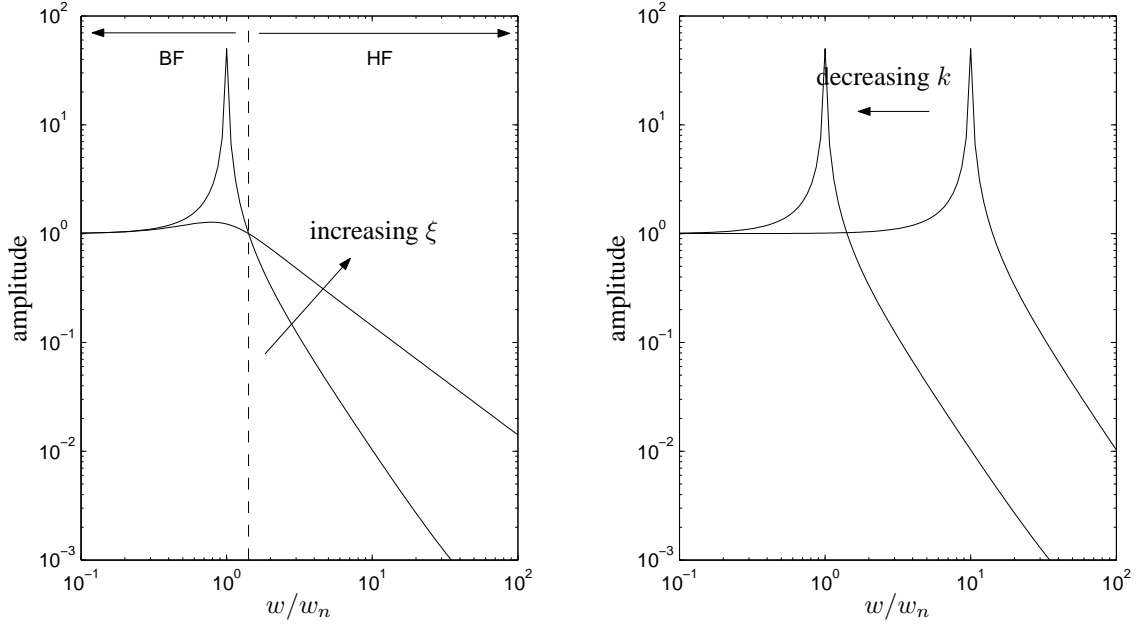


FIG. 1.2 – Passive transmissibility, influence of damping (left) and influence of stiffness (right).

Si l'on confond la notation des variables temporelles et de leur transformées de Fourier, on déduit de l'équation précédente la transmissibilité en accélération de l'isolateur passif :

$$H_p = \frac{\ddot{x}_p}{\ddot{x}_b} = \frac{1 + 2\xi \frac{s}{\omega_n}}{1 + 2\xi \frac{s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (1.4)$$

dont on peut voir l'amplitude dans la figure 1.2, pour différentes valeurs des paramètres k et c . A gauche, on voit que l'augmentation de l'amortissement réduit la transmissibilité en BF, mais l'augmente en HF. L'isolateur passif est donc soumis à un **conflit** sur le choix amortissement, ou **compromis en amortissement**¹. Selon le type de sollicitation vibratoire, BF, HF ou large bande, avec plus ou moins d'énergie dans une bande ou l'autre, il y aura toujours une valeur optimale de l'amortissement qui minimisera un critère, par exemple la valeur RMS de l'accélération : $\xi_{opt} = \operatorname{argmin}(J(\xi))$ où $J(\xi) = E[\dot{x}_p^2(t)]$.

Sur la figure de droite, on peut voir l'influence de la raideur sur la transmissibilité : plus la suspension est souple, mieux elle isole les HF. Cependant, une valeur trop faible de k a un effet négatif sur la déflexion x_{bp} de la suspension, comme nous allons le voir. Il y a donc aussi un **compromis en raideur**.

La fonction de transfert entre la déflexion et l'accélération de la base s'écrit :

$$H_{bp} = \frac{x_{bp}}{\ddot{x}_b} = \frac{1/k}{1 + 2\xi \frac{s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (1.5)$$

La réponse de la déflexion à une accélération quasi-statique, la poussée du lanceur par exemple, est donc en $1/k$. Plus la suspension est souple, plus la déflexion est importante. Dans le cas du lanceur, ceci

¹là où il y a compromis, il y a conflit, et vice versa.

est un point critique puisque les accélérations quasi-statiques sont importantes (jusqu'à $4g$ en longitudinal).

La réponse de la déflexion à une impulsion en accélération, ou réponse impulsionnelle² par la suite, s'écrit pour $\xi < 1$:

$$h_{bp}(t) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (1.6)$$

avec $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$, la pseudo-pulsation du système amorti. La figure 1.3 montre la réponse impulsionnelle à gauche, et l'influence de l'amortissement. L'enveloppe de la réponse impulsionnelle a un taux de décroissance proportionnel à l'amortissement. D'autre part, le maximum de la réponse impulsionnelle, ou facteur dynamique, est en $1/\xi$. Un fort amortissement limite donc la déflexion, au détriment du niveau maximal de l'accélération de la CU, figure de droite : l'amortissement a peu d'effet sur la réponse impulsionnelle de l'accélération. Enfin, le même type d'observation peut être fait sur la réponse indicielle de la déflexion, figure du centre, qui après sa réponse transitoire, atteint le régime permanent de déflexion quasi-statique (cf remarque précédente).

L'isolateur passif est donc soumis aux compromis en raideur et en amortissement. Selon le type d'excitation, il existera un couple $[k, c]$ ou $[\omega_n, \xi]$ qui minimisera un critère, ou fonction coût. Un critère usuel en isolation est une pondération entre niveau RMS d'accélération CU et le niveau RMS de déflexion :

$$J(\omega_n, \xi) = E[\ddot{x}_p^2(t)] + \rho E[x_{bp}^2(t)] \quad (1.7)$$

ρ étant une valeur fixée par le concepteur de la suspension. Cette fonction coût exprime un compromis entre les **performances en confort** CU (comfort performance), $E[\ddot{x}_p^2(t)]$, et les **performances en sécurité** (safety performance), $E[x_{bp}^2(t)]$. Ceci constitue un compromis en ce sens que les 2 objectifs sont conflictuels, le premier étant en général lié à l'isolation HF³, le second à l'amortissement BF⁴. Par ailleurs, comme on l'a vu, l'isolation HF et l'amortissement BF sont des objectifs contradictoires pour l'isolation passive. Notons qu'on parle de confort car on cherche à atténuer la perturbation, et de sécurité car on cherche à ne pas amplifier les déplacements, l'espace admissible pour la suspension étant limité ("limited rattle space").

1.3.2 Isolation active

Nous n'introduisons pas ici le cadre général du contrôle actif des structures. De bonnes références sur le sujet sont [6], pour le contrôle type feedback (boucle fermée), et [7] notamment pour le feedforward (boucle ouverte).

²transformée de Fourier inverse de la FRF

³le niveau d'accélération étant proportionnel au carré de la fréquence, à amplitude de déplacement donnée.

⁴le niveau de déflexion étant inversement proportionnel au carré de la fréquence, à amplitude d'accélération donnée.

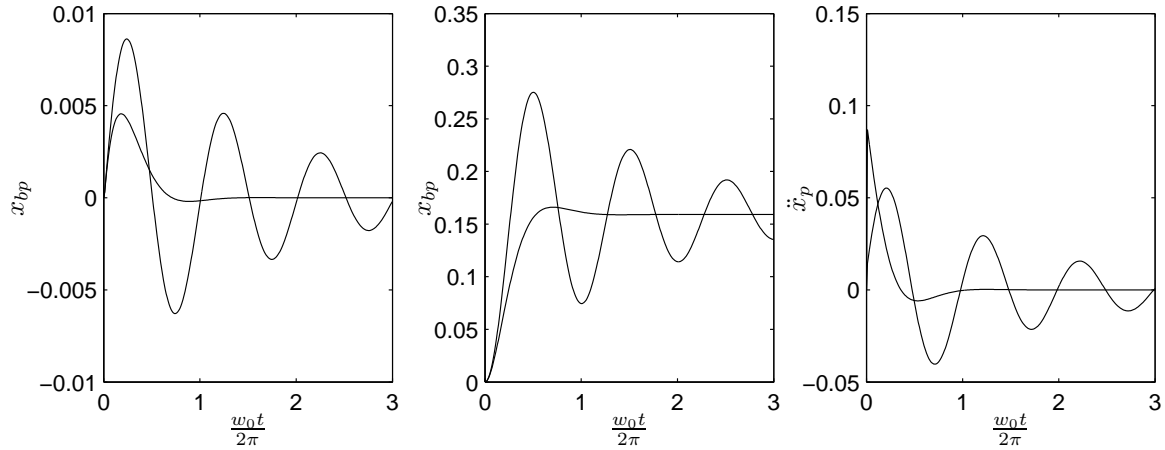


FIG. 1.3 – Passive isolator, influence of damping ($\xi = 0.1$ and 0.707) : deflection response to a base acceleration impulse(left), deflection response to a base acceleration step (middle), payload acceleration response to a base acceleration impulse(right).

Afin d'introduire le problème de l'isolation active, nous considérons ici le cadre précis du contrôle par retour proportionnel de la vitesse, dit *skyhook damper*, qui appartient à la classe des correcteurs par réaction PID (Proportionnelle, Intégrale, Dérivée), issus de l'approche classique de l'automatique⁵. Il existe aussi les stratégies dérivées de l'approche moderne du contrôle avec des commandes du type LQG⁶ apparues dans les années 60-70, [11]. On pourra se référer à [12] pour l'application du contrôle optimal à l'isolation. Enfin les années 80 ont vu apparaître la notion de robustesse avec la commande H_∞ et la valeur singulière structurée μ , [13], dont on peut voir des applications en isolation, [14]. Vu les orientations que nous avons voulu donner à ce travail de recherche, volontairement pragmatiques, nous ne nous sommes pas intéressés à ces approches. Il n'est pas certain que le contrôle optimal soit vraiment bénéfique par rapport aux contrôleurs skyhook pour le 1 ddl, et Integral Force Feedback pour l'hexapode⁷. Néanmoins, la robustesse est un problème important, qu'il faudra traiter par la suite.

Le Skyhook Damper Control (SDC) est associé en général à une suspension souple, dont on amortit activement le mode, typiquement au moyen d'un actionneur électromagnétique linéaire ("voice coil actuator"). Il existe aussi des suspensions raides en boucle ouverte, qui sont assouplies en boucle fermée par un correcteur proportionnel en déplacement⁸. Ce sont alors les applications utilisant des actionneurs de raideur importante, du type empilement de céramiques piézo-électriques ("piezo-stack"). On pourra se référer à [14], ainsi qu'à la thèse de Hanieh [2] pour ce type d'applications. Ces derniers travaux relatent aussi l'application intéressante de l'isolation hybride passive-active en deux étages en série, qui est aussi un concept intéressant proposé par [16] résolvant le problème de raideur du stack, mais qui nécessite une masse intermédiaire 50 à 200 fois plus petite que la CU. Le concept du SDC étant présenté ici essentiellement pour introduire l'isolation semi-active.

Le Skyhook Damper Control (SDC) doit son nom à Karnopp [17], qui remarqua qu'une commande

⁵apparue dans les années 30-40, avec Black [8], Nyquist [9], et Bode [10] qui ont introduit des outils de représentation, des critères graphiques, et la notion de marge de stabilité

⁶Linear Quadratic Gaussian : trouver l'observateur-contrôleur qui minimise une fonction coût.

⁷le skyhook damper étant lui-même solution du problème optimal défini dans l'équation 1.7, preuve dans [15], article très important, ou [7]

⁸qui ont l'avantage de ne pas subir des déflexions quasi-statiques importantes.

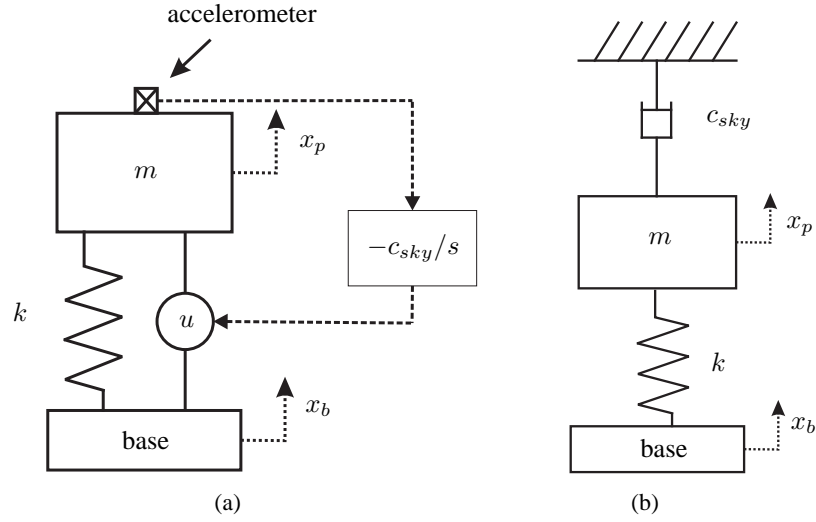


FIG. 1.4 – (a) Soft isolator with velocity feedback. (b)Equivalent skyhook damper.

proportionnelle en vitesse absolue de la Charge Utile (CU) avait un certain nombre de propriétés intéressantes.⁹

u étant l'effort de contrôle, le système d'équation régissant la dynamique de l'isolateur en boucle fermée s'écrit :

$$m \ddot{x}_{bp}(t) + k x_{bp}(t) = -m \ddot{x}_b(t) + u \quad (1.8)$$

$$u = -c_{sky} \dot{x}_p(t) \quad (1.9)$$

On en déduit la transmissibilité en boucle fermée :

$$H_a = \frac{\ddot{x}_p}{\ddot{x}_b} = \frac{1}{1 + 2\zeta_{sky} \frac{s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (1.10)$$

dont l'amplitude est représentée dans la figure 1.5. Contrairement au système passif précédent, l'augmentation du coefficient d'amortissement c_{sky} n'a pas d'effet négatif sur l'isolation HF alors qu'il amortit le niveau BF. L'isolateur actif par SDC n'est donc pas soumis au compromis en amortissement. Par contre, le système étant souple, il garde le compromis sur la raideur en ce qui concerne la déflexion quasi-statique. En ce qui concerne la réponse impulsionnelle, le système amortit la déflexion de la même manière que le système passif à amortissement égal. Le système actif souple avec SDC fournit donc un bon compromis performance d'isolation HF / amortissement BF, ou encore performance en confort / performance en sécurité, mais ne résoud pas le conflit en raideur.

1.3.3 Isolation semi-active

Le système actif précédent fournit de très bonnes performances d'isolation, tout en respectant des performances de sécurité sur la déflexion dynamique. Cependant, comme tout système actif, il a les défauts de ses qualités, à savoir d'être actif, notamment les défauts de la consommation énergétique, de la

⁹la commande est mécaniquement équivalente au couplage de la CU à un amortisseur relié à une référence fixe (littéralement, accroché au ciel), voir figure 1.4.

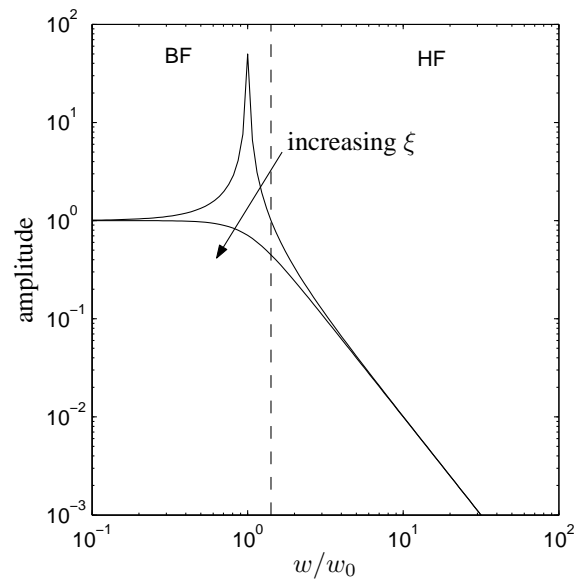


FIG. 1.5 – Skyhook damper transmissibility, influence of damping.

relative complexité (sur des structures autres que 1 ddl), du risque d'instabilité¹⁰, etc.

Un bon compromis entre la performance et les qualités [coût, simplicité, fiabilité] peut être, en principe, atteint par l'isolateur semi-actif, [18], qui fait l'objet de cette thèse. L'idée repose sur le contrôle de l'effort d'un amortisseur à amortissement variable, tel que l'Amortisseur Magnéto-Rhéologique (AMR), présenté dans la section suivante.

Un premier avantage de ce concept est le caractère adaptatif dans le temps de l'amortissement. On

¹⁰Par exemple, le contrôleur skyhook par rétroaction de l'accélération peut induire des instabilités en fonction de la dynamique interne de la charge utile à isoler.

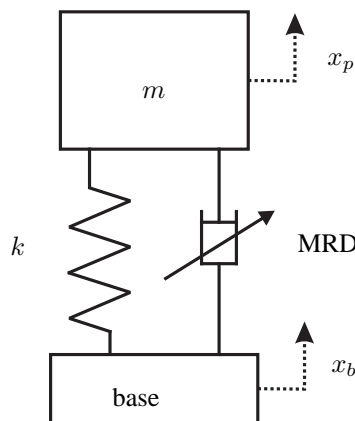


FIG. 1.6 – Semi-active isolator with a MR damper.

pourrait imaginer régler l'amortissement de manière optimale au cours du temps pour des excitations de caractéristiques lentement variables, typiquement le cas du lanceur. Cependant, ce n'est pas l'approche qui a été retenue dans cette thèse. Le concept du contrôle semi-actif retenu dans un premier temps consiste à émuler un effort désiré, issu d'une loi de contrôle actif, durant les phases dissipatives de cet effort. En effet, l'effort de l'AMR F_c étant proportionnel à la vitesse relative de la CU,

$$F_c = -c_c (\dot{x}_p - \dot{x}_b) \quad (1.11)$$

où c_c est l'amortissement contrôlable dépendant du courant i_c , la puissance associée à F_c est uniquement dissipative :

$$-F_c (\dot{x}_p - \dot{x}_b) \geq 0 \quad (1.12)$$

Autrement dit, l'AMR ne peut introduire d'énergie dans la structure (et est donc intrinsèquement stable).

Considérons l'effort issu du SDC actif : $F_a = -c_{sky}\dot{x}_p$. Durant les phases dissipatives du SDC, $\dot{x}_p \cdot (\dot{x}_p - \dot{x}_b) \geq 0$, l'AMR est capable de reproduire cet effort, dès lors on a la loi de contrôle commutée, ou clippée, suivante :

$$F_c = \begin{cases} -c_{sky}\dot{x}_p & \text{if } \dot{x}_p \cdot (\dot{x}_p - \dot{x}_b) \geq 0 \\ 0 & \text{if } \dot{x}_p \cdot (\dot{x}_p - \dot{x}_b) < 0 \end{cases} \quad (1.13)$$

ou encore, en terme d'amortissement contrôlable,

$$c_c = \begin{cases} c_{sky} \frac{\dot{x}_p}{\dot{x}_p - \dot{x}_b} & \text{if } \dot{x}_p \cdot (\dot{x}_p - \dot{x}_b) \geq 0 \\ 0 & \text{if } \dot{x}_p \cdot (\dot{x}_p - \dot{x}_b) < 0 \end{cases} \quad (1.14)$$

Le système fonctionne bien en excitation harmonique, y compris pour des fréquences variables et inconnues, de nombreuses références en attestent, voir par exemple [17]. On illustre la transmissibilité du système SA en excitation harmonique balayée en fréquence en figure 1.7, la transmissibilité étant définie dans ce cas précis par le rapport des niveaux RMS des déplacements CU et base. Les résultats sont dans ce cas excellents, mais moins bons, en terme d'accélération, en raison des commutations brusques de l'effort AMR. Néanmoins, le concept SA est globalement assez performant en harmonique.

1.3.4 Amortisseur à fluide magnéto-rhéologique

Un fluide Magnéto-Rhéologique est une huile silicone contenant des particules ferro-magnétiques de taille micro-métrique qui, sous l'action d'un champ magnétique, subissent des interactions dipôles-dipôles et forment des structures agrégées ("cluster"), comme cela est illustré dans la figure 1.8. Le fluide a ainsi la capacité de passer en quelques millisecondes d'un état quasi-Newtonien à un état de "semi-solide", aux propriétés visco-élastiques à seuil. Il faut une contrainte minimum pour initier un taux de déformation.

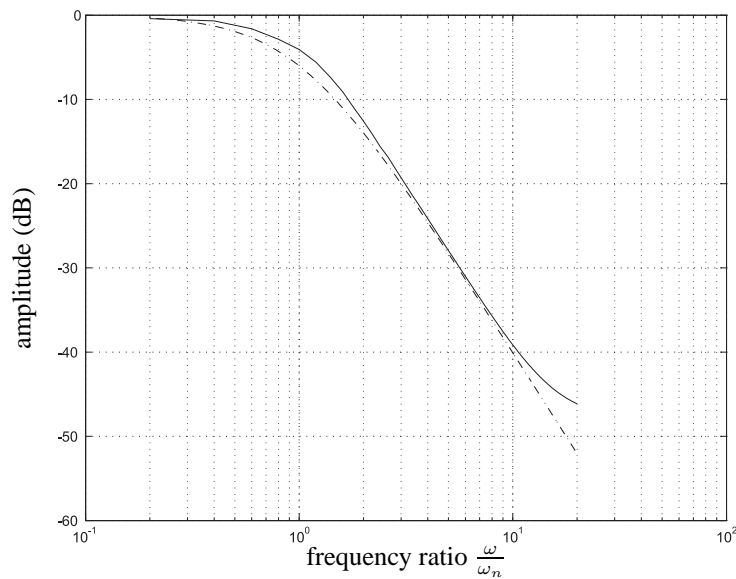


FIG. 1.7 – Payload/base displacement transmissibilities of -. active skyhook and - equivalent semi-active skyhook.

Ceci fait de lui un excellent matériau pour les amortisseurs contrôlables. Le principal avantage par rapport aux amortisseurs contrôlables classiques réside dans l'absence de servo-valve, et dans la rapidité de réponse du fluide, qui permet d'obtenir des bandes passantes plus élevées. Les AMRs utilisés dans cette thèse sont représentés dans la figure 1.9. La tige étant "simple effet", il est nécessaire d'avoir un accumulateur de gaz pour compenser la différence de volume entre les deux chambres. Le volume de "magnétisation" est en réalité une petite partie du volume de valve dans le piston, là où les lignes de champ sont perpendiculaires au sens de l'écoulement.

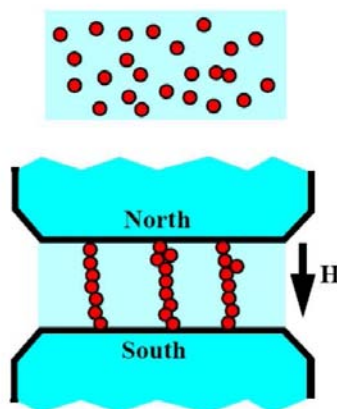


FIG. 1.8 – Chain-like structure formation under the applied magnetic field.

Les phénomènes microscopiques et mésoscopiques à l'origine du comportement global de l'AMR sont extrêmement complexes. On pourra se référer à la thèse de W. Li [19] pour en avoir un aperçu. Le modèle de base pour décrire le seuil est le modèle de Bingham, illustré dans la figure 1.10.

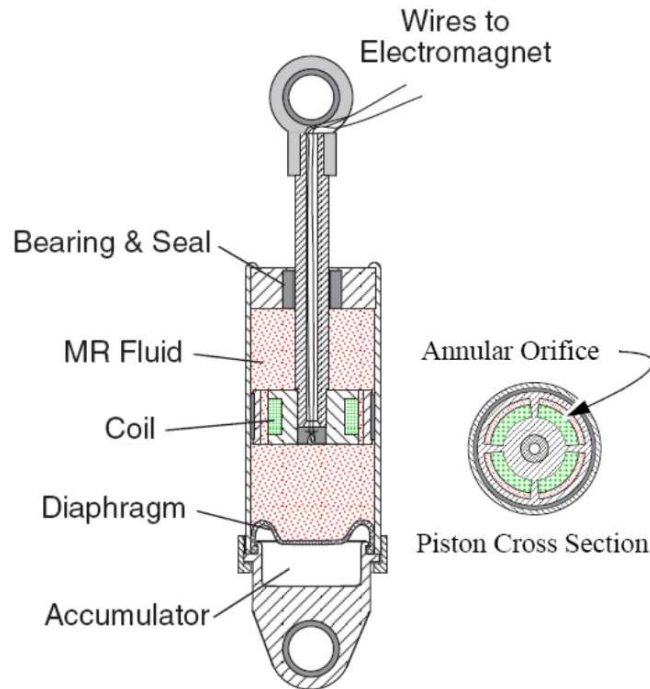


FIG. 1.9 – Small-scale RD-1005-3 MR fluid damper, by Lord Corporation.

L'écoulement du fluide est alors décrit par

$$\tau = \tau_y(H) + \eta\dot{\gamma} \quad , \quad \tau > \tau_y(H) \quad (1.15)$$

où τ est la contrainte de cisaillement, τ_y la contrainte seuil, γ la déformation et η la viscosité post-seuil. En réalité, sous la contrainte seuil, à des déformations de l'ordre de 10^{-3} , le fluide a un comportement visco-élastique, [20].

La modélisation de l'AMR est abordée dans le chapitre 2.

1.4 La problématique de l'isolation de charge utile dans les lanceurs

On ne saurait considérer la problématique d'isolation de CU sans l'environnement lanceur. En effet, la recherche de l'optimisation d'un aspect du problème, en l'occurrence le confort CU, peut entraîner la perte des performances d'autres fonction du système lanceur. Or, il faut bien garder à l'esprit la fonction principale du lanceur : mettre la CU en orbite en garantissant son intégrité. La fonction pilotage est donc prépondérante. Rappelons-en d'abord le principe.

1.4.1 Le pilotage du lanceur

La mission principale du lanceur est de mettre une CU à poste. Pour cela, la boucle de guidage-pilotage, illustrée dans la figure 1.11, se décompose comme suit :

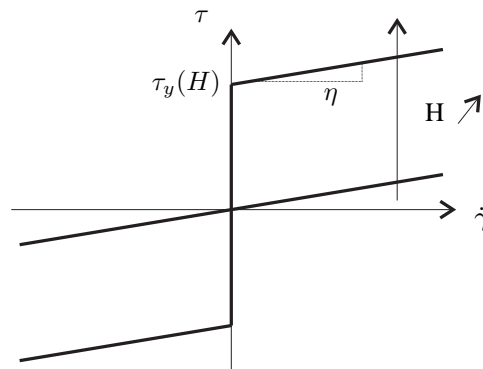


FIG. 1.10 – Bingham model

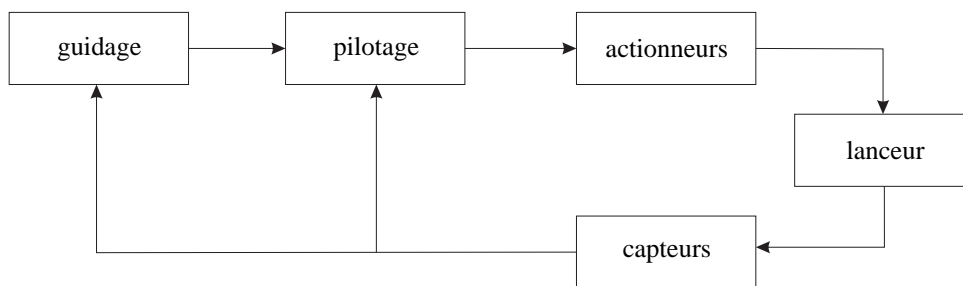


FIG. 1.11 – Launcher GNC loop.

- **Guidage** : Assure que le lanceur rejoigne le point d'injection visé. Gestion des forces et des manoeuvres pour diriger le CdG du lanceur et minimiser des critères tels que la consommation ou le temps de vol. La fonction guidage dispose des informations de navigation, des objectifs de la mission, des caractéristiques du lanceur.
- **Pilotage** : Stabilise le lanceur autour de son CdG et limite les efforts généraux. Suivi des instructions du guidage. La fonction pilotage dispose des attitudes, des vitesses angulaires, des consignes de guidage.
- **Actionneurs** : Braquage des tuyères. Vérins hydrauliques à fluide perdu : importance de la consommation. Le pilotage fournit la consigne de braquage à la chaîne SerVoGouverne.
- **Capteurs** : A partir des capteurs, la navigation fournit les informations nécessaires au guidage et au pilotage. Pour le pilotage, les mesures sont issues de centrales inertielle pour l'angle de lacet, gyromètres pour la vitesse de lacet.
- **Lanceur** : hauteur : entre 45 et 55,4 m ; masse au décollage : 745 à 750 tonnes ; poussée : 11 360 kN masse en GTO : environ 7 tonnes. Le lanceur est un corps élancé : aux structures allégées au maximum ; soumis à des forces latérales. En conséquence, les modes souples structuraux, BF, ont une influence sur les braquages commandés, sur la mesure de l'angle de lacet, et sur la mesure de la vitesse de lacet.

Concernant les modes souples lanceur, une flexion entraîne une perturbation de la mesure, qui elle-même entraîne une perturbation de la commande de braquage. Si cette commande induit un effort transverse de la tuyère sur le lanceur, le système en boucle fermée peut devenir instable. La boucle de pilotage du lanceur est donc conçue pour maîtriser ce problème, en filtrant les modes BF, et étant robuste aux variations paramétriques dues à la non-stationarité du vol (vidange des ergols, etc.).

Dès lors, le fait d'introduire un dispositif d'isolation souple, peut :

- introduire de nouveaux modes BF, non prévus initialement par le pilotage, qui seraient déstabilisants pour le pilote,
- changer les fréquences, amortissement et déformées modales du lanceur, et sortir ainsi des marges de stabilité.

1.4.2 Objectifs et contraintes d'un système d'isolation de charge utile

On peut par exemple hiérarchiser¹¹ les fonctions du lanceur, avec isolateur de CU, de la manière suivante :

- **Objectif 1** : mettre à la bonne orbite la CU
- **Objectif 2** : garantir l'intégrité de la CU durant le vol
- **Objectif 3** : garantir un confort CU acceptable, supérieur ou égal à la concurrence
- **Objectif 4** : proposer au client des coûts de mise en orbite meilleurs que la concurrence
- etc.

ce qui est résumé dans la figure 1.12.

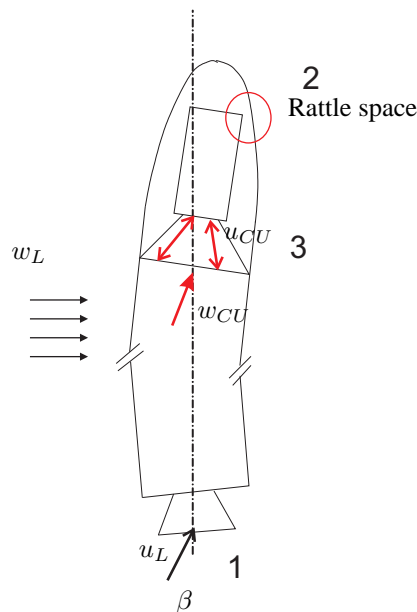


FIG. 1.12 – Launcher attitude control and payload isolation.

Le cahier des charges du système est le suivant.

Objectif 1 : La spécification initiale liée au pilotage était de ne pas introduire de mode latéral très basse fréquence, ce qui est très restrictif puisque tout système d'isolation, qu'il soit passif, actif, hybride ou semi-actif, doit avoir une fréquence de suspension sous 5 Hz pour isoler dans la bande 5-100 Hz¹².

¹¹cette hiérarchisation est proposée par l'auteur et ne reflète pas nécessairement le point de vue d'ASTRIUM-ST.

¹²y compris un système actif qui aurait en boucle ouverte une fréquence d'isolation à 30 Hz. Dans ce cas, on parle d'assouplissement actif

Objectif 2 : Garantir des déflexions quasi-statiques et dynamiques inférieures à l'espace sous coiffe, voire maintenir des déflexions dynamiques égales aux déflexions actuelles. De plus, le système doit être fiable, et ne pas compromettre la mission en cas de panne.

Objectif 3 : Atténuer d'un facteur significatif les accélérations (et Quasi-Static Load factor, non traité dans cette thèse) en niveau maximal, dans la bande 5-100 Hz en longitudinal, en latéral et en roulis.

Objectif 4 : La masse du système est bien entendu limitée. De plus, il est nécessaire d'être robuste pour différentes CU, configuration de lanceurs.

Enfin, d'autres contraintes s'ajoutent, telles que l'indépendance énergétique par rapport au lanceur, etc.

Comme on l'a vu, le problème d'isolation vibratoire et d'amortissement exige certains compromis. Dans le contexte du lanceur, ces compromis se traduisent de la manière suivante :

- **Compromis 1 :** Objectif 1 / Objectif 3 : Garantir la stabilité du pilote **et** isoler des vibrations
- **Compromis 2 :** Objectif 2 / Objectif 3 : Garantir des déflexions quasi-statiques raisonnables, assurer la fiabilité de l'isolateur **et** isoler des vibrations
- **Compromis 3 :** Objectif 3 / Objectif 4 : Isoler des vibrations **et** avoir un isolateur peu massique, voire qui permette de réduire les coûts en simplifiant les process de qualification (Analyse Couplée)

Dès lors, on peut analyser les compromis de la manière suivante.

Compromis 1 : On propose dans le chapitre 3 d'utiliser un critère qui exprime le compromis entre l'isolation HF fournie par le dispositif SA, et le niveau d'excitation BF qu'il engendre éventuellement. Rappelant que le niveau RMS d'une variable aléatoire peut se calculer à partir de sa Densité Spectrale de Puissance¹³ (single-sided ici) :

$$x_{rms}^2 = E [x^2] = \int_0^{\infty} S_x(f) df \quad (1.16)$$

on définit la fonction coût suivante

$$J = \ddot{x}_{p,HF}^{rms} + \rho \ddot{x}_{p,BF}^{rms} \quad (1.17)$$

Ce problème peut aussi s'analyser avec des fonctions coût du type

$$J = \ddot{x}_p^{max} + \rho \ddot{x}_{bp}^{max} \quad (1.18)$$

et

$$J = \ddot{x}_p^{rms} + \rho \ddot{x}_{bp}^{rms} \quad (1.19)$$

dans la mesure où le niveau des déflexions dynamiques est représentatif des modes d'isolateur. C'est l'approche qui est utilisée dans les chapitres 4 et 5.

On compare alors systématiquement les performances du SA avec celles du passif.

Par ailleurs, il convient également de vérifier le problème du couplage avec le pilote sous l'angle de l'examen des pôles du système en boucle fermée, ce qui est abordé très succinctement dans cette thèse.

¹³théorème de Parseval

Compromis 2 : Les cas de charge susceptibles d’engendrer des déflexions importantes du système sont les cas transitoires latéraux, type RAF, et les charges quasi-statiques. Pour ce compromis, on peut donc utiliser la fonction coût :

$$J = \ddot{x}_p^{rms} + \rho x_{bp}^{QS} \quad (1.20)$$

où QS désigne le niveau maximal atteint à l’excitation Quasi-Statique.

La question du mode de roulis est régulièrement mentionnée dans les études américaines, suffisamment pour garder à l’esprit ce problème tout au long de ce travail. La difficulté dans la conception d’un système d’isolation vient alors du fait que le mode longitudinal et le mode de roulis sont intrinsèquement liés. Si l’on désire un mode longitudinal BF, il faut introduire dans le système d’isolation un mécanisme bloquant le mode de roulis. [21] propose un mécanisme à parallélépipèdes qui n’autorise que les degrés de liberté longitudinal et latéral pur. [22], [23], [24] proposent une configuration type treillis de barres (type configuration plateforme Stewart) composées d’un ressort et d’un amortisseur, où les chambres hydrauliques des amortisseurs diamétralement opposés sont reliées (principe du “cross-linking”).

Ici, nous présageons l’utilisation d’un amortissement sur-critique pour régler cette question.

La question de la fiabilité ne sera pas abordée dans cette thèse. Néanmoins, des éléments relatifs à cette question, tels que la redondance de la mesure et des contrôleurs, seront pris en compte.

Même si l’on n’utilisera pas systématiquement dans cette thèse les fonctions coûts précisées ci-dessus pour évaluer le système SA et le comparer au passif, l’évaluation des performances tournera toujours autour de la question du compromis isolation HF / amortissement BF.

Compromis 3 : Un bilan système sera fait, pour prendre en compte l’énergie consommée et la masse à laquelle on peut s’attendre.

1.4.3 La solution étudiée : isolation semi-active

Après considération des différentes contraintes évoquées ci-dessus, au vu des courses et des efforts des actionneurs exigés par la nature du problème, et après un état de l’art rapide des actionneurs disponibles sur le marché, (non présenté ici, voir [25]), le concept semi-actif avec amortisseurs magnéto-rhéologiques nous a semblé intéressant.

1.5 Organisation de la thèse

Chapitre 2 Ce chapitre décrira le modèle de l’AMR, identifié à partir de mesures réalisées pour différentes excitations harmoniques, à différents courants constants. On évaluera notamment la corrélation entre les mesures et le modèle. Ce modèle semi-paramétrique sera utilisé par la suite pour certaines simulations de contrôle qui se veulent réalistes.

Chapitre 3 Il est bien connu que le contrôle SA est efficace pour la bande étroite, ce qui ne correspond pas aux excitations lanceurs. Dans le chapitre 3, nous évaluerons les performances de l'isolateur 1 ddl SA pour des cas d'excitations large bande. Ces performances seront évaluées sous l'angle du compromis isolation HF / amortissement BF. On essaiera de balayer un nombre de cas suffisamment large pour identifier les excitations large bande pour lesquelles le SA peut apporter un avantage par rapport au passif. De plus, ces résultats seront appuyés par des résultats expérimentaux.

Chapitre 4 La pratique expérimentale du démonstrateur 1 ddl sera étendue à un démonstrateur à 6 barres, baptisé hexapode semi-actif. A notre connaissance, ce démonstrateur constitue à ce jour la première et unique plateforme de Stewart semi-active. La première étape consistera à mesurer les modes du système, ce qui s'avère très difficile, en raison du fort amortissement de la structure. Le contrôle semi-actif par Integral Force Feedback commuté sera implémenté et testé pour des excitations lanceurs reproduites de manière assez fiables.

Chapitre 5 Enfin, dans ce dernier chapitre, on étendra les méthodologies de simulation acquises à l'étude d'un isolateur échelle 1, comportant 24 barres. Après des considérations de design, on abordera la question des déflexions quasi-statiques de la suspension souple, en simulant la trajectoire de vol. Puis on étudiera les performances d'isolation vibratoire du système, ainsi que ses performances d'amortissement, sous charges transtaires latérales. A ce titre, un contrôleur à seuil de déclenchement sera étudié. On montrera en particulier la pertinence de ce contrôleur pour le cas du lanceur. On terminera par une analyse système et des considérations d'intégration industrielle.

Chapitre 2

Magneto-Rheological damper model

Sommaire

2.1	Review of models	22
2.2	Theory	25
2.2.1	Model format	25
2.2.2	Identification procedure	26
2.2.3	Simulation procedure	28
2.3	Experimental study	31
2.3.1	Identification of stiffness	31
2.3.2	Identification of the quasi-steady-state model	32
2.4	Model validation and discussion	38
2.4.1	Qualitative comparison of the simulation and the experimental results	38
2.4.2	Quantitative comparison of the simulation and the experimental results	40
2.5	Response time of the MR damper	42
2.5.1	Current driver	42
2.5.2	Identified electrical model	43
2.5.3	Simulation of the MRD model coupled with the electrical model	43
2.5.4	Discussion on the discrepancy between the model and the experimental observations	45
2.6	Summary	48

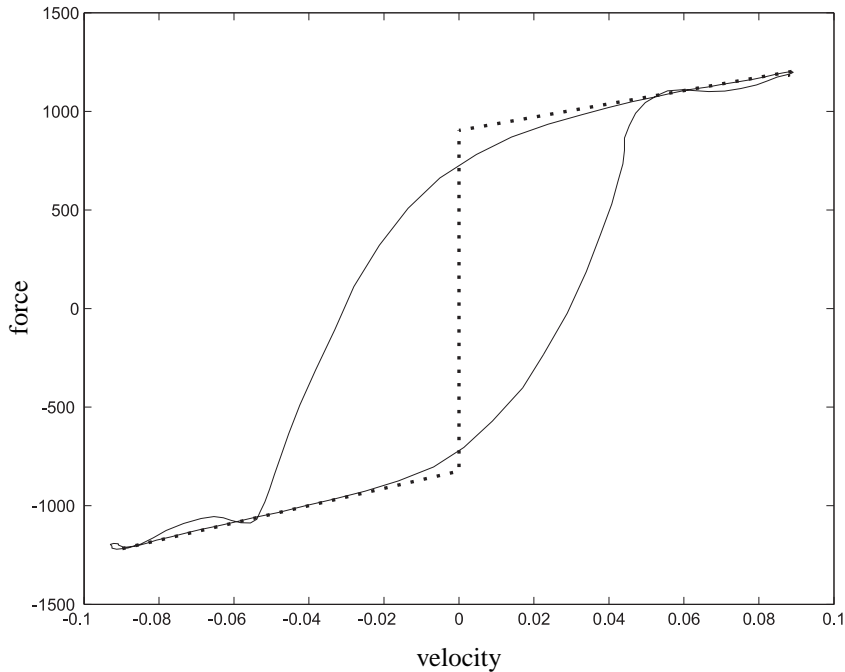


FIG. 2.1 – Typical behaviour of a MRD in the velocity-force plan : (-) experimental (damper : RD-1005-3, Lord Corp., frequency : 10 Hz, current : 0.9 amp), (..) Bingham model.

A first reflexion on MR damper modeling had lead us to try to build a predictive model by using a fluid dynamics approach (through continuity and momentum equations), with fluid compressibility and inertia effects, see [26] and [27] for more details. However this approach proved to be a little premature because of a lack of realistic data about MR fluid properties. We report here a more classical and pragmatic modeling approach.

2.1 Review of models

As already seen, the Bingham constitutive equation, which excludes preyield deformation, provides a convenient tool for estimating the relationship between the force capacity of the Magneto-Rheological Damper (MRD), the piston velocity and the current applied to the coil. The Bingham constitutive model does not, however, capture the dynamic behaviour of the MR fluid and MR damper at low transient strain rates and low velocity. Dynamic effects, arising from preyield visco-elasticity inside the valve and bulk compressibility of the fluid chambers, are especially important when the damper velocity changes sign : as seen in figure 2.1, a hysteresis loop due to stiffness effects is present at low velocities and is not captured by the Bingham model.

Because of the complexity of the micro-structural behaviour of MR fluids, there are no predictive models of MR dampers. As a consequence, phenomenological descriptions are adopted. Three classes of models exist : parametric, non-parametric and hybrid parametric/non-parametric models.

Parametric models have been widely used. These models are expansions of the Bingham plastic model [28] and one-dimensional mechanical analogues for visco-elasticity, yielding and viscosity : [29],

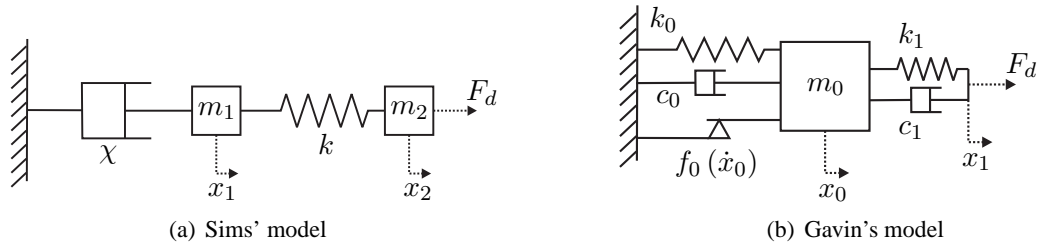


FIG. 2.2 – Mechanical analogues.

[30], [31] and [32]. The mechanical analogues for the preyield behaviour¹ of the device should be motivated by an analogy with the preyield behaviour of the fluid itself. By carrying out some viscometric measurements on the MR fluid at very low strains and various frequencies (oscillatory shear between two plates), it is possible to extract a linear behaviour that can be modelled by a mechanical analog. Recently, it was claimed in [33] that fluid-like models (such as the Maxwell model) for the preyield regime were not physical. Indeed, it is well-known that MR fluids exhibit a Kelvin-Voigt-like linear viscoelastic behaviour at very low strain (under 0.005) ([20],[34]). That is why fluid-like preyield models are not robust in the frequency domain that is to say that the elements should be frequency-dependent, which is really inconvenient for simulations. However, the authors of [33] haven't proposed an alternative model, with a solid-like preyield model. Thus, the models encountered in the literature are fluid-like preyield types.

There are very few purely non-parametric models. We can cite [35], with a non-linear ARX model, [36], which has proposed a hysteretic biviscous function, a conditional bilinear function. Often, the use of algebraic functions is mixed with a parametric model, to produce a hybrid parametric/non-parametric model. Actually, this type of model is commonly referred as non-parametric, and we can thus distinguish two classes of models : parametric and non-parametric.

A very famous hybrid model is the Bouc-Wen model proposed in [37], and the many variations of this model. It utilizes the Bouc-Wen equation for the yielding component and linear elastic, or viscous elements for the hysteretic effects. These models reproduce quite well the behaviour of ER/MR devices, but, however, suffer from a lack of physical meaning and are sometimes quite complicated. The increase in complexity of the model may make it hard to identify relationships between the parameters and the control signal (coil current for the MRD) and difficult to use in control simulations.

In hybrid models (that we henceforth also describe as non-parametric models), shape functions are used to capture the yielding process. These shape functions are more elaborate than the classical Bingham model. Shape functions are also referred as quasi-steady functions [1]. On the other hand, the use of lumped parameters in hybrid models is motivated by the hysteretic effect. A simple elastic element in series with the quasi-steady function can capture the hysteretic behaviour well, but sometimes more complicated mechanical analogues are used to offer better frequency robustness. Recently, Sims [1] has proposed a model that incorporates a series combination of a spring, a mass, and a nonlinear biviscous element as a shape function. The mechanical analog is shown in 2.2(a). Though simple, this model offers quite a good reproduction of the MRD behaviour. In this model, the preyield analog is equivalent to a Maxwell fluid model (a spring and a dashpot in series, the dashpot represented the preyield part of the biviscous element). Gavin [38] developed a similar model, shown in 2.2(b). This model uses a hyperbolic

¹Note that the concept of preyield is originally defined from a continuum mechanics point of view for the fluid. The expression has been extended to the scale of the damper because the damper exhibits a visco-plastic behaviour similar to the fluid.

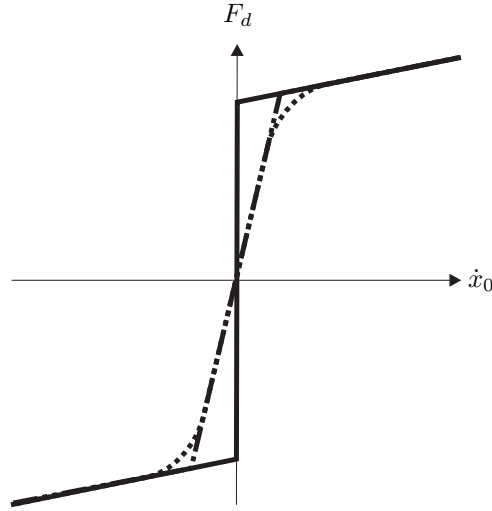


FIG. 2.3 – Three possible shape function models : (-) Bingham, (-.-) biviscous, (..) hyperbolic tangent.

tangent function for the quasi-steady state behaviour in series with a Kelvin-Voigt analogue. This model is equivalent in the preyield regime to a three-parameter fluid model. In accordance with figure 2.2(b), the algebraic function proposed in [38] is defined as

$$f_0(\dot{x}_0, H) = f_y(H) \tanh\left(\frac{\dot{x}_0}{v_{ref}}\right) \quad (2.1)$$

where f_y is the yield force depending on the control signal H . This function is a smooth variation of a Coulomb friction model and the smoothness is adjusted by v_{ref} , a parameter analogous to a velocity. Putting the damping element c_0 in parallel with the shape function, we recognize a variation on the Bingham model.

Actually, the models presented in figure 2.2 are very similar. In 2.2(b), k_0 and c_1 are added, whereas the second mass $m_2 = 0$. Apart from these differences, Gavin's model proposes a quasi-steady function close to the biviscous function, but smoother at the preyield-postyield transition. These two functions are shown in figure 2.3 and compared to the classical Bingham model.

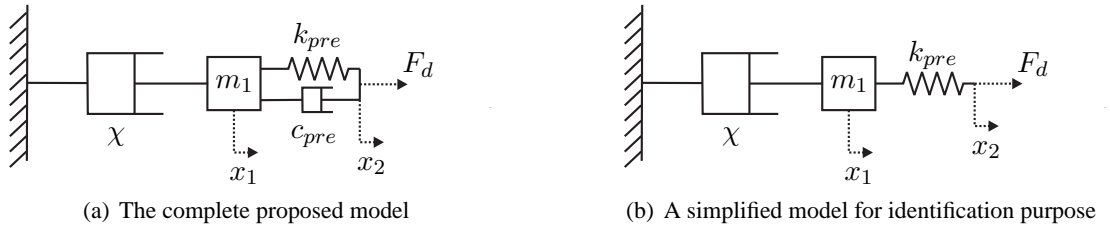


FIG. 2.4 – Mechanical analogs of the proposed model.

2.2 Theory

2.2.1 Model format

The proposed model borrows theory from those of Sims [1] and Gavin [38] (see figure 2.2). Modelling the behaviour of MRD is a trade-off between precision and complexity. The model in [1] has the advantage of simplicity, and thus can be easily implemented. Moreover, [1] provides a standard identification procedure that can be automatized easily. On the other hand, the model in [38] is too complicated, but this model offers probably a better robustness with frequency because of the presence of a damping term c_1 and a better representation of the transition between preyield and postyield regimes because of a smooth quasi-steady function. However, there is a parameter that appears useless : k_0 . Indeed this stiffness acts especially in the post-yield region (it enlarges the hysteresis loop in the postyield region, which is actually nearly flat), whereas k_1 and c_1 determine the size of the preyield hysteresis loop.

From the literature review, the chosen mechanical analogue for this study is shown in figure 2.4(a). It is very similar to the model in [38] (figure 2.2(b)). However, the method of identification is borrowed from [1]. With the model presented in figure 2.4(a), this identification procedure is impossible to carry out due to the presence of c_{pre} . As a consequence, as a first step the procedure is done with the mechanical analogue shown in figure 2.4(b). This mechanical analogue is very similar to figure 2.2(a), but doesn't have the second mass element m_2 (which is assumed to represent the piston mass, which has no effect on the behaviour). The preyield damping c_{pre} is added only at the end of the procedure, in order to offer a better frequency robustness.

Thus, the corresponding equations of the lumped-parameter model shown in figure 2.4(b) are

$$\begin{cases} k_{pre}(x_2 - x_1) - \chi(\dot{x}_1, i_c) = m_1 \ddot{x}_1 \\ F_d - k_{pre}(x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

where the quasi-steady valve flow is represented by the nonlinear function χ , which is a function of the quasi-steady velocity \dot{x}_1 and the control current i_c in the coil of the damper. In this study we use a hyperbolic tangent function for χ instead of the biviscous function used in [1]. This function is smoother in the transition between preyield and postyield, as seen in figure 2.3 and expanded upon in the following section.

2.2.2 Identification procedure

Identification of stiffness

According to equations 2.2, the two parameters k_{pre} and m_1 and the function χ are to be identified. The laboratory tests are carried out by imposing the base displacement of the damper, i.e. x_2 , and measuring the corresponding force F_d . The quasi-steady velocity $v_1 = \dot{x}_1$, which is a fictitious velocity proportional to the flow velocity inside the valve, is unknown. The aim of the identification procedure is then to estimate the parameters of the model so as to fit these measurements.

It is apparent from equations 2.2 that given an estimate value \hat{k}_{pre} of the stiffness k_{pre} , an estimate \hat{x}_1 of the coordinate x_1 can be determined by

$$\hat{x}_1 = x_2 - \frac{F_d}{\hat{k}_{pre}} \quad (2.3)$$

Moreover, during identification, m_1 is neglected (introducing m_1 is especially useful to decrease the stiffness of the equations and thus improve the convergence of numerical simulations described in section 2.2.3). This enables ones to find that, according to equation 2.2

$$\chi(\dot{x}_1, i_c) = \hat{k}_{pre} (x_2 - \hat{x}_1) = F_d \quad (2.4)$$

In [1], the estimation of \hat{k}_{pre} is done graphically by an iterative procedure. Indeed, by definition, the quasi-steady behaviour defined by the function χ is non-hysteretic. As said in [1] “by making iterative guesses at the stiffness k , and plotting the resulting estimate of the quasi-steady behaviour, the optimal value of k can be chosen which minimizes the hysteresis in the quasi-steady behaviour”. By plotting the graph of $F_d(\hat{v}_1)$ - where $\hat{v}_1 = \dot{\hat{x}}_1$ - for different values of \hat{k}_{pre} , an optimal value of \hat{k}_{pre} can be identified. This process is illustrated in figure 2.5. Here, this process has been automated by noting that the hysteresis is minimised when \hat{k}_{pre} reaches such a value that $F_d = 0$ when $\hat{v}_1 = 0$. To quickly reach an acceptable value of \hat{k}_{pre} , an iterative procedure with an initial estimate of \hat{k}_{pre} is used. If the value of \hat{k}_{pre} is larger than the optimal value of k_{pre} (the case in figure 2.5(b)), then the estimate of \hat{k}_{pre} is reduced. If this value is too small (the case in figure 2.5(c)), then the estimate is increased. Usually, the final value is reached after about ten iterations. This automation is useful when it comes to identify the parameters for many experimental conditions, as is the case in the present study. Note that we use only the decelerating part of the signal (see figure 2.5(a)) to determine k_{pre} and the quasi-steady curve in order not to be disturbed by inertia effects².

Identification of the quasi-steady function

As seen in the previous section, an optimal value of k_{pre} results in a quasi-steady curve, as shown in figure 2.5(d). The second step is to identify a function that fits this $F_d(\hat{v}_1)$ curve. In [1], a biviscous function was used. The biviscous function is a 3-parameter function, which is non-differentiable at the passage from preyield to postyield. Here, we use the hyperbolic tangent function. It has the advantage of

²At high velocities and positive accelerations, force overshoots and secondary loops can occur. Note that the hysteretic curve progresses counter-clockwise with time.

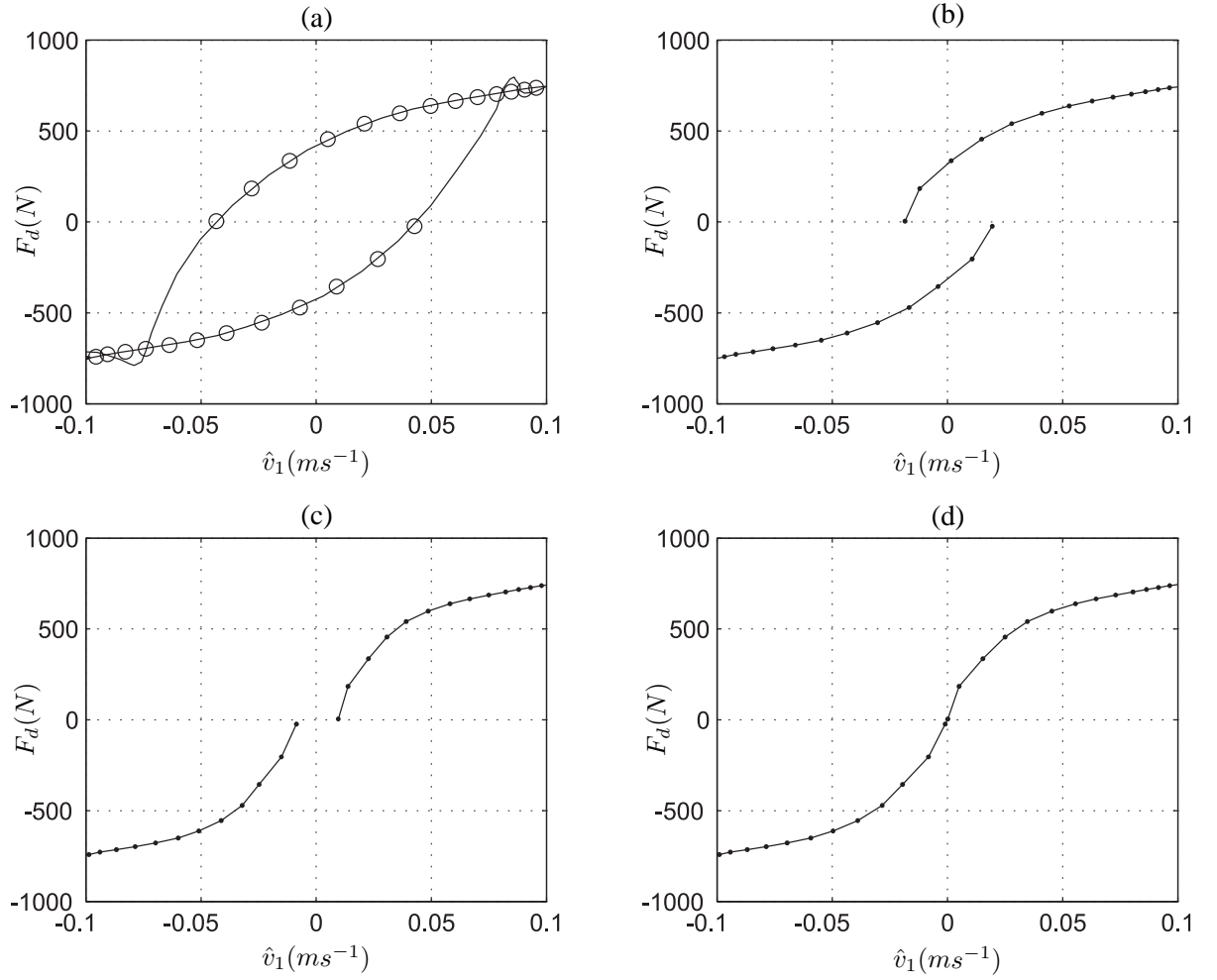


FIG. 2.5 – Iterative procedure of determination of k_{pre} after n iterations (1.5 mm, 15 Hz, 0.4 amp) : (a) original signal (-) and decelerating part of the signal (o) (b) $n=4$, $\hat{k}_{pre} = 15.8e6 Nm^{-1}$ (c) $n=7$, $\hat{k}_{pre} = 6.1e6 Nm^{-1}$ (d) final iteration $n=12$, $k_{pre} = 7.5e6 Nm^{-1}$: quasi-steady function.

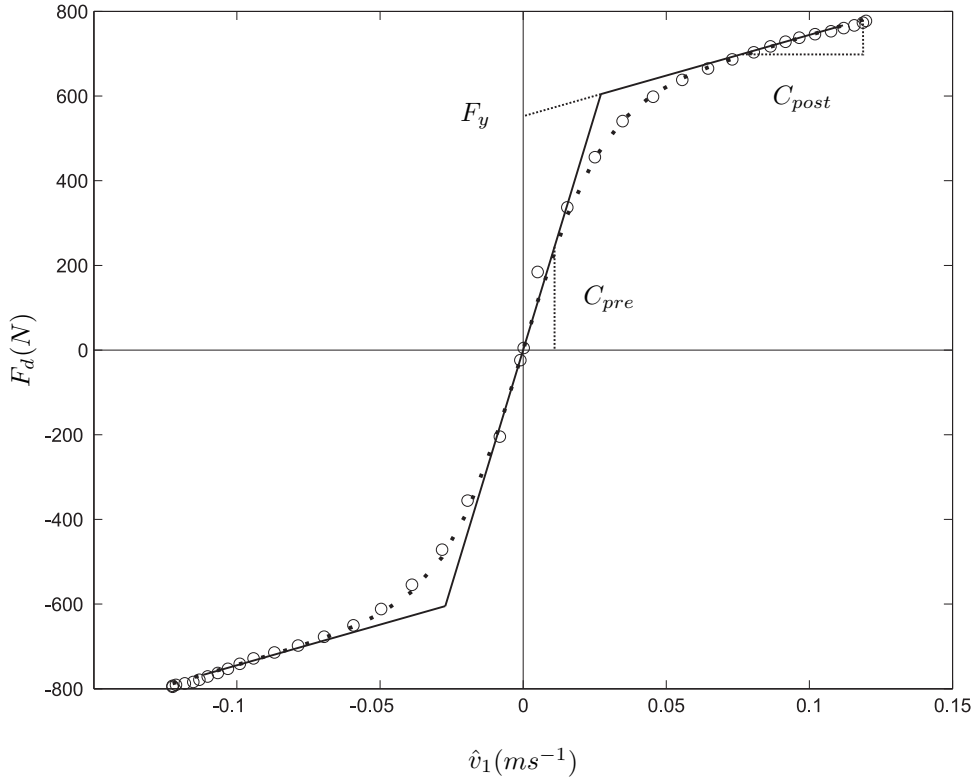


FIG. 2.6 – Quasi-steady damping curves (1.5 mm, 15 Hz, 0.4 amp) : (o) experimental curve, (-) biviscous, (..) hyperbolic tangent. C_{pre} here is defined according to [1] and is different from c_{pre} in this study.

offering a smoother transition between preyield and postyield while also using only 3 parameters. Our quasi-steady function is defined by

$$\chi(v_1) = F_y \tanh(\alpha v_1) + c_{post} v_1 \quad (2.5)$$

where F_y is the yield force, α is a parameter with dimension equal to velocity^{-1} and c_{post} is the post-yield damping coefficient. The curve fitting is performed using a non-linear least-square method (“lsqcurvefit” in Matlab). Both biviscous and hyperbolic tangent functions fitted to the experimental quasi-steady curve are shown in figure 2.6. We see that the hyperbolic tangent function gives a better fit than the biviscous function, especially in the preyield-postyield transition. Note that the transition is smooth for small displacements. In our study the displacement amplitudes are smaller than most of the studies in the literature. F_y and c_{post} are similar to the parameters used in [1] and there is a clear relationship between the preyield damping coefficient C_{pre} defined in [1] and the parameters defined in equation 2.5, i.e.

$$\left(\frac{\partial \chi}{\partial v_1} \right)_{v_1=0} = C_{pre} = F_y \alpha + c_{post} \quad (2.6)$$

2.2.3 Simulation procedure

Once all the parameters of the model are identified, it is possible to calculate the damper force, given the displacement of the piston x_2 . The equations 2.2 were implemented in Simulink, and solved

numerically either using an explicit Runge-Kutta (4,5) formula, the Dormand-Prince pair, or using a modified Rosenbrock formula of order 2. This latter method converges faster because it is suitable for stiff equations, which is the case in this study, especially when the preyield postyield transition is sharp.

To illustrate the quality of the procedure, the case of 1.5mm displacement amplitude, 15Hz, frequency, and 0.4 amp, current, is treated. The identified parameters are given in table 2.1.

k_{pre}	F_y	α	c_{post}
$7449.4kNm^{-1}$	$551.2N$	37.67	$1.93kNms^{-1}$

TAB. 2.1 – Parameter values for the case of 1.5mm displacement amplitude, 15Hz, frequency, and 0.4 amp, current.

The presence of the mass m_1 in the model is essentially motivated by a practical reason : it makes the numerical scheme converge faster. Indeed, without any mass, the equations are very stiff. In [1] it is also claimed that this mass has a physical justification : it would represent fluid inertia terms that are significant when “force overshoots” might occur (see figure 2.5(a) at high velocities). Another possible explanation of these force overshoots could be the existence of the stiction phenomenon, occurring when the MR chains break. This phenomenon was observed in [20] in viscometric tests on MR fluids. Whatever the origin of force overshoots, we choose not to take these effects into account. An arbitrary mass of 1 kg was set to carry out simulations. The comparison between experimental and simulation curves are shown in figure 2.7. We can see the agreement between measurements and simulation is generally good.

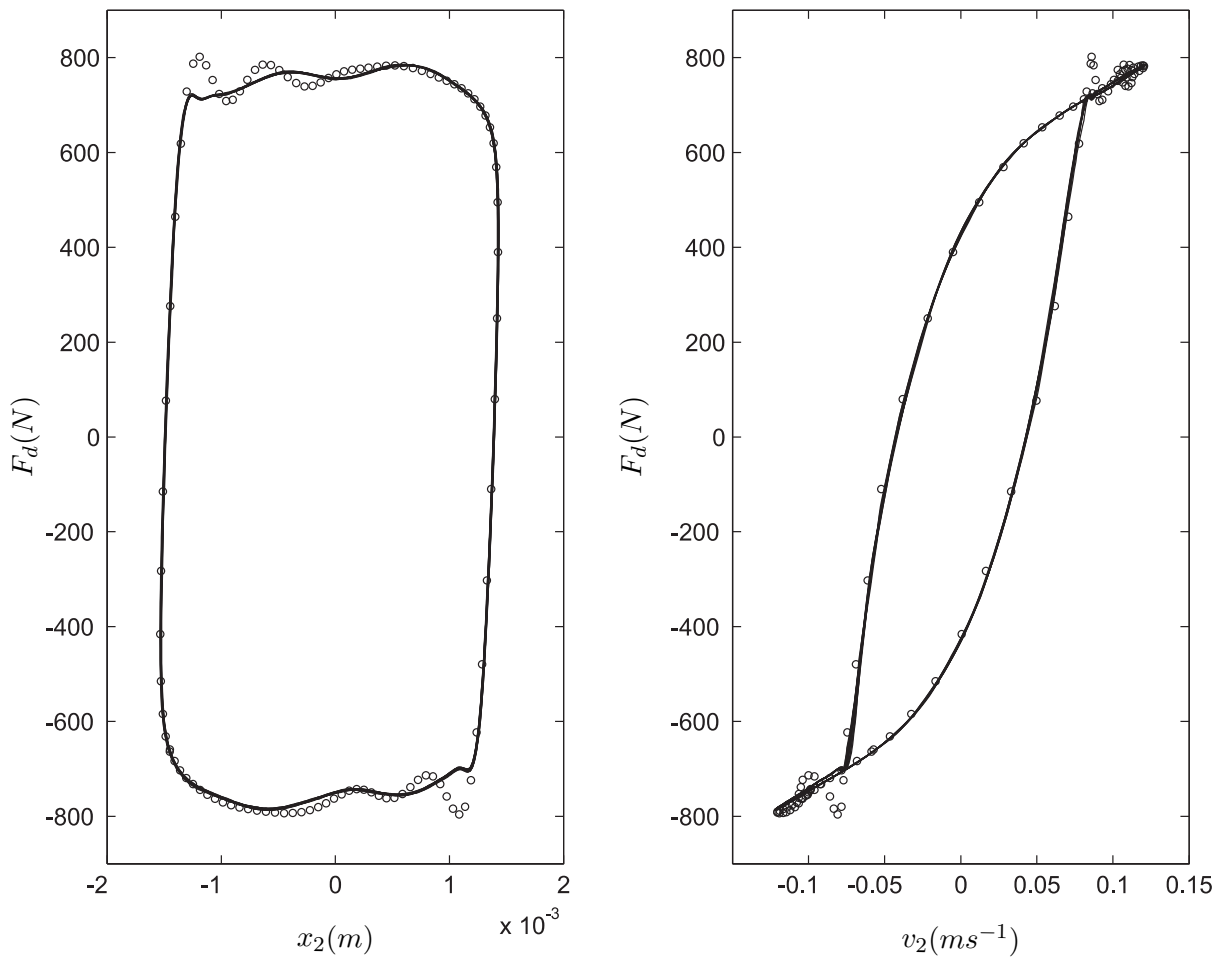


FIG. 2.7 – Experimental (o) and simulation curves (-) for (1.5 mm, 15 Hz, 0.4 amp) test : (a) displacement-Force diagram. (b) velocity-Force diagram.

2.3 Experimental study

The MR damper that is used in this study is a commercial device from the Lord Corporation and is the same apparatus as the one characterised in [1]. The model described and identified in the previous section works particularly well because the values of the parameters used in simulation are exactly the output values of the identification process³. However, in most of engineering problems, the disturbance source is non-sinusoidal and is not an explicit function of frequency and displacement amplitude, but of time. So it is necessary to find parameters that describe behaviour over the whole frequency range relevant for the application investigated for vibration control.

An analysis of the disturbance data of the launcher application has shown that the displacements amplitudes are typically in the order of a millimeter. Moreover, as the damper is aimed at controlling the resonance of a soft isolator mode, the required control bandwidth is up to 15 Hz. Above this frequency, the damper works primarily in its passive mode (no current). Finally, a preliminary experimental study of a simple on-off skyhook control has indicated that the maximum current is not likely to exceed 1 amp. As a consequence, it has been decided to carry out characterisation with the following sinusoidal excitations and the following current values :

- displacement amplitude : $x_2 = 1.5$ mm (peak).
- excitation frequencies : $f = 2$ to 15 Hz in steps of 1 Hz.
- current : $i_c = [0\ 25\ 50\ 75\ 100\ 200\ 300\ 400\ 600\ 700\ 800\ 900]$ (mA).

A current-dependent model is built. For a fixed current, the identification procedure described in section 2.2.2 is performed for the entire frequency range : the values of the parameters for the whole frequency range are then taken to be the mean values of the discrete frequency cases.

2.3.1 Identification of stiffness

The identification of stiffness is carried out for each case of frequency and current. A database of $k_{pre}(f, i_c)$ and quasi-steady curves is obtained. For instance, figure 2.8 shows the damper force capacity. As the current increases, the force increases. For each current, a set of 15 quasi-steady curves and stiffness values (see figure 2.9) is obtained. It appears that k_{pre} is dependent on frequency and current (and probably on displacement as well). As underlined in [1], the stiffness dependency with current and frequency is the most critical part of the modelling work. In [1], a constant value of stiffness of 13MN/m is chosen. In this work, in order to have a frequency-dependent preyield stiffness, it has been chosen to replace the stiffness by a Kelvin-Voigt model, as shown in figure 2.4(a). Indeed k_{pre} is found to increase generally with frequency, which is the case of the complex stiffness modulus of a Kelvin-Voigt model which is given by

$$k_{pre}^* = k_{pre} + j\omega c_{pre} \quad (2.7)$$

A constant value of $c_{pre} = 10\text{ kNms}^{-1}$ was finally chosen empirically (during the model validation process, see section 2.4). Moreover, to account for current-dependency of the stiffness, it has been chosen to define a law $k_{pre}(i_c)$ defined as

$$k_{pre} = a_{pr} + b_{pr} \tanh(c_{pr} i_c) \quad (2.8)$$

³Moreover, the presented case has a sinusoidal excitation of good quality. In other cases treated in this section, harmonics of the excitation frequency appear due to inherent non-linearities of the excitation jack and perturb the identification procedure.

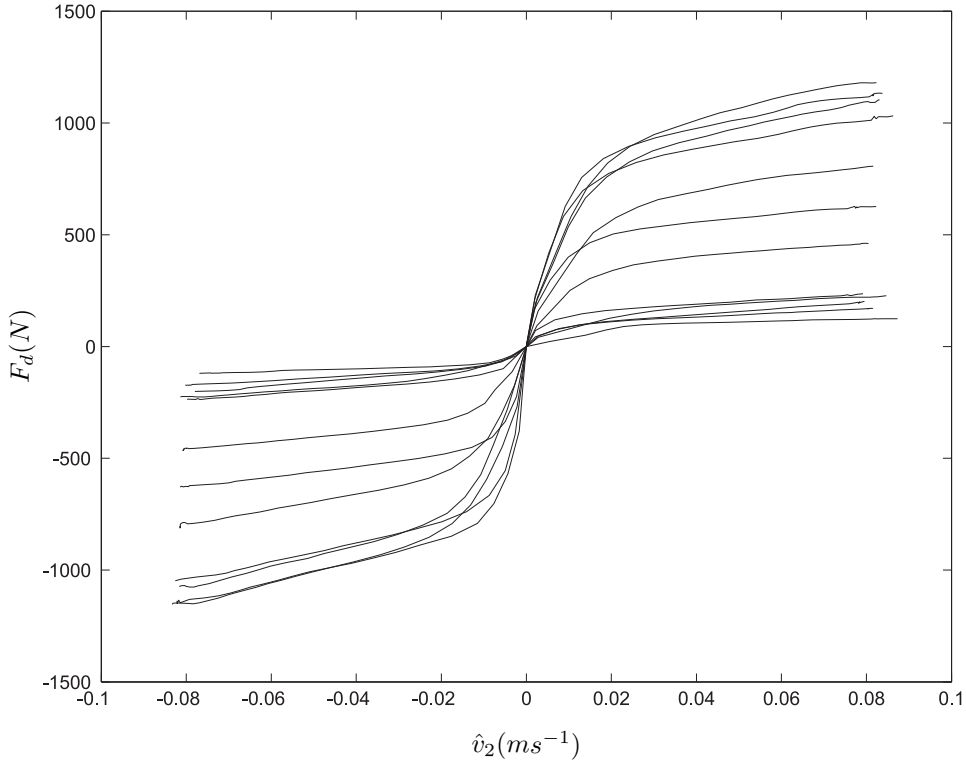


FIG. 2.8 – Damper effort range at 9 Hz.

This function exhibits an increase with current with saturation at high currents. This trend is observed in figure 2.9, despite the wide scatter values at low currents, which are unexplained (it might be some uncontrolled experimental conditions such as temperature increases during loading or the fact that excitation is not purely sinusoidal). The parameters are chosen so that the curve circumscribes the lower boundary of the values. This part of the identification process is quite empirical but gives quite reasonable results in the end (see section 2.4).

2.3.2 Identification of the quasi-steady-state model

Stiffness and quasi-steady curves

As discussed in section 2.2.2, and recalled below, the quasi-steady function involves three parameters F_y , α and c_{post} .

$$\chi(v_1) = F_y \tanh(\alpha v_1) + c_{post} v_1 \quad (2.9)$$

Again, these parameters are found to be dependent on both current and frequency. The identification of preyield stiffness yields a set of 15 quasi-steady curves for each value of current (one curve per frequency). The results are shown in figure 2.10. The frequency dependence has a clear effect on α : the preyield slope decreases with frequency. This decrease seems quite physical since at high frequency, the flow velocity in the valve increases, then the passage time through the valve decreases, preventing the chains from completely forming (the chain deformation at low strain is the physical phenomenon that

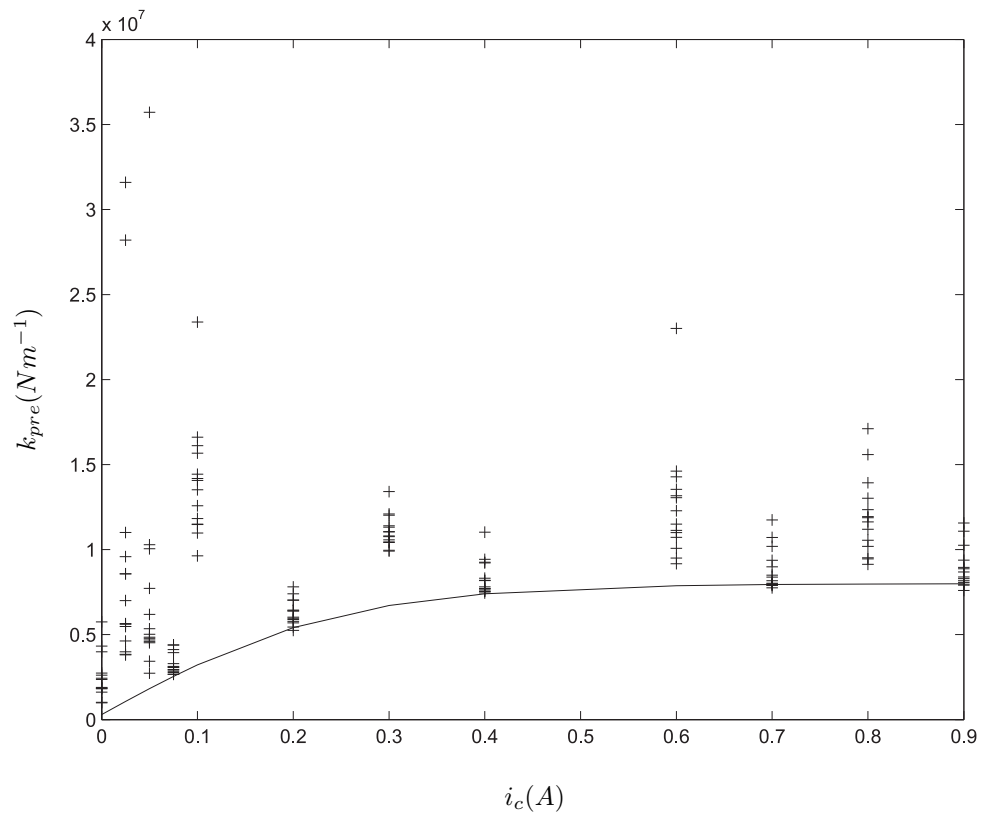


FIG. 2.9 – (+) Values of k_{pre} with for different currents and frequencies. (-) Proposed current-dependent law.

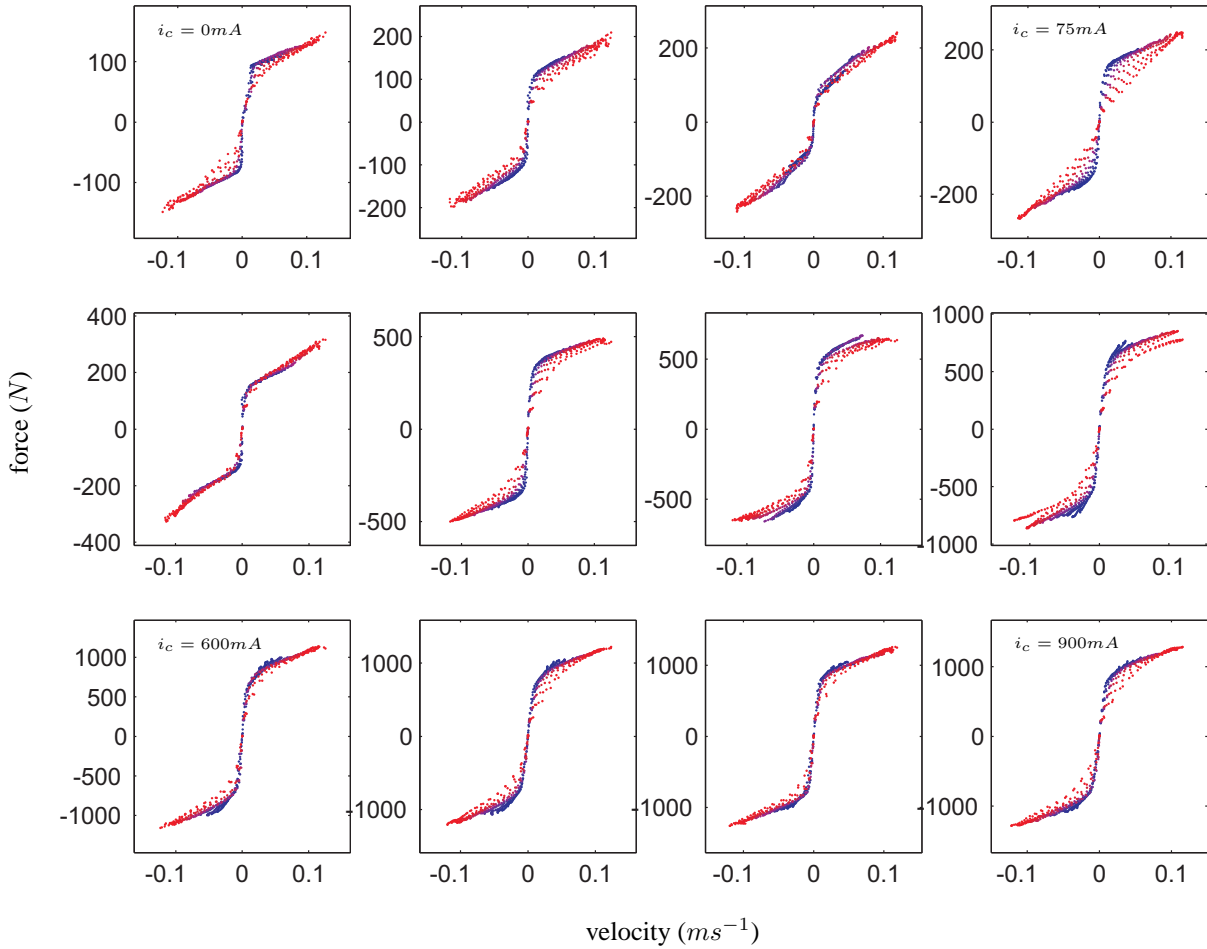


FIG. 2.10 – Quasi-steady curves (velocity-force diagrams). From left to right and top to bottom : increasing currents. From blue to red : increasing frequency.

explains the existence of the preyield stiffness and viscosity). In the high frequency limit, the chains do not form at all and the fluid flows easily : the preyield slope, and therefore α , tends to 0. At the quasi-steady state limit, the passage time of the particles is infinite, and the chains are completely formed when the MR fluid passes through the valve. Thus the fluid is “choked” or “blocked” and does not easily flow : α becomes large.

From the results, at a constant current, it is interesting to note that there would appear to asymptotes at high values of force/velocity, which might be the same as the quasi-steady curve that is usually observed in studies, where displacement amplitudes are large and frequencies very low. We could define a unique curve that fits this asymptote and which would account for the different excitation frequencies. However, a slightly different, but similar approach has been adopted : a non-linear least-squares curve fitting of the whole velocity-force data, at each value of current, has been performed, for the function presented in equation 2.5. For a given current, the function is fitted on average, for all frequency cases. The result of fitting for a current of 0.9 amp is shown in figure 2.11.

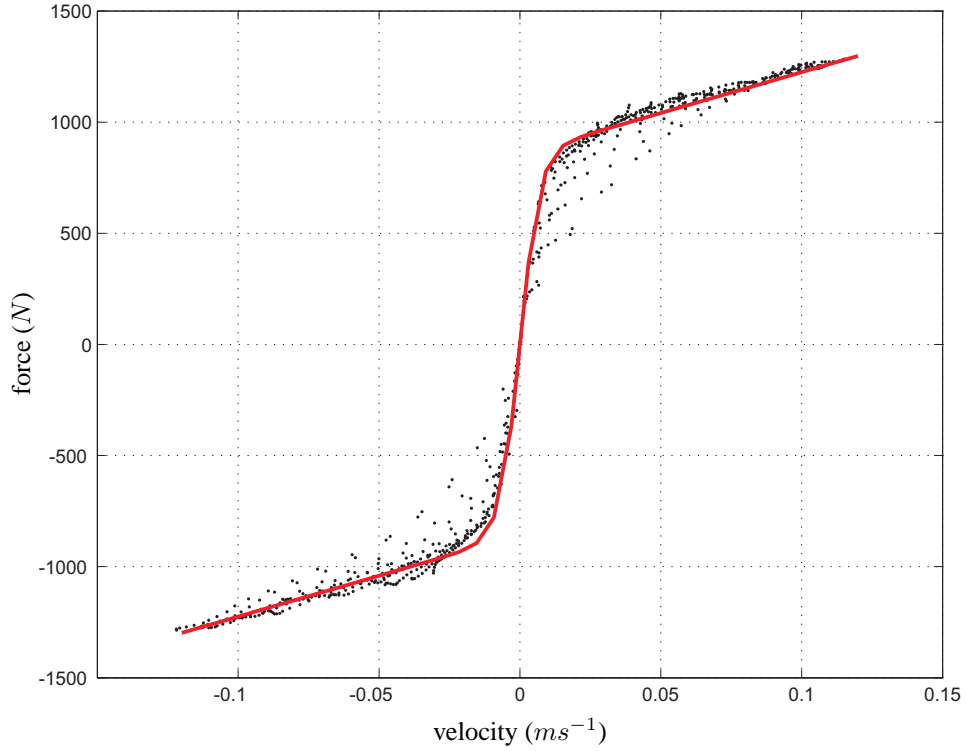


FIG. 2.11 – Quasi-steady curves at $i_c = 0.9$ amp. (.) experimental, (red lines) curve fitting.

Dependence of the model parameters on current

Finally, the parameters of the quasi-steady damping function are identified and their dependence on current is found. Similarly to [1] and to equation 2.8, a hyperbolic tangent function is used to model c_{post} , i.e.

$$c_{post} = a_{po} + b_{po} \tanh(c_{po} i_c) \quad (2.10)$$

Again a non-linear least-squares fit is performed and the fit is shown in figure 2.12(b). With regard to F_y , according to experimental data shown in figure 2.12(a), it would appear that the rate of change of F_y with i_c is small for low currents, then increases, and finally gradually decreases at large values of i_c . This seems to be in accordance with some physical models of MR fluids (see [39]), where the yield stress is found to follow a power law of the magnetic field (power of 1.5) for small magnetic field, before a saturation occurs. To fit such a behaviour, a function using a linear combination of two exponential functions is used. The function is written as

$$F_y = a_y + b_y \left(1 + \frac{c_y}{d_y - c_y} e^{-i_c/c_y} + \frac{d_y}{c_y - d_y} e^{-i_c/d_y} \right) \quad (2.11)$$

and the least-squares fit to the data is also shown in figure 2.12(a).

With regard to α , a constant was found chosen, since the data show an erratic behaviour (see figure 2.12(c)). Finally, the model coefficients of equations 2.10 and 2.11 were fitted once again, using the mean value of α . Table 2.2 shows final values of the coefficients used to model the dependence on current.

k_{pre}			c_{pre}	m_1	F_y				α	c_{post}		
a_{pr}	b_{pr}	c_{pr}			a_y	b_y	c_y	d_y		a_{po}	b_{po}	c_{po}
3e5	7.7e6	3.95	1e4	1	65	814.5	0.06	0.36	143.8	686.3	8.57e3	0.60

TAB. 2.2 – Values of the coefficients (in SI units) of the current laws.

As we can see, the fit is quite good for F_y but more debatable for c_{post} and α . However, as it will be seen in section 2.4, the quality of the model depends much more on the quality of fit of F_y than of c_{post} and α .

To summarize, we have a model of the MR damper that enables one to predict the damper force as a function of piston displacement and velocity (relative to the damper body displacement and velocity) and of the current in the damper coil. This model is used in chapter 3 for simulations of semi-active control. For realistic simulations, we first validate our identified model with the current-dependent parameters described in section 2.4 by comparing the model with experimental results. The set of equations used in the model is summarized below

$$\left\{ \begin{array}{l}
 F_d = k_{pre}(i_c)(x_2 - x_1) + c_{pre}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\
 m_1 \ddot{x}_1 = k_{pre}(i_c)(x_2 - x_1) + c_{pre}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \chi(\dot{x}_1, i_c) \\
 \chi(\dot{x}_1, i_c) = F_y(i_c) \tanh(\alpha \dot{x}_1) + c_{post}(i_c) \dot{x}_1 \\
 k_{pre}(i_c) = a_{pr} + b_{pr} \tanh(c_{pr} i_c) \\
 c_{pre} = constant \\
 F_y(i_c) = a_y + b_y \left(1 + \frac{c_y}{d_y - c_y} e^{-i_c/c_y} + \frac{d_y}{c_y - d_y} e^{-i_c/d_y} \right) \\
 \alpha = constant \\
 c_{post}(i_c) = a_{po} + b_{po} \tanh(c_{po} i_c)
 \end{array} \right. \quad (2.12)$$

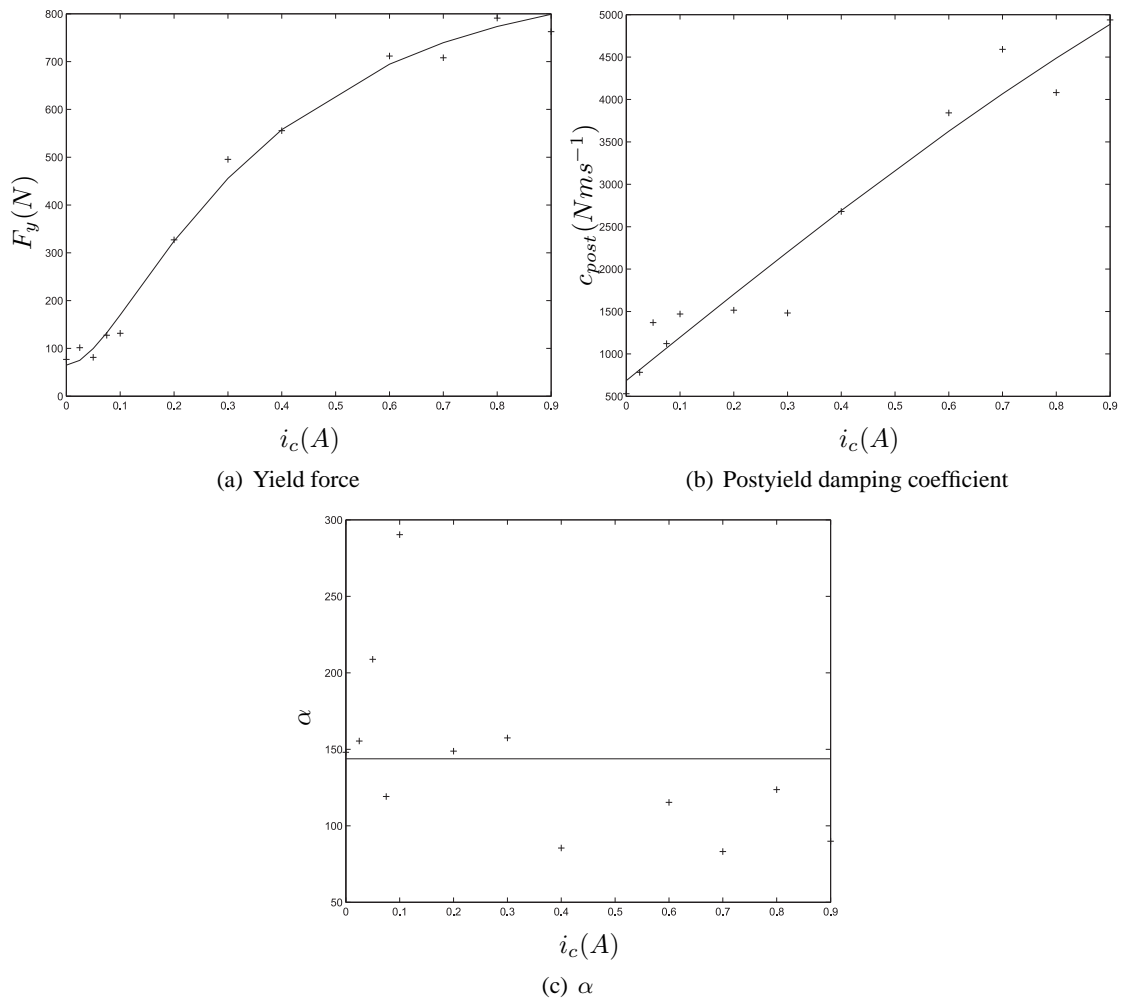


FIG. 2.12 – Dependence of quasi-steady damping function parameters on the current.

2.4 Model validation and discussion

When the model was identified, the damper force was calculated according to the equations described in the previous section. A Matlab-Simulink model was developed based on these equations. In this section, results of simulations of the model are compared with experimental measurements.

2.4.1 Qualitative comparison of the simulation and the experimental results

To begin with, to illustrate the model, the velocity-force diagrams derived from the experiment and the model are compared. The question is whether the model faithfully reproduces the measurements over a wide range of frequencies and currents (these ranges are the same as in section 2.3). Five criteria enable one to evaluate the quality of the model :

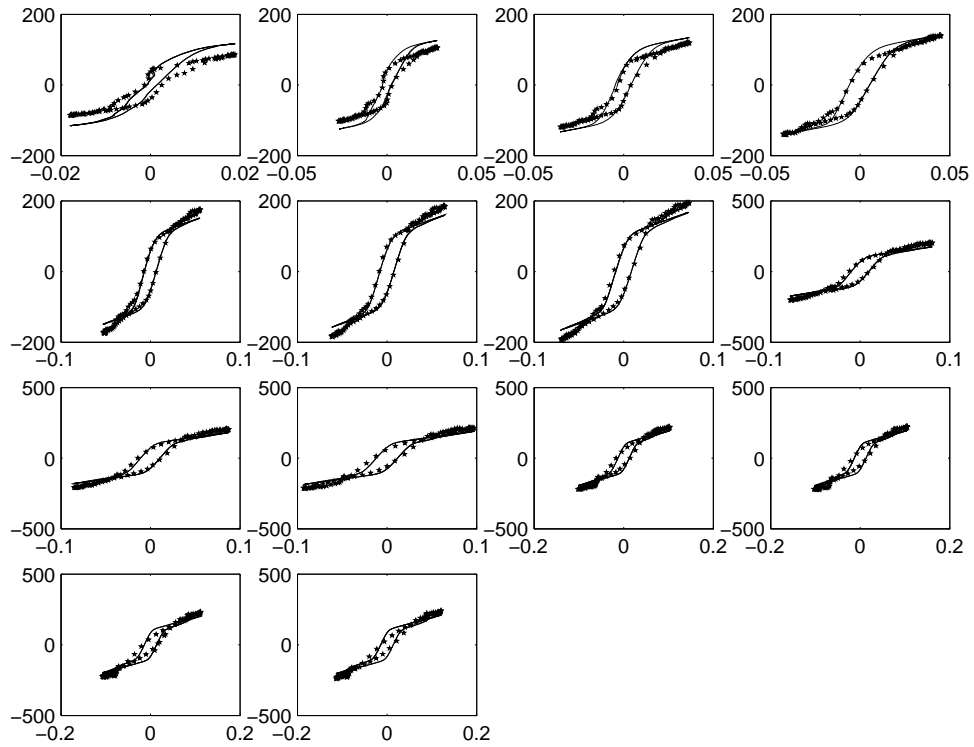
- the yield force level ;
- the width of hysteresis loop ;
- the preyield slope ;
- the postyield slope ;
- the smoothness of preyield/postyield transition.

Obviously the quality of the model depends on the errors and approximation in the different fitting procedures shown in figures 2.9 and 2.12 and on the ability of the quasi-steady function to capture as a whole the behaviour of the curves for different frequency cases (see figure 2.11). In figure 2.12, the fit seems reasonable for F_y , but less good c_{post} and α . However, it will be seen that the quality of the model depends essentially on the predictability of F_y . As shown in figure 2.13, on the whole a good correlation between the model and the measurements is observed. We notice however that the results appear better for the larger currents, which is only to be expected since the parameters increase with current, so relative errors decrease. In figure 2.13, the series of velocity-force diagrams for frequencies from 2 to 15 Hz, for two cases of current are shown : results are shown for the worst case (2.13(a), $i_c = 0.05$ amp) and the best case (2.13(b), $i_c = 0.9$ amp) of all the cases of current. In figure 2.13(a), we can observe some notable differences between the model and the measurements :

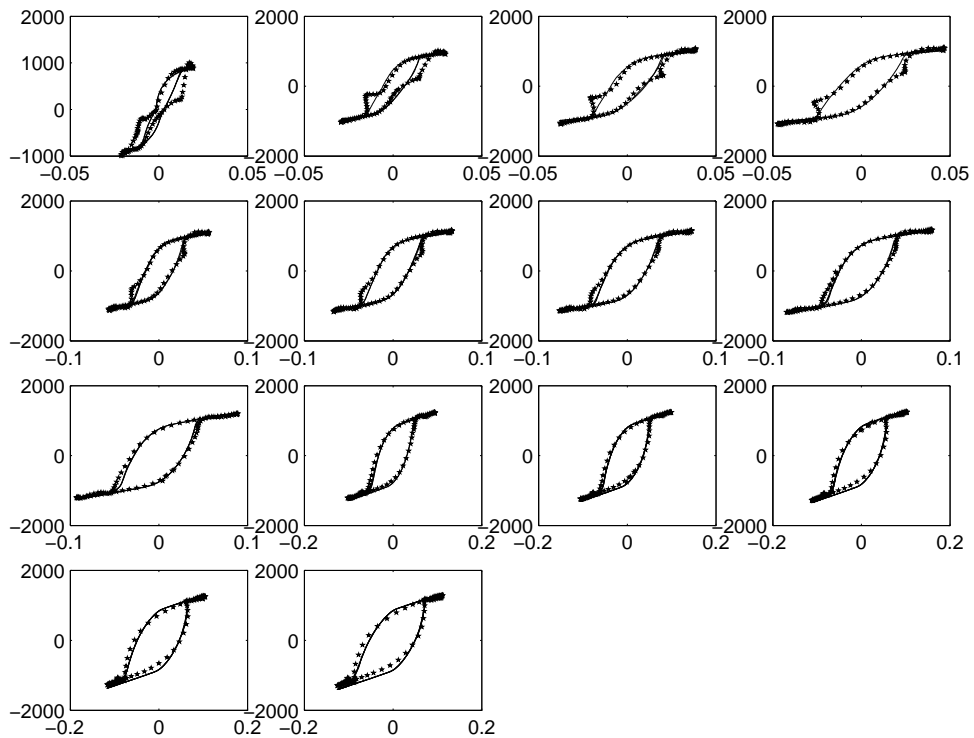
- for the 5 first frequencies, F_y is over-estimated ;
- for the 8 first frequencies, c_{post} is under-estimated ;
- for the 5 last frequencies, the preyield slope is over-estimated.

This last phenomenon is due to the fact that our preyield mechanical analog is fluid-like (with 3 fluid material parameters) and not solid-like (see the comments in section 2.1). The same phenomenon is observed in [1].

In figure 2.13(a), a good correlation between model and experiment is observed, especially for the highest frequencies. For low frequencies, some secondary effects on the accelerating part of the curve are not captured by the model. It is partly because the identification of the quasi-steady function is based on the decelerating part (cf figure 2.5). These effects are unexplained and could be due to the bad quality of the excitation used in the experiment (the hydraulic jack gave distorted sines at low frequency).



(a) for $i_c = 0.05$ amp



(b) for $i_c = 0.9$ amp

FIG. 2.13 – Comparison between (☆) experimental and (-) predicted velocity-force diagrams. From left to right and top to bottom : increasing frequency from 2 to 15 Hz by step of 1 Hz.

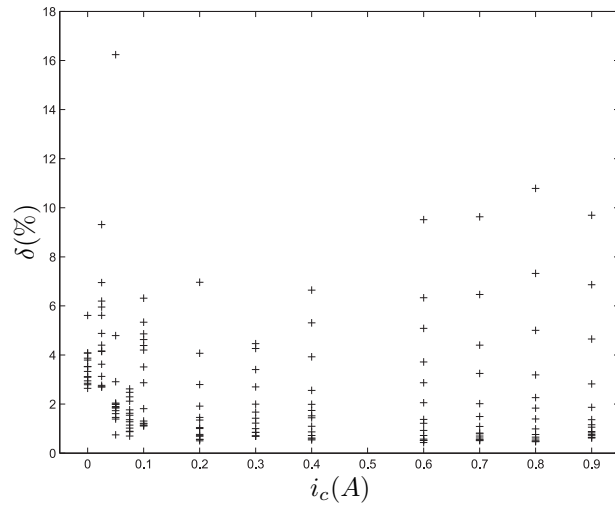
2.4.2 Quantitative comparison of the simulation and the experimental results

In order to quantify the differences between the model simulations and the experimental results, the relative error is defined as

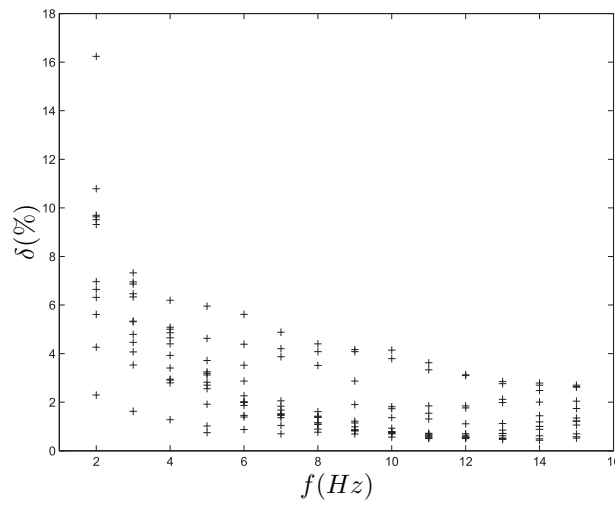
$$\delta = 100 \frac{\int_0^{t_e} (F_p - F_m)^2 dt}{\int_0^{t_{end}} F_m^2 dt} \quad (2.13)$$

where F_p and F_m are respectively the predicted and the measured forces, and t_e is the duration of experimental data acquisition (which generally corresponds to about ten periods of the excitation signal). This indicates approximately the percentage relative error over the whole measurement period.

This error is plotted against the current (figure 2.14(a)) and the frequency (figure 2.14(b)). Generally, the error does not exceed 10 %, except for two cases at 2 Hz. Figure 2.14(b) shows that the error decreases with frequency. This is in accordance with the observations of figures 2.13(a) and 2.13(b) (error in the accelerating part of the signal). For high frequencies, we see in figure 2.14(a) that the error is generally below 4 % and tends to decrease with current. Again, this is in accordance with figure 2.13 where the results are clearly better for 0.9 amp than for 0.05 amp.



(a) As a function of current, for different frequencies



(b) As a function of frequency, for different currents

FIG. 2.14 – Relative error between predicted and measured damper force.

2.5 Response time of the MR damper

The response time issue is very important because the MRD is aimed at being used for vibration control, where fast responding devices are necessary. Lord Corporation has addressed the issue of fluid time response. Tests indicate that the response time of the fluid is less than 1 ms and that in most MRF devices the overall response time is limited not by the fluid but by the inductance of the electromagnet and the output impedance of the driving electronics. In fact, the response time of the damper has probably several origins :

- the mechanical characteristics of the damper, which are partly taken into account in the model identified in this chapter. The compliance of the damper enters the system in many ways such as damper fixture stiffness, fluid compliance, accumulator, and load frame stiffness.
- the driving electronics, which is detailed in the next section.
- the dynamic response of the particles inside the fluid to a magnetic field input.

All of the data that we have examined previously has been based on the response of the MRD when the applied voltage, and hence the magnetic field, was held at a constant level. However, optimal performance of a control system which utilizes this device is expected to be achieved when the magnetic field is continuously varied based on the measured response of the system to which it is attached. To use the damper in this way, a model should be developed which is capable of predicting the behaviour of the MRD for a fluctuating current, in the same way it was done in [37], [35] or in [40]. Such tests have not been carried out in this study. However, the previously developed model is used for fluctuating current simulations, in order to evaluate if its response is consistent with results shown in the aforementioned articles. An interpretation of the discrepancy between our model and those results is proposed.

2.5.1 Current driver

Because the driving electronics play a significant role in the performance of MR dampers, we consider the characteristics of the electronics used to activate the damper. The control signal that powers the damper originates within dSPACE. The output signal from dSPACE is limited in its power so a current driver circuit and amplifier must be used in order to generate a control current that is proportional to the control voltage coming from dSPACE. The circuit used in this study is commercialised by the Lord Corporation under the reference “RD-3002 wonderbox”. Its diagram is shown in figure 2.15(a) (source : [40]). The driving electronics is based on Pulse-Width modulation coupled with a PI controller of the current. This enables one to decrease dramatically the response time of the magnetic coil. If the response time is defined as the time required to make the transition from the initial state to 95 % of the final state for a step input, the response time of the magnetic coil without the current driver is $T = 30ms$. Indeed, the time constant of the coil is $\tau = L/R$, where the inductance is $L = 40mH$ and the resistance is $R = 4\Omega$ ⁴. The response time of the coil with the current driver falls to about 5 ms. A detailed description of the driving electronics is given in [41] and in [42], and a mathematical model of it is given in [43]. In the experiment carried out by Koo et al, [40], in order to find the response time of the current, a step input was applied to the circuit and the current response was measured using a current probe. As shown in figure 2.15(b), as the current amplitude increases the time required to reach that current increases. Note that the initial slopes of all curves are the same, which is typical of the current driver used in the “RD-3002 wonderbox” (overdrive effect).

⁴ $T = 3\tau$ for a 1st order linear system

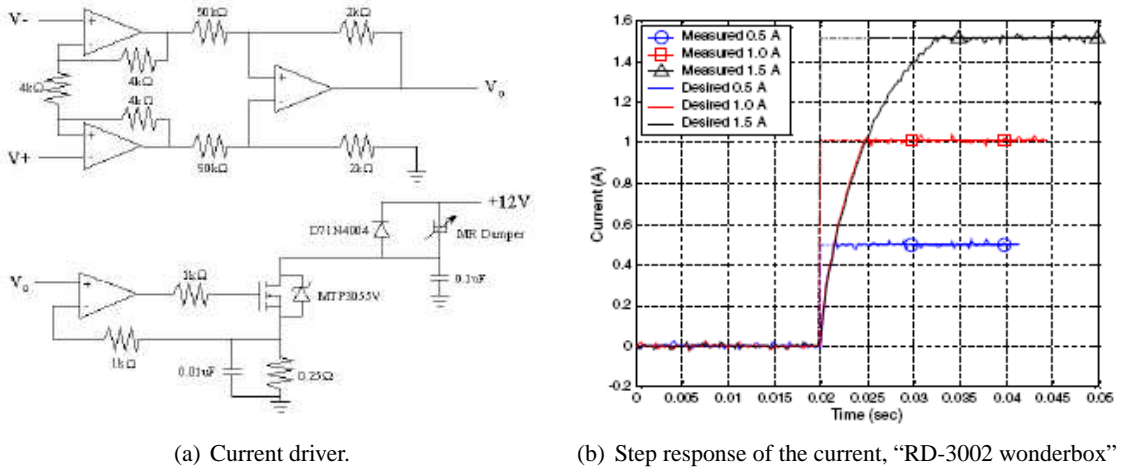


FIG. 2.15 – Features of the “RD-3002 wonderbox”. From Koo et al.

2.5.2 Identified electrical model

In our study, 3 types of measurements on the current driver (“RD-3002 wonderbox”) have been made : static, step response and FRF. The FRF approach is not very relevant because of the non-linear behaviour of the current driver. The static measurement gives the current amplitude in the coil i_c , as a function of the voltage U_c applied to the current amplifier, for various constant values, as seen in figure 2.16(a). This is modeled by a linear relationship with a threshold. The current was measured by using a low resistance, which does not disturb the current driver behaviour because the closed-loop current control compensate for changing electrical load.

The response of i_c to a step of U_c is shown in figure 2.16(b). A first order transfer function is used to model the behaviour :

$$H_c = \frac{i_c}{U_c} = \frac{K}{1 + \tau s} \quad (2.14)$$

where $K = 0.34$ and $\tau = 5.5ms$. Both experimental and numerical curves are shown in figure 2.16(b). The time constant is found to be 5.5 ms, which is consistent with what is used in the MRD model of [37]. It is to be noticed that the falling response is not well captured by the model because it is quite different from the rising behaviour. However, this simple electrical model was judged sufficient to perform control simulation. In [43], a back-driven current method was implemented for falling phases, in order to decrease the response time, which gives good results.

2.5.3 Simulation of the MRD model coupled with the electrical model

This section provides a simulation of a time-variant current case. In [37], a Bouc-Wen model of the MRD was determined using a variety of representative tests, including : 1) step response, 2) constant voltage/random displacement, and 3) random displacement/random voltage. The same tests were performed in [35] to make a benchmark between their proposed “grey-box NARX” model and the model from [37]. Such time-variant current and velocity tests have unfortunately not been performed in our study,

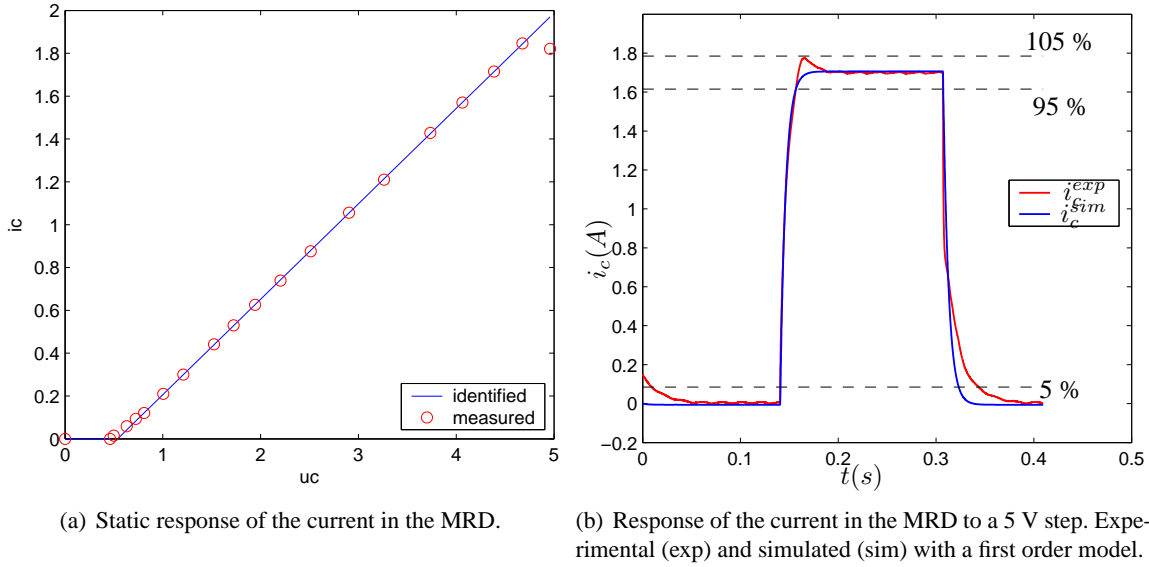


FIG. 2.16 – Static and dynamic response of the current driver.

and should be done in further developments. However, we evaluate the current step response of the previously defined model, based on sine tests at various frequencies and for currents at various constant levels. This response is then faced with the experimental results described in [40].

Figure 2.17(a) shows the response of the damper force (in red) excited by a triangle wave displacement (in black) and submitted to a step of voltage (in blue) during the ascending phase of the piston. All the data are normalised to 1. The current step response (in green) follows the natural trend of the first order system, with a response time of $T = 3\tau = 17.5ms$. For the low velocity case ($v_p = 0.1in/s$), the force (dotted line) presents an overshoot and its response time is much smaller than in the high velocity case ($v_p = 3in/s$, solid line). This is in contradiction with the observations in [40] as shown in figure 2.18(a), where we can see the response time decreasing with the velocity. This effect led the authors to the conclusion that the response time is highly dependent on system compliance, which was verified by augmenting the compliance of the damper fixture (rubber mount). In our model, the compliance is the inverse of the preyield stiffness K_{pre} . Figure 2.17(a) shows that our model is too stiff to represent correctly the behaviour in such a test⁵. The model can then be slightly modified to better represent the compliance effect, by increasing the value of the preyield damping C_{pre} by a factor of 5. The modified preyield behaviour of the damper leads thus to the same trend as in [40], see figure 2.17(b). In this case the response time is a decreasing function of the velocity (figure 2.18(b)) and remains relatively constant at around 12 ms beyond a certain velocity, compared to 20 ms in [40]. Note that the force response time is lower than the current response time. In fact, it depends on the laws relating the model parameters to the current. This would mean that the damper response time is not necessarily limited by the electronics response time, depending on the displacement and the velocity. It would be interesting to check this effect experimentally.

This simulation shows that our model is too stiff to represent the current step test in the same conditions as in [40]. In the next section, some reasons are provided to explain this difference.

⁵it is to be noticed that the model is also very numerically stiff, which complicates the resolution of the simulation.

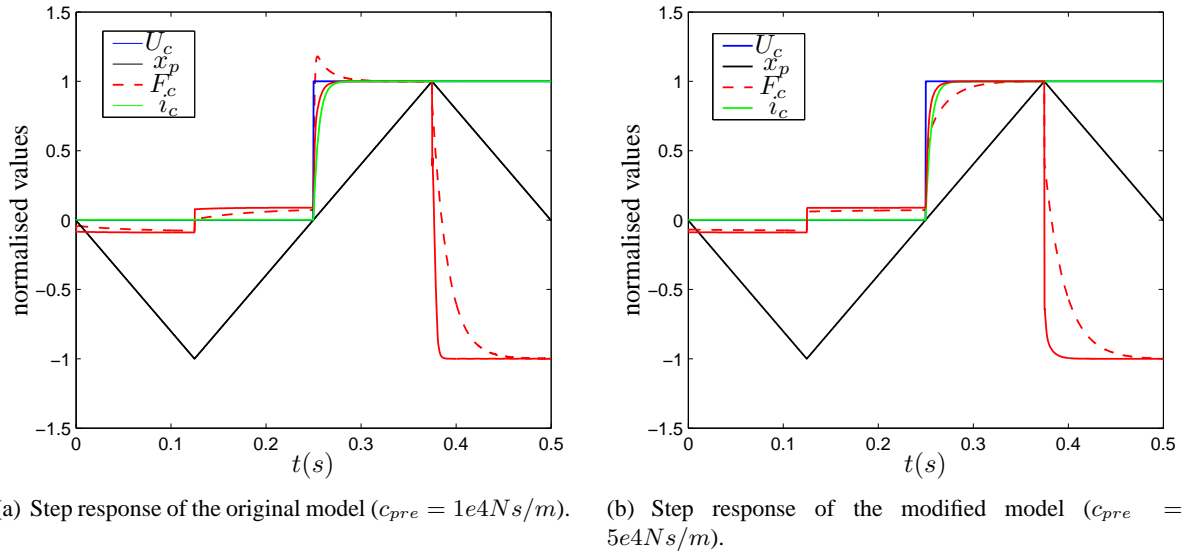


FIG. 2.17 – Triangle input displacement and step response of damper force for a low velocity ($v_p = 0.1 in/s$, dotted line) and for a high velocity ($v = 3 in/s$, solid line).

2.5.4 Discussion on the discrepancy between the model and the experimental observations

The behaviour of MR fluid depends on several parameters (strain and strain rate amplitudes, magnetic field amplitude and magnetic field dynamics, temperature), and depending on the combination of the test conditions, the fluid behaviour can change drastically (linear visco-elastic at small strain, viscoplastic at high strain rate, elasto-visco-plastic or non-linear visco-elastic at moderate strain rate, [19]). As a consequence, the MR damper behaves also in a complex way depending on the conditions. There are some differences between our identification test and the current step test, which may explain the discrepancy on MRD response time. First, our model is not displacement-dependent. But the displacement amplitude in our experiment is 1.5 mm whereas it is 0.5 (around 12.5 mm) in [40]. As a consequence, in the latter case, the fluid steady state corresponds to the fully developed post-yield regime, even at low velocities, whereas in our experiment, the fluid was in the transition between preyield and postyield regimes, especially at low piston velocities (low frequency). It is therefore faster to achieve a transition steady state than a post-yield steady state. In other words, the experimental conditions used to build our model made the fluid stiffer than the conditions in [40]. Let us recall indeed that MR fluid behaves at low strain as a linear visco-elastic material, and at high field strength becomes elastic [19].

Moreover, the conditions of our experiment were “fluctuating velocity at fixed current” whereas in [40], it is “fluctuating current at fixed velocity”. As a consequence we can imagine that the mechanisms of particles columns formation at stake are not the same. In the first case, the columns follow cycles of deformation (preyield) at zero velocity / break (postyield) at maximum velocity / reformation (preyield) at zero velocity. In the second case, the particles start from a disordered state to an ordered state (break then reformation by pieces) while flowing. Those mechanisms are at the origin of the preyield constant : the longer the mechanism, the lower the preyield stiffness. We can imagine that the magneto-dynamics of the particles depends on the initial conditions (random dispersion at rest or not, etc) and therefore, that the mechanisms at stake in both cases do not have the same response time.

However, as it has been seen in the previous section, changing the parameters of the model infer the

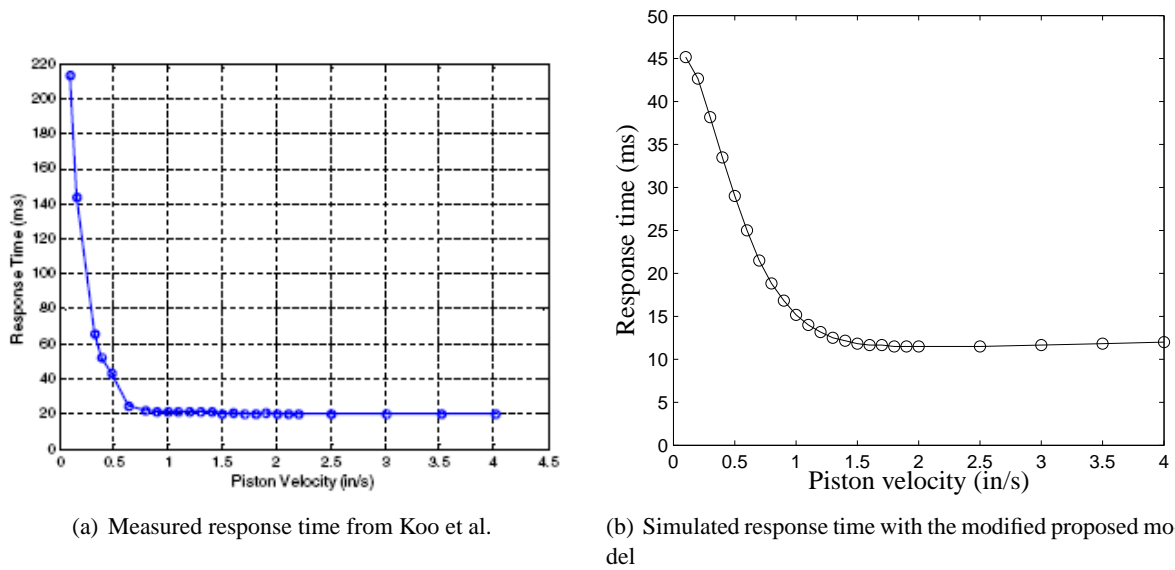


FIG. 2.18 – Damper response time as a function of piston velocity.

damper response to the current step. Therefore, it is not the proposed model that is questioned, but the values of its parameters and their validity domain.

These observations lead to conclude that the validity domain of the proposed model is limited to moderate displacement amplitudes (1.5 mm), which is the case of the vibratory excitations in the rest of this work⁶, and to non-fluctuating current, which does not correspond to the control conditions described later. However, as it will be described in the next chapter, the global performance of the semi-active isolator in simulation is nevertheless well correlated with the experiment, even if locally, in the time domain, the simulated damper force is not exactly equal to the measured force, especially when the current is fluctuating (95 % of correlation, however).

To better take into account the damper behaviour, it would be necessary to carry out some identification experiments with random displacement/random current. For instance, in [35], the current signal is a sequence of consecutive steps defined as follows :

- the amplitude of each step is randomly chosen (using a uniform distribution) in the range [0.0 ; 1.2] A ;
- the distance between the occurrence of two consecutive steps is randomly chosen (using a uniform distribution) in the range [10 ; 100] ms.

Another possibility could also to make the identification process “online”, during the control experiment.

Concerning the response time of the damper, it depends on several factors among which the current amplitude, the displacement and the velocity amplitude. A value between 10 ms and 30 ms⁷ seems to be in good agreement with the literature. However, it could probably still slightly decrease with the

⁶transient excitations with large displacement amplitude might require a specific

⁷In the next following chapters a time constant τ of 10 ms will be considered.

enhancement of current drivers and MR fluid properties.

2.6 Summary

MR dampers have a strongly non-linear behaviour. Their modeling is necessary for realistic simulations of semi-active control, but this is a hard task. There does not exist predictive modelling approaches based on constitutive behaviour laws of the MR fluid (elasto-visco-plastic material), and on the fluid mechanics equations. The current modelling approaches are therefore phenomenological, based on measurements of the characteristics of the damper. The material non-linearities are of several types among which :

- for a given magnetic field, above small strain rates and above a yield stress, the fluid flows as a visco-plastic material (post-yield region). The most simple model to capture this effect is the Bingham model.
- for a given magnetic field, for small strains, the fluid has an elastic behaviour (pre-yield region), because of an elastic deformation of the chains of particles. This provokes an hysteretic behaviour of the damper. Moreover, the fluid compressibility (of the carrier liquid) participates to the hysteresis by inducing elasticity of the damper under small displacement amplitudes.
- the constitutive parameters depends non-linearly on the magnetic field.

As a consequence, the adopted damper model is a non-linear viscous element with three parameters (using the hyperbolic tangent function), in series with an elastic element (Kelvin model, two parameters). Moreover, a mass element is used to decrease the numerical stiffness of the model. Three of the six parameters depend on the current.

The identification procedure of the parameters, updated on the measurements, is presented and the model is finally compared to the experimental measurements for sinusoidal motions at various frequencies and currents. The characterization has not taken into account the influence of the displacement amplitude, which plays a fundamental role on the behaviour of MR dampers. The characterization performed here is based on the assumption that the displacement amplitudes are moderate, i.e. between around 0.5 mm and 2mm. There is a good correlation (less than 10% error) in the ranges of currents and frequencies that concern the application of control. The discrepancies between the model and the experiment are mainly due to an overshoot of force when the piston accelerates (stiction phenomenon) that is not captured by the model. More parameters could be used to account for this, but the chosen model seems to be a good compromise between simplicity and accuracy.

Finally, the damper model is faced with a time-variant current experiment, which shows that the response time of the damper depends on several factors among which the current amplitude, the displacement and the velocity amplitude. A limitation of the proposed model is that it is not displacement-dependent. Few studies based on sine experiments have investigated current, displacement and velocity dependence. The best way to do that is probably the random-displacement/random voltage experiment. Further work on this aspect could be interesting. However, the proposed model is sufficient to assess the global performance of a semi-active isolator, as it will be shown in the next chapter.

Chapitre 3

Single axis semi-active isolation

Sommaire

3.1	Introduction	50
3.1.1	Review of semi-active control strategies	51
3.1.2	Performance of semi-active isolation	52
3.2	Experimental rig : optimal use of RD-1005-3	53
3.2.1	Three main limiting factors of the controllable damper	53
3.2.2	Effects of minimum and maximum damping forces	55
3.2.3	Effect of the time delay	55
3.2.4	Optimised design of a semi-active mount	55
3.2.5	Description of the sdof experimental rig	58
3.3	Harmonic excitations : clipped continuous vs. clipped on-off methods	59
3.3.1	Explicit clipped on-off skyhook control	59
3.3.2	Clipped on-off strategy with force feedback controller	59
3.3.3	Clipped continuous strategy with force feedback controller	61
3.3.4	Performance comparison for harmonic excitations	62
3.4	Correlation between the simulation and the experiment	64
3.4.1	Experimental results of coloured noise excitation	64
3.4.2	Simulation with the updated MR damper model	66
3.4.3	Simulation with the ideal damper model	69
3.5	Isolation performance for broadband excitations	73
3.5.1	Simulation results for a white noise velocity disturbance	74
3.5.2	Experimental results for broadband disturbances	76
3.5.3	Simulation results for a wide range of broadband excitations	84
3.5.4	Conclusion on the broadband excitations study	90
3.6	Isolation performance for the launch excitations	92
3.6.1	Launch excitations	92
3.6.2	Simulation results	92
3.7	Summary	96

3.1 Introduction

It has been known for a long time that semi-active isolation performs significantly better than passive isolation for harmonic disturbances, [17], without the knowledge of the disturbance frequency, which can vary during time¹. For broadband disturbances, semi-active control faces the contradiction to bring in the mean time high damping at low frequency and low damping at high frequency. However, this contradiction may not be damning by implementing clipped-continuous control, where the semi-active controller still try to emulate an active controller. But as it is stated in [44], semi-active vibration isolation “faces the difficulty that the relative velocity between the two bodies $\dot{x}_p - \dot{x}_b$ on which the SA controller operates contains higher frequency components than \dot{x}_p , which one tries to emulate”.

This chapter tries to give a more general insight on the comfort performance of semi-active isolation systems, compared to those of a passive systems, for a wide range of broadband disturbances. Indeed semi-active control behaves intrinsically in a non-linear way. It is not possible to assess its performance by using the transfer function of the output over the input², as the transfer function depends itself from the input. On the other hand the expression “broadband disturbances” covers a wide range of excitations. An attempt to sweep a lot of disturbances is made here. Both numerical and experimental approaches are used.

First, a comparison between the performance of clipped on-off and clipped-continuous strategies is made. A clipped-continuous skyhook damper controller, which shows superior performance for narrow-band as well as broadband excitations, is implemented with a force feedback tracking loop. Then, an experimental rig is realised after an optimisation study on the mechanical features of the commercial magneto-rheological damper that is used. Experimental measurements are then used to verify the validity of the models implemented in simulation.

This enables one to perform more systematically simulations, in order to analyse the benefit of performance from passive to semi-active systems, for a wide range of broadband disturbances. This is done by means of diagrams of conflict between high frequency isolation and low frequency amplification due to the isolator resonance.

A rule of the thumb is established, which tells that semi-active isolation performs significantly better than passive isolation when the acceleration disturbance spectrum has a stronger high frequency content than its low frequency content, for excitations of limited bandwidths (below 100 Hz). Experimental results confirm that trend.

Finally, semi-active isolation performance is evaluated for launch excitations, and is compared to the various broadband cases.

The results of this chapter are conceptual since they are limited to the single degree of freedom configuration. More complex structures, such as the hexapode studied in the next chapter, could induce different results.

¹typically rotating machines, which have time varying regimes.

²payload/base acceleration transmissibility for example.

3.1.1 Review of semi-active control strategies

Semi-Active (SA) control has been the subject of considerable research activity, but to date, there is no clear consensus on its use. The main goal of Semi-Active Vibration Isolation (SAVI) is to provide high damping level at low frequency to reduce the resonant response, while bringing the least possible damping level at higher frequencies, in order to take advantage of the natural high frequency roll-off of the passive system. As it is introduced in chapter 1.2, the Skyhook Damper Control (SDC) was found to be both simple and effective by Karnopp et al. [17]. Its extension to SAVI is termed clipped-continuous SDC [17]. The idea of the SA SDC is to emulate the active SDC only during the dissipative phases of control, because of the passivity constraint of the controllable damper³. Furthermore, the principle of emulation can be extended to any active control law⁴. In its active formulation, SDC is proved to be optimal for the sdof system [45], for a white-noise base velocity (infinite bandwidth). This proof is based on [15] and can be found in [7]. That is why SDC is so appropriate for the sdof base isolation configuration. In the literature, modern control techniques have been also implemented in an SA formulation. Clipped optimal control such as clipped LQG can be found in [46],[47], [48], [49], or clipped frequency shaping control in [50]. Robust control theory has also been derived in clipped formulation, with H_∞ [51], [52], or sliding mode control [53], [54], which is well adapted to non-linear systems.

The real challenge in SAVI control design is how to track the prescribed force, due to the non-linearity and causality of the damper behaviour. For these reasons, it is difficult or impossible to accurately predict the required current to obtain the prescribed force. Therefore, various tracking strategies have been devised. The most simple methods are on-off or bang-bang methods, where the damping level is switched between various states. In its most simple implementation, the clipped on-off strategy has a bi-state form [55]. Its simplicity is counterbalanced by poor performance compared to clipped-continuous control, as it is shown in [56] for broadband disturbance. In section 3.3.4, we show that this on-off control has intrinsic limitations and presents poor performance enhancement compared to Passive Vibration Isolation (PVI) also for harmonic disturbances. A more evolved implementation of on-off control is a n -state form, with resort to fuzzy logic [57], [58] or neural networks [59], for instance. Clipped-continuous strategies can be used to enhance the prescribed force tracking strategy. To cope with the non-linearity of the damper behaviour, some researches have focused on an approximate linear relationship between the applied voltage and the maximum damper force [47], some others on the inversion of the damper model [51], others still on its linearization [50], [56]. Here, a tracking strategy using a continuous force feedback loop, inspired from [43] and [6], is adopted for experimental implementation. This control strategy is detailed in section 3.3.3.

It is to be noted that nothing guarantees that the performance of a clipped version of an optimal control law will be optimal. This question is still an open issue. Some works have developed the formulation of a non-linear control problem, with a Lyapunov function to find optimal non-linear controls [60]. In particular, using the Maximum Principle of Pontryagin, an optimal SA control, which outperforms clipped-continuous SDC according to a comfort objective, was found to be a bang-bang control based on payload acceleration feedback [61].

³the passivity constraint means that the damper is only able to dissipate energy

⁴Note however that the SA performance is a priori more effective if the active control law is mainly dissipative. Hence the idea is to favour active damping rather than active softening control strategies, for instance.

3.1.2 Performance of semi-active isolation

The clipped continuous control performance for harmonic disturbances is evaluated and compared to the on-off strategy in section 3.3.4.

Whatever the degree of sophistication of SA control, it should be kept in mind that the main objective of SAVI is to supply high damping around the suspension natural frequency, while bringing the least possible damping level at higher frequencies. As it is shown in section 3.3, this goal is fully achieved for narrowband isolation with the actual devices available on the market, despite their response time. As it is presented in section 3.2.4, the performance for tonal disturbances is very satisfactory if we proceed to an optimisation of the mechanical and control parameters of the mount. In particular, it appeared that the range of available damper force is a very important criterion. In this respect, the minimum damping force (under zero field) has to be small compared to the typical levels of the prescribed force⁵.

For broadband isolation (spectrum distributed both below and above $f_n\sqrt{2}$, f_n being the natural suspension frequency), this goal is harder to achieve because the damper force has a wider spectrum than the prescribed force [44]. Theoretically, SAVI performance is still much better than PVI performance [17], even if the damping level tries to switch very fast. However, it is known that the MRD response time (in the order of 25 ms) is quite large and depends on several operational factors [63]. The response time consequently deteriorates the attenuation performance, as it is shown in section 3.2.3. There are few published works on the effect of time delay on SA broadband isolation, which is nevertheless a very important limiting factor for practical applications. We can mention however on this subject the work published in [64]. Moreover, some work focuses on control strategies that take into account the damper time delay, but the spectrum of disturbance is generally not very large, [65] or even tonal, [66], [61].

Finally, the control performance of the envisaged clipped continuous control strategy for various types of broadband excitations is evaluated experimentally and the results are presented in sections 3.5.

⁵Similar recommendation on the minimum damping ratio is also drawn in [62] and in [56]

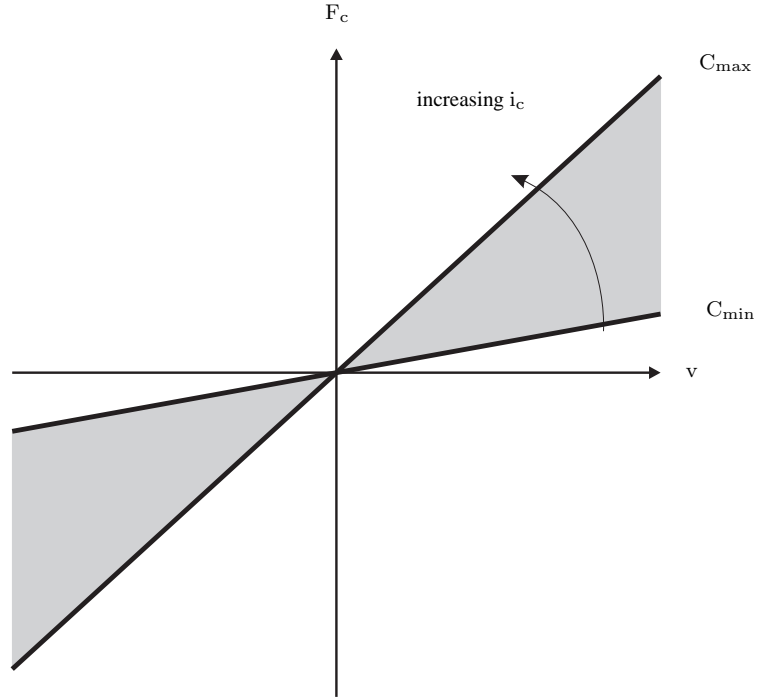


FIG. 3.1 – Ideal controllable damper model

3.2 Experimental rig : optimal use of RD-1005-3

3.2.1 Three main limiting factors of the controllable damper

The goal of the simulations presented here is not to show numerical results that represent or predict the experimental results but to identify the limiting parameters of SAVI and to make an optimised design of the SA mount with these limiting constraints. For this, we simulate an SA mount with an ideal damper model shown in Figure 3.1 and we progressively deteriorate its performance. In this paper the damping ratios will be defined as $\xi = c/2m\omega_n$, where c is a damping constant. There are three main limiting factors. The first is c_{min} , zero current damping coefficient, or the damping ratio ξ_{min} . The second is c_{max} , maximum current damping coefficient, or ξ_{max} . The third one is τ : the time constant of the first-order transfer function between the desired current and the realised current i_c . This represents the overall dynamics of the damper force, which is due in reality to a combination of the dynamics of several contributors, such as the electrical circuit, the rheological change, the preyield effect, the fluid dynamics, etc.

To analyse the effects of these three parameters, the SA control law used as reference is a clipped-continuous SDC, implemented with an invertible damper model, shown in figure 3.1. The control law, with the idealised controllable damper current i_c a causal and invertible function of the force F_c is

$$F_c = \begin{cases} -c_{sky}\dot{x}_p & \text{if } \dot{x}_p(\dot{x}_p - \dot{x}_b) \geq 0 \\ -c_{min}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) & \text{if } \dot{x}_p(\dot{x}_p - \dot{x}_b) < 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

where c_{sky} is the SDC feedback gain (and ξ_{sky} the associated damping ratio).

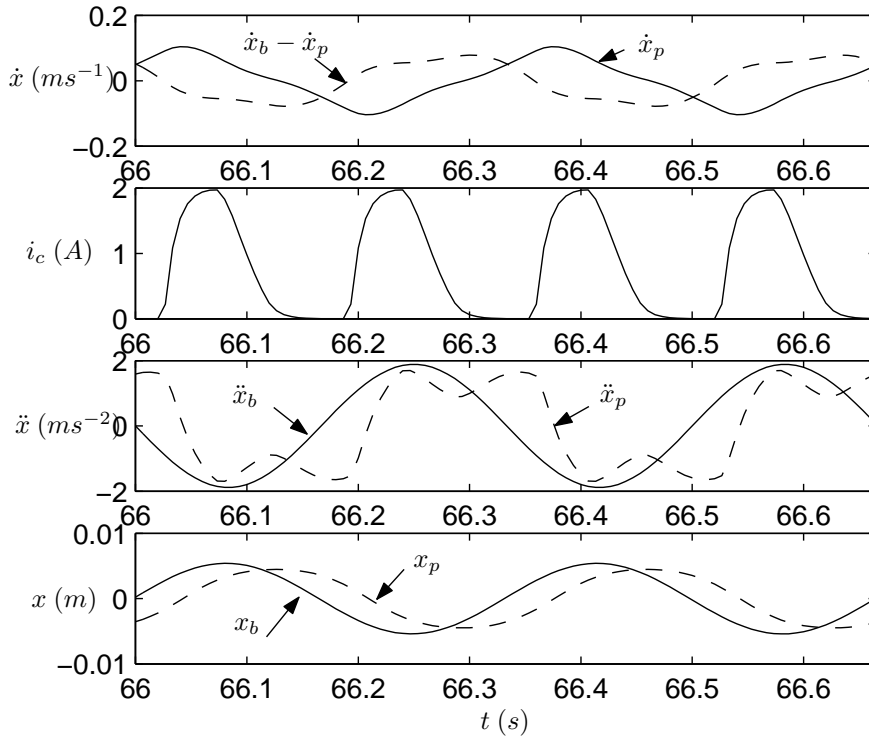


FIG. 3.2 – Time sequence of some isolation system variables during semi-active control, under a sinusoidal excitation at 3 Hz.

The active control law used as a reference is a SDC, with added passive damping ξ_{min} , denoted A_{ref} , whose transmissibility is

$$H_{Aref} = \frac{\ddot{x}_p}{\ddot{x}_b} = \frac{1 + 2\xi_{min} \frac{s}{\omega_n}}{1 + 2(\xi_{min} + \xi_{sky}) \frac{s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (3.2)$$

SAVI being non-linear, linear analysis can not be used. For a sinusoidal input, the output is periodic but contains higher harmonics, as seen in figure 3.2. The criterion of transmissibility taken here for narrowband (tonal) analysis is the ratio of the amplitudes of the output and the input accelerations, that is H_{sa1} according to the following set of definitions

$$\begin{cases} H_{sa1} = \frac{\max(\ddot{x}_p)}{\max(\ddot{x}_b)} \\ H_{sa2} = \frac{RMS(\ddot{x}_p)}{RMS(\ddot{x}_b)} \\ H_{sa3} = \frac{\max(x_p)}{\max(x_b)} \\ H_{sa4} = \frac{RMS(x_p)}{RMS(x_b)} \end{cases} \quad (3.3)$$

We look at this ratio for various frequencies from 1 Hz to 100 Hz.

3.2.2 Effects of minimum and maximum damping forces

The effect of ξ_{min} can be clearly seen at high frequency where the SA transmissibility is naturally limited by the active transmissibility A_{ref} , which, according to equation (3.2) tends to $2\xi_{min}\omega_n/s$ if $\xi_{min} \neq 0$ (-20 dB/dec roll-off). **Therefore, it is desired to have the lowest ξ_{min} possible.** The effect of ξ_{max} is visible at low frequency. If ξ_{max} is not sufficient ($\xi_{max} < \xi_{sky}$), the damping of the suspension mode controlled by ξ_{sky} can not be realised. **Therefore, it is desired to have the highest ξ_{max} possible.** In so far as a controllable damper has a limited force range, its design for isolation of a certain payload mass is therefore a trade-off. For instance, the MRD used in this study has a force range such that $\xi_{max}/\xi_{min} \approx 10$. Thus, a first design criterion (mechanical design) is to use the whole damper force range (in some studies, the maximum force used is unfortunately below the maximum available force, [67] or [68]). Finally, a last design parameter (control design) is ξ_{sky} . Critical damping ($\xi_{sky} = 1$) is probably to be favoured but it may not be the best choice. Note that for a white-noise base velocity, with a compromise between comfort and clearance space, the value $\xi_{sky} = 0.707$ is optimal for the active SDC [45]. The optimal value is highly dependent on the disturbance and on the isolation objective.

3.2.3 Effect of the time delay

In the time domain, the effect of τ is obvious : at the time t_{off} of the transition between a dissipative phase to a non-dissipative phase, the current is switched from on to off. However the damping is minimum only from $t_{off} + 3\tau$ (3τ is the time when the output achieves 95% of a step input). During the period $t_{off} \leq t \leq t_{off} + 3\tau$, some damping is still present and deteriorates the response. The same effect occurs of course during the transition from non-dissipative to dissipative behaviour. This effect is negligible if $3\tau \leq 1/4f_{exc}$, where f_{exc} is the excitation frequency (there is a factor 4 because there are 4 switches per period). The time delay effect for narrowband disturbance can be seen in Figure 3.3. Isolation at -12 dB (the chosen performance criterion) is reduced at higher frequencies.

3.2.4 Optimised design of a semi-active mount

Having in mind the aforementioned limiting parameters, the following problem can be set : for an isolator of natural frequency f_n (here, $f_n = 4.1$ Hz), given a time constant $\tau \approx 10$ ms (time delay 3τ), a damping range $\xi_{max}/\xi_{min} \approx 10$, what values should be chosen for the control parameter ξ_{sky} and the mechanical parameter ξ_{max} to get -12 dB of isolation at the lowest possible frequency ? Thus a performance criterion $J = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{-12dB}} (H_{SA}(\omega) - (-12)) d\omega$ is defined and its minimisation with respect to ξ_{sky} and ξ_{max} is computed (using, here, a Nelder-Mead optimisation method). The algorithm locates the minimum (see Figure 3.4(a)) for the set of parameters ($\xi_{sky} = 0.79$, $\xi_{max} = 1.32$, $\xi_{min} = 0.132$). Though this method is heuristic, it can be useful to dimension both mechanical and control parameters of an SA mount, while being simple. It is to be noted that, for various natural frequencies, we always obtain a ratio ξ_{max}/ξ_{sky} greater than 1.25. This is due to the fact that the SA effort is proportional to $|\dot{x}_p - \dot{x}_b|$, whereas the active prescribed effort is proportional to $|\dot{x}_p|$, and $|\dot{x}_p - \dot{x}_b| < |\dot{x}_p|$. As it can be seen in Figure 3.4(b), after optimisation, SAVI performance for narrowband excitation is quite satisfactory in spite of the time delay and the limited force range. It is clearly superior to any passive system.

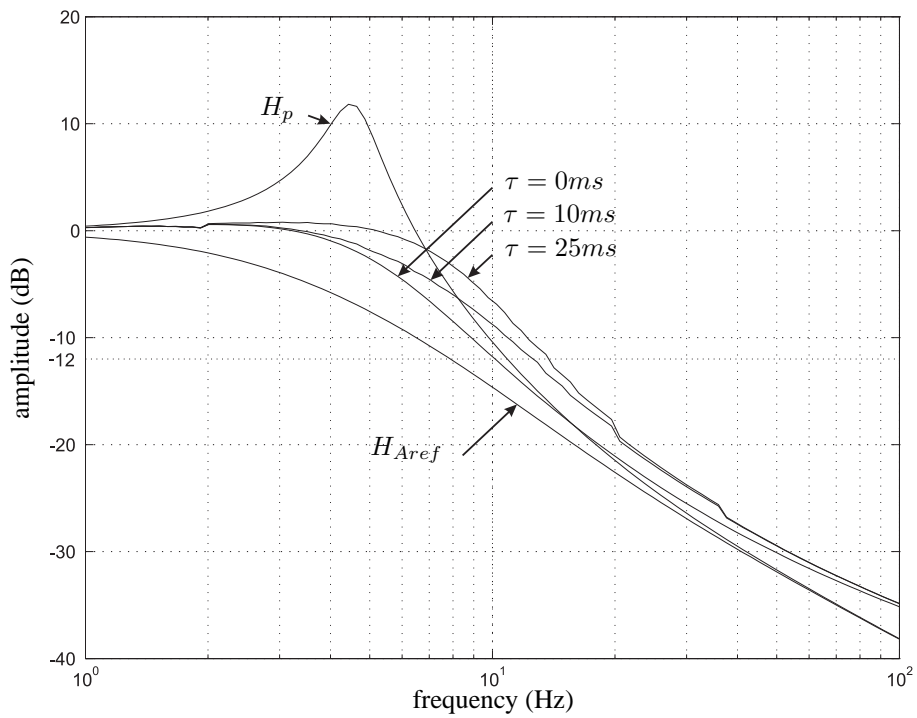
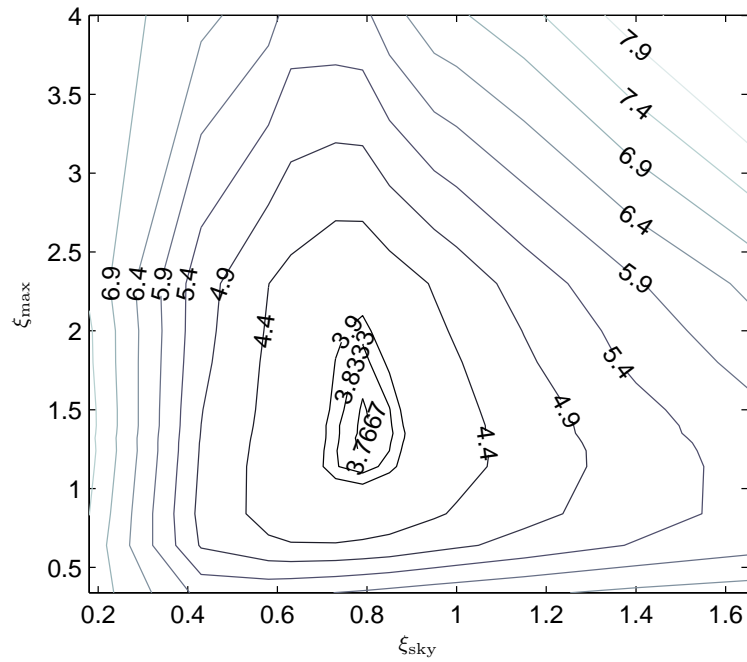
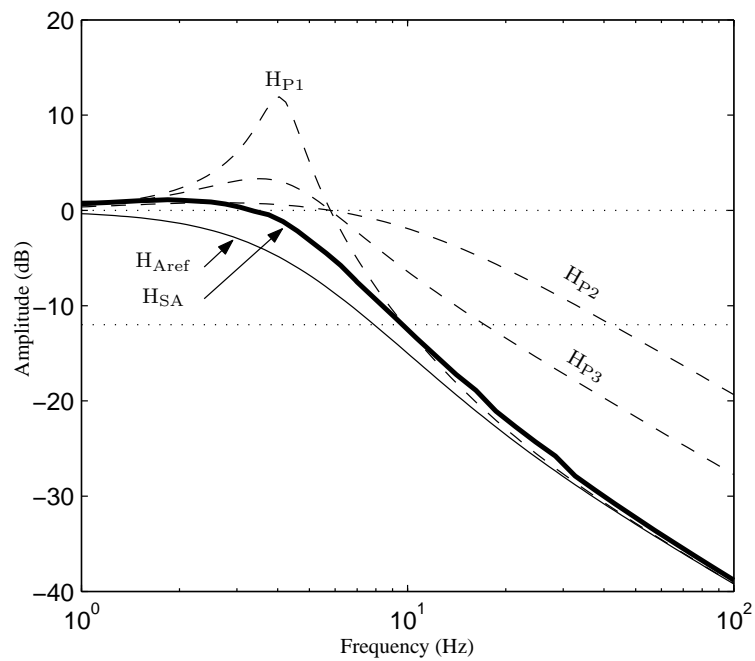


FIG. 3.3 – Time delay effect for narrowband disturbances. H_p : passive $\xi_{min} = 0.127$. H_{Aref} : active reference ($\xi_{sky} = 1$ and $\xi_{min} = 0.127$). The other curves are SA transmissibilities ($\xi_{min} = 0.127$ and $\xi_{max} = 1.27$) for various electrical time constants.



(a) Contour of the performance criterion J .



(b) Transmissibilities. (thick solid line) optimal SA with $\xi_{sky} = 0.79$, $\xi_{max} = 1.32$, $\xi_{min} = 0.132$. (dashed lines) passive systems : H_{P1} with $\xi_1 = \xi_{min}$, H_{P2} with $\xi_2 = \xi_{max}$ and H_{P3} with $\xi_3 = 0.5$. (thin solid line) H_{Aref} .

FIG. 3.4 – Isolation performance for tonal vibration - Simulation results.

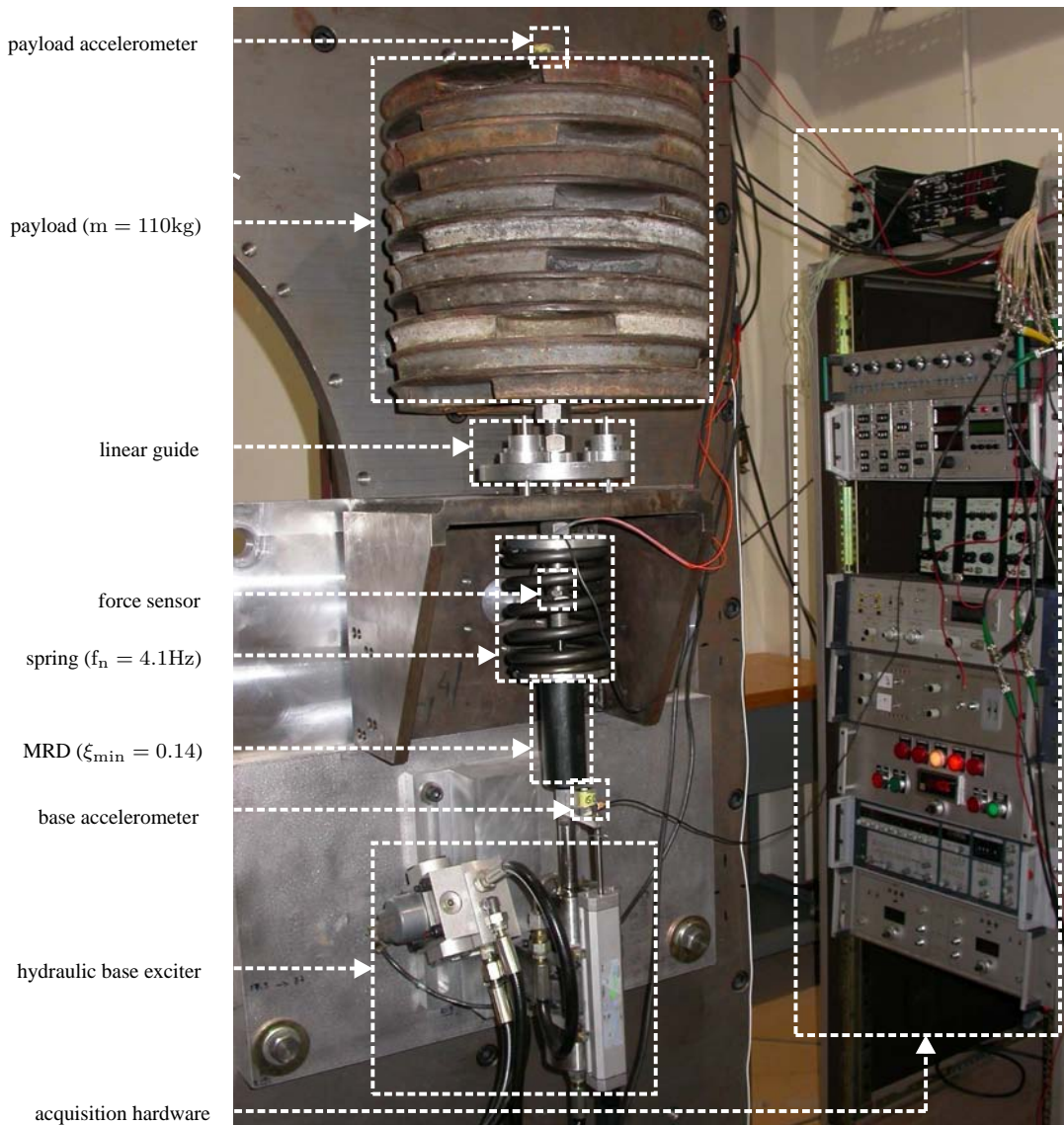


FIG. 3.5 – Experimental implementation of semi-active isolation.

3.2.5 Description of the sdof experimental rig

The experimental rig is shown and described in Figure 3.5. The main features of this setup are the following : natural frequency of the mount, $f_n = 4.1$ Hz, minimum damping ratio, $\xi_{min} = 0.14$ (at $i_c = 0$ A), maximum damping ratio, around $\xi_{max} = 1.5$ (at $i_c = 1.7$ A). In this experiment, the base of the isolation mount is excited by a hydraulic actuator commanded by an input voltage. The transfer function between the voltage and the displacement of the hydraulic actuator is a low-pass filter with a 3dB cut-off frequency at around 8 Hz.

3.3 Harmonic excitations : clipped continuous vs. clipped on-off methods

The real challenge in SAVI control design is how to track the prescribed force, due to the non-linearity and causality of the damper behaviour. For these reasons, it is difficult or impossible to accurately predict the required current to obtain the prescribed force. Therefore, various tracking strategies have been devised, among which the most famous are clipped on-off and clipped continuous methods. In this section, both methods are evaluated and compared for harmonic disturbances. There is a clear compromise between the complexity of the controller and its efficiency. However, it is shown in this section that the basic clipped on-off strategy does not have better performance than the optimal passive system, which has motivated the resort of a clipped continuous strategy in this thesis.

3.3.1 Explicit clipped on-off skyhook control

In equation 1.14, the clipped continuous SDC was introduced : the damping coefficient is switched between a minimum value and a value changing continuously⁶ over time. However, it is difficult in practice to accurately predict the required current to obtain this continuously changing value. Therefore, the clipped on-off version of the SDC has been introduced. It consists in clipping between zero current and a fixed value of current, which is often the maximum available current, which leads in term of damping coefficient to clip between a minimum value C_{min} and a maximum value C_{max} i.e.

$$c_c = \begin{cases} C_{max} & \text{if } \dot{x}_p (\dot{x}_p - \dot{x}_b) \geq 0 \\ C_{min} & \text{if } \dot{x}_p (\dot{x}_p - \dot{x}_b) < 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

Therefore this control strategy enables one to approximate the clipped continuous SDC. But historically, its introduction has also been motivated by the use of bi-state valves in variable orifice dampers, which are less expensive than the fast responding servo-valves. Today, the development of MR dampers is a breakthrough in technology since they can provide by nature a continuously variable damping force without any movable part, which makes them more compact and cheaper.

3.3.2 Clipped on-off strategy with force feedback controller

SA control has been particularly investigated for suspension systems but has also been extended to any kind of flexible structures [69]. This has motivated the generalisation of the aforementioned clipped on-off SDC. This can be done via an explicit criterion, as in 3.4 with a criterion on velocities, or via an implicit criterion based on force feedback, which is the most general clipped on-off strategy, applicable to the emulation of any active control law. This is described in figure 3.6, where F_c is the MR damper force, controlled by the current i_c . Z_m is a vector of measured data that enables one to determine a desired force F_a , derived from an active controller. The semi-active isolator can be described as well in a block diagram form as seen in figure 3.7. First, an active controller calculates a desired active force F_a . Then, a secondary “clip & track” controller tries to replicate the desired force. This requires the measurement of the MRD force.

The “clip & track” strategy, introduced by Dyke [70], is illustrated in figure 3.8(a). When F_a and F_c have the same sign and F_c is smaller than F_a , the current is set to its maximum value so that $|F_c|$

⁶hence the name “clipped continuous”

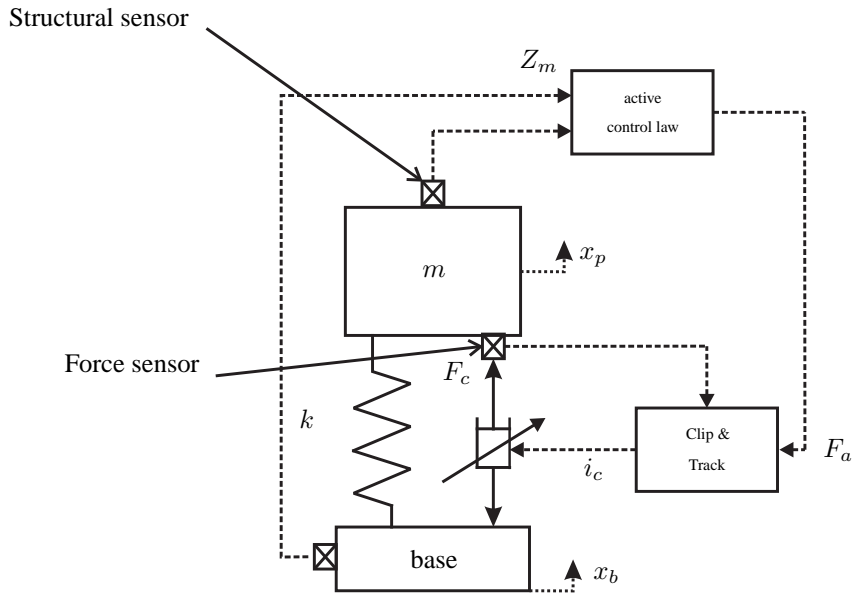


FIG. 3.6 – General form of a semi-active isolator.

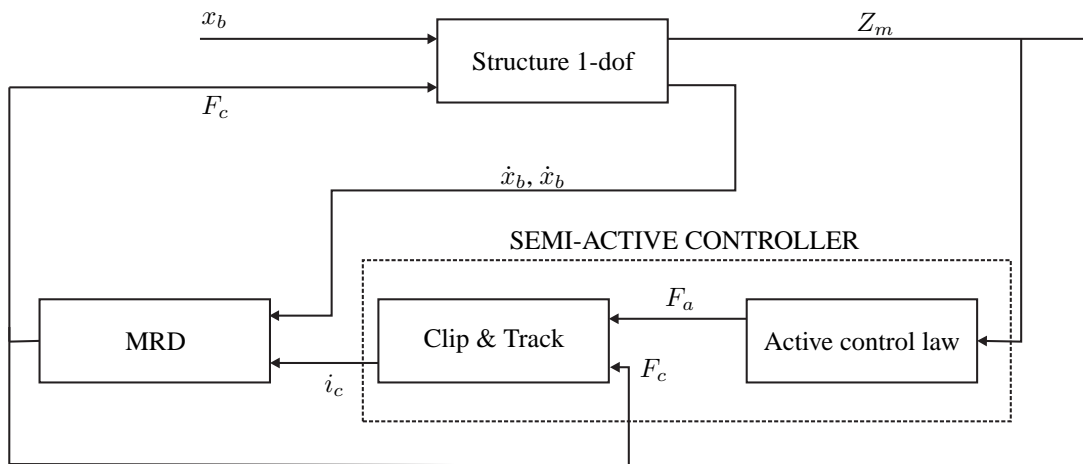


FIG. 3.7 – Block diagram of a general semi-active control strategy.

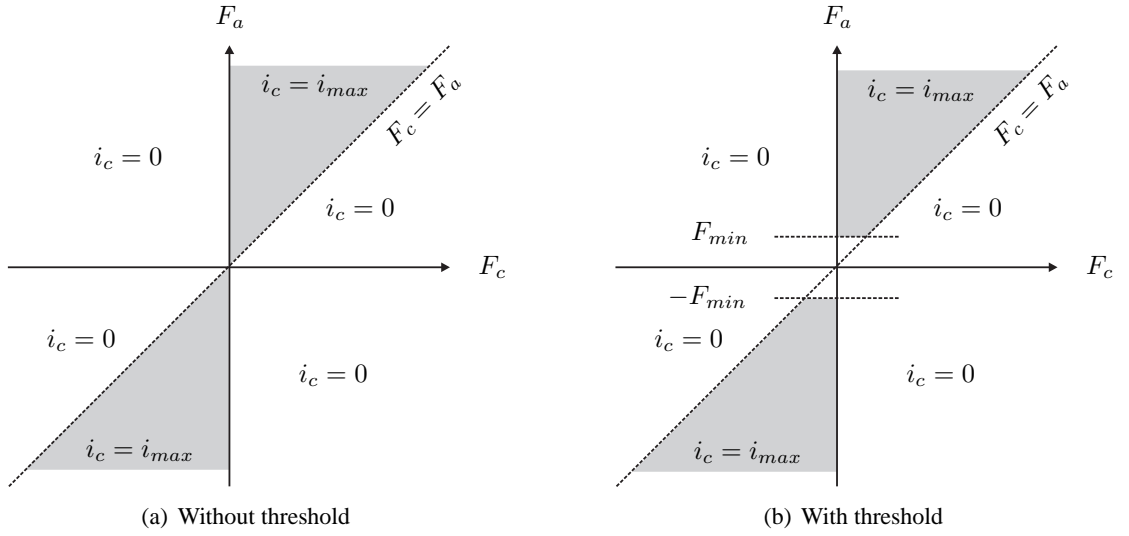


FIG. 3.8 – Clipped on-off controller.

increases. In the opposite case, the current is set to 0 in order to have the least detrimental effect of damping on the structures. The equation of on-off force feedback control is

$$i_c = i_{max} \mathbf{1} [(F_a - F_c) F_c] \quad (3.5)$$

where $\mathbf{1}(\cdot)$ is the Heavyside function.

A variation of this strategy has been proposed in [71], where broadband disturbances were controlled with an LQG approach. It consists in applying a threshold to the controlled force, i.e. the control current remains zero below a minimum force F_{min} . The motivation of this threshold, presented in [71], is that “the desired force includes an offset and some noise because the sensor outputs in the experiment include some dc offset and noise as well. The influence of these errors can be significant in the case of small vibration. Thus, the controller may send an incorrect signal to the damper, especially for ambient vibration.” Moreover, some experimental results, which are not reported here, have shown that it enhances the isolation performance of broadband disturbance, particularly at high frequencies, where it is not desirable to introduce damping. This clipped on-off strategy with threshold is schematized in figure 3.8(b) and described by the control law

$$i_c = \begin{cases} i_{max} \mathbf{1} [(F_a - F_c) F_c] & \text{if } F_a \geq F_{min} \\ 0 & \text{if } F_a < F_{min} \end{cases} \quad (3.6)$$

The clipped on-off methods suffer from a lack of robustness⁷ [56] and have poor efficiency compared to clipped continuous methods, which are hardly more complicated to implement.

3.3.3 Clipped continuous strategy with force feedback controller

Instead of on-off tracking strategies, continuous tracking strategies can be used, as shown in figure 3.9. To minimize the error between F_a and F_c , a Proportional controller with a gain k_p ⁸ is used, only

⁷the optimal control parameters i_{max} and F_{min} depends on the excitation.

⁸more generally, a PID controller could be used.

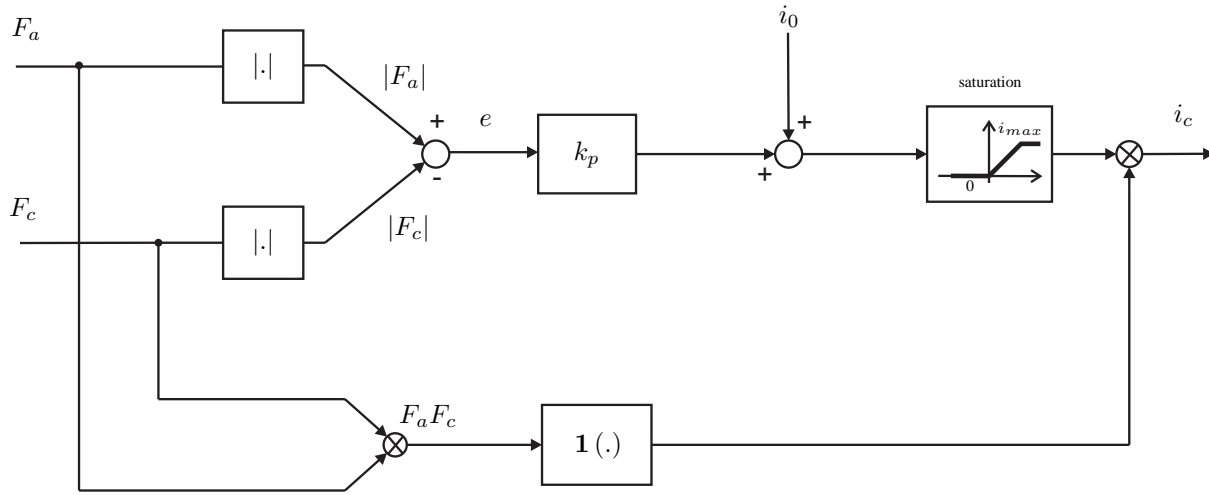


FIG. 3.9 – Semi-active clipped continuous force feedback control via PI controller.

when F_a and F_c have the same sign⁹, hence the use of a Heaviside switching function applied to the product $F_a F_c$. This control is proposed in [43], without the use of the bias current i_0 . This bias input is proposed in [6] in order to “increase the working band where a proportional feedback is achieved”. However, we believe that this bias does not have a good effect since it leads to increase ξ_{min} , which is detrimental to the control performance, as seen in 3.2.1.

3.3.4 Performance comparison for harmonic excitations

To evaluate the isolation performance of the clipped on-off strategy, the idealised damper model with an instantaneous time response ($\tau = 0$ ms) is used. The natural frequency of the isolator is chosen to be 3 Hz. In order to damp correctly the isolator mode, a minimum value of ξ_{max} is required. This value is chosen to be $\xi_{max} = 1.27$. The minimum damping ratio is supposed to be ten times smaller than its maximum damping ratio, that is to say $\xi_{min} = 0.127$.

The performance of the clipped on-off SDC presented in the figure 3.10(a) can be compared to figure 3.10(b) for the continuous version. The isolation frequency at -12 dB moves from 6.8 Hz (continuous) to 16 Hz (on-off), this without even considering any time delay due to the magnetic coil. As shown in figure 3.10(a), the semi-active isolation performance is very close :

- to that of a passive isolation system with a damping ratio of $\xi = \frac{\xi_{min} + \xi_{max}}{2}$, at high frequency ;
- to that of a passive isolation system with $\xi = \xi_{max}$, at low frequency.

As a consequence, compared to the passive system with $\xi = \frac{\xi_{min} + \xi_{max}}{2}$, there is only 1dB (10%) of improvement around the resonance. So, it is probably not necessary to implement a semi-active isolation system for such a marginal improvement. Note however that in terms of the other transmissibilities the isolation performance is better : the frequency of isolation at -12 dB occurs at 10 and 7 Hz respectively for H_{sa2} and H_{sa3} . It is worth noting that several studies (e.g. [68], [72]) compare the performance of the clipped on-off control (and other semi-active controls) with the performance of the passive off ($\xi = \xi_{min}$) and the passive on ($\xi = \xi_{max}$). Some of these studies conclude that, under certain type of excitations (either low frequency or high, but not in a wide frequency range), the semi-active system provides better

⁹i.e. when the desired force F_a is dissipative since F_c has basically the same sign as $\dot{x}_p - \dot{x}_b$, see chapter 2

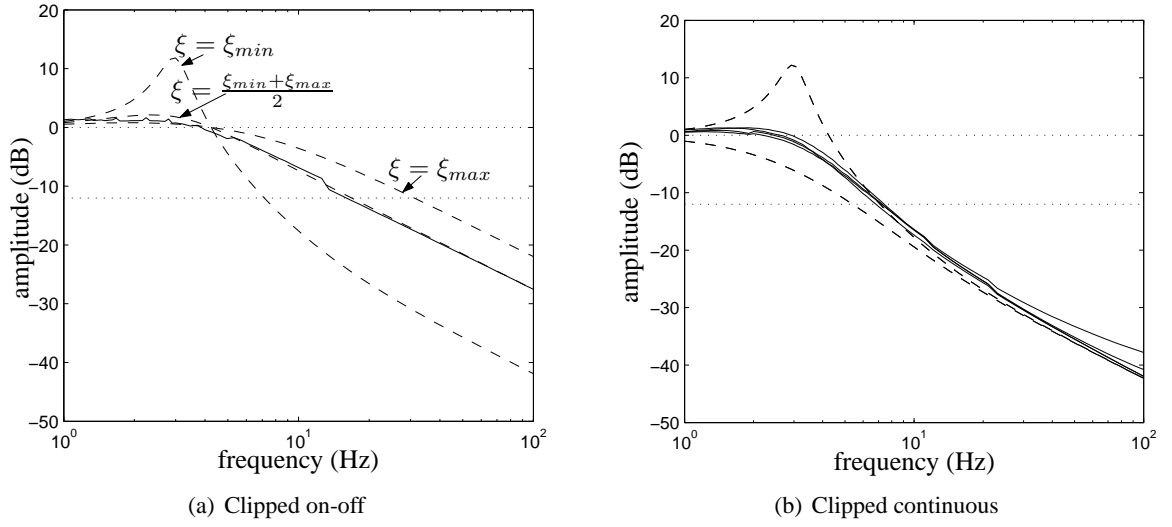
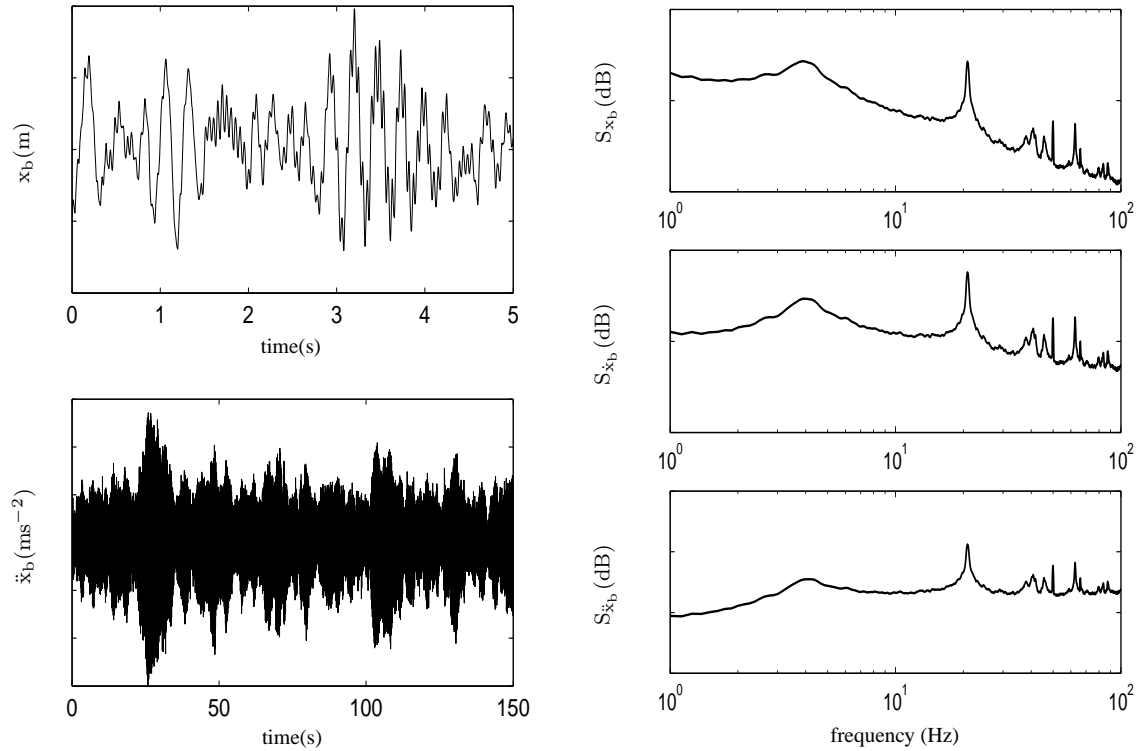


FIG. 3.10 – Isolation performance of the clipped on-off and continuous SDC with $\xi_{min} = 0.127$ and $\xi_{max} = 1.2$ and $\xi_{sky} = 0.9$. (–) semi-active control, (– –) passive isolator for various damping ratios.

results than such passive systems. However, we conclude here that the clipped on-off strategy is nearly equivalent to a passive system with $\xi = \frac{\xi_{min} + \xi_{max}}{2}$. This observation is similar to some conclusions found in [67], where a set of four MR dampers were installed on heavy truck primary suspension.

Clipped continuous and clipped on-off SDC have also been compared in [56] for broadband excitations. The authors conclude that the on-off system is very sensitive to the input conditions, and “that the ‘straightforward’ on-off system may in fact need a rather more complex control strategy to alter the controller gain according to the excitation”. Moreover, they show that the on-off interest compared to the optimal passive system decreases as the frequency content increases.

Therefore, the utilization of this control strategy is very arguable. However, for broadband disturbances, clipped continuous methods provide less good efficiency than for tonal disturbances, because of the response time of the damper, as it is shown in the section 3.5.1. However, a mean to reduce the MRD response time is to overdrive the damper at its maximum level of current, as suggested by Ahmadian et al., [40]. Indeed, the response time decreases with the level of current. As a consequence, as said in [40], “it may be possible to achieve the desired force at lower currents sooner by overdriving the damper at 2 A until the desired force is reached.” This technique is precisely a clipped on-off strategy. Therefore, the interest of clipped on-off methods could be for broadband disturbances using a force threshold, as presented in equation 3.6. Without any threshold, its performance lies between those of clipped continuous control and optimal passive system, as shown in [56]. Further investigations on this subject could be interesting.



(a) Time responses (displacement, acceleration).

(b) Auto-Power Spectra (displacement, velocity, acceleration).

FIG. 3.11 – Coloured noise disturbance case.

3.4 Correlation between the simulation and the experiment

The correlation between the experiment and the SAVI model is evaluated in the case of a random coloured noise disturbance. First, this excitation case is described and some experimental results of SAVI are given. Then, the correlation with the SAVI model using the updated MRD model described in chapter 2 is evaluated both in the time and the frequency domain. As the MRD model is numerically stiff, the simulations are costly in time. Therefore, the ideal damper model may be sufficient for a global estimation of SAVI performance. To validate this procedure, the correlation with the SAVI model using the ideal damper model is evaluated in the frequency domain.

3.4.1 Experimental results of coloured noise excitation

Coloured noise excitation

This case is representative of boosters pressure oscillations, [73]. Indeed, the base motion of the payload is, at some stage, a random process filtered by the structural modes of the launcher. To emulate this type of excitation, the input voltage was generated by a white-noise process, filtered by the transfer function H_f expressed in equation 3.7. The frequencies of the peaks are $f_1 = 4$ Hz, $f_2 = 20.9$ Hz and

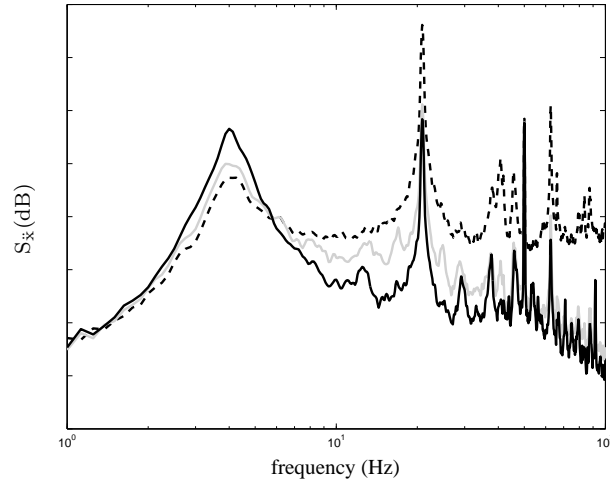


FIG. 3.12 – Base (dotted line) and payload (solid lines) accelerations APS. Comparison between PVI and SAVI. black curve : passive, $\xi = 0.14$; grey curve : SA, $\xi_{sky} = 1$. (Experimental results)

$f_1 = 40.5$ Hz, and the associated damping ratios are $\xi_1 = 0.1$, $\xi_2 = 0.001$ and $\xi_3 = 0.1$. The frequency of the first peak was chosen to correspond exactly to the isolator natural frequency whereas the other ones are at higher frequency, in order to illustrate the ability of the controller to deal with broadband excitation. The resulting base Auto-Power Spectra (APS)¹⁰ (displacement, velocity, acceleration) are shown in figure 3.11(b).

$$H_f = \sum_{k=1}^3 H_k \quad \text{with} \quad H_k = \frac{2\xi_k \frac{s}{\omega_k} + 1}{\frac{s^2}{\omega_k^2} + 2\xi_k \frac{s}{\omega_k} + 1}, \quad k = 1, 2, 3 \quad (3.7)$$

Isolation performance for the coloured noise excitation

The coloured noise excitation is implemented experimentally in the sdof mount, see 3.2.5, and the performance of SAVI with clipped-continuous force feedback control, defined in section 3.3.3 are investigated. In figure 3.12, which shows the APS of the payload and the base accelerations, we can see the ability of the SAVI system to attenuate well the high frequency content of the disturbance, especially the second peak at 20.9 Hz, without amplifying the level of vibration around the resonance. In this respect, the performance of the SAVI system are better than the open-loop isolator (or passive off). More detailed performance evaluation of this case are given in section 3.5.3.

¹⁰the APS S_{xx} and the Power Spectral Density (PSD) are related by $S_{xx} = \Delta f / 2P_{xx}$, where Δf is the frequency resolution.

TAB. 3.1 – Correlation between experimental and simulation results with MRD model. OL = Open Loop. CL = Closed Loop.

	F_c / OL	F_c / CL	\ddot{x}_p / OL	\ddot{x}_p / CL	U_c / CL	i_c / CL
$\text{Corr}(x, y)$	96.4 %	94.4 %	85.1 %	84.1 %	62.4 %	–
RMS value, exp.	82.2 N	123 N	1.17 ms^{-2}	1.26 ms^{-2}	0.30 V	–
RMS value, sim.	92.0 N	109 N	1.09 ms^{-2}	1.03 ms^{-2}	0.35 V	0.04 A

3.4.2 Simulation with the updated MR damper model

The MRD model defined in chapter 2 is recalled

$$\left\{ \begin{array}{l} F_d = k_{pre}(i_c)(x_2 - x_1) + c_{pre}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ m_1 \ddot{x}_1 = k_{pre}(i_c)(x_2 - x_1) + c_{pre}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \chi(\dot{x}_1, i_c) \\ \chi(\dot{x}_1, i_c) = F_y(i_c) \tanh(\alpha \dot{x}_1) + c_{post}(i_c) \dot{x}_1 \\ k_{pre}(i_c) = a_{pr} + b_{pr} \tanh(c_{pr} i_c) \\ c_{pre} = \text{constant} \\ F_y(i_c) = a_y + b_y \left(1 + \frac{c_y}{d_y - c_y} e^{-i_c/c_y} + \frac{d_y}{c_y - d_y} e^{-i_c/d_y} \right) \\ \alpha = \text{constant} \\ c_{post}(i_c) = a_{po} + b_{po} \tanh(c_{po} i_c) \end{array} \right. \quad (3.8)$$

The current driver dynamics that was discussed in 2.5, is modeled by a first order linear system with a time constant $\tau = 10 \text{ ms}$, which is twice the measured value of the rising phase, but which may take into account some delays that would not have appeared in the sine identification. At worst, this gives a lower bound of the damper performance.

The experimental and numerical results of damper force and payload acceleration are compared in figures 3.13 and 3.14 respectively, both in time and frequency domains, with and without control. Concerning the damper force, the correlation is globally quite satisfactory, slightly better in the passive case than in the case with control. This is consistent with the observations made in section 2.5.3, because the case with control is a time-variant current case, which is not represented by the identification conditions used to build the MRD model. However, defining the correlation coefficient between two signals x and y by

$$\text{Corr}(x, y) = \frac{C(x, y)}{\sqrt{C(x, x) * C(y, y)}} \quad (3.9)$$

where the covariance is

$$C(x, y) = E[x * y] \quad (3.10)$$

the damper force with (Closed Loop, CL) and without (Open Loop, OL) control is quite well represented in simulation, as it can be seen in table 3.1.

As regards the payload acceleration, the correlation is less good, with a correlation coefficient of around 85 %, with and without control. Looking at the time response, 3.14, the measured accelerations seem noisy. This is verified in the frequency domain : the experimental measurements present a strong peak

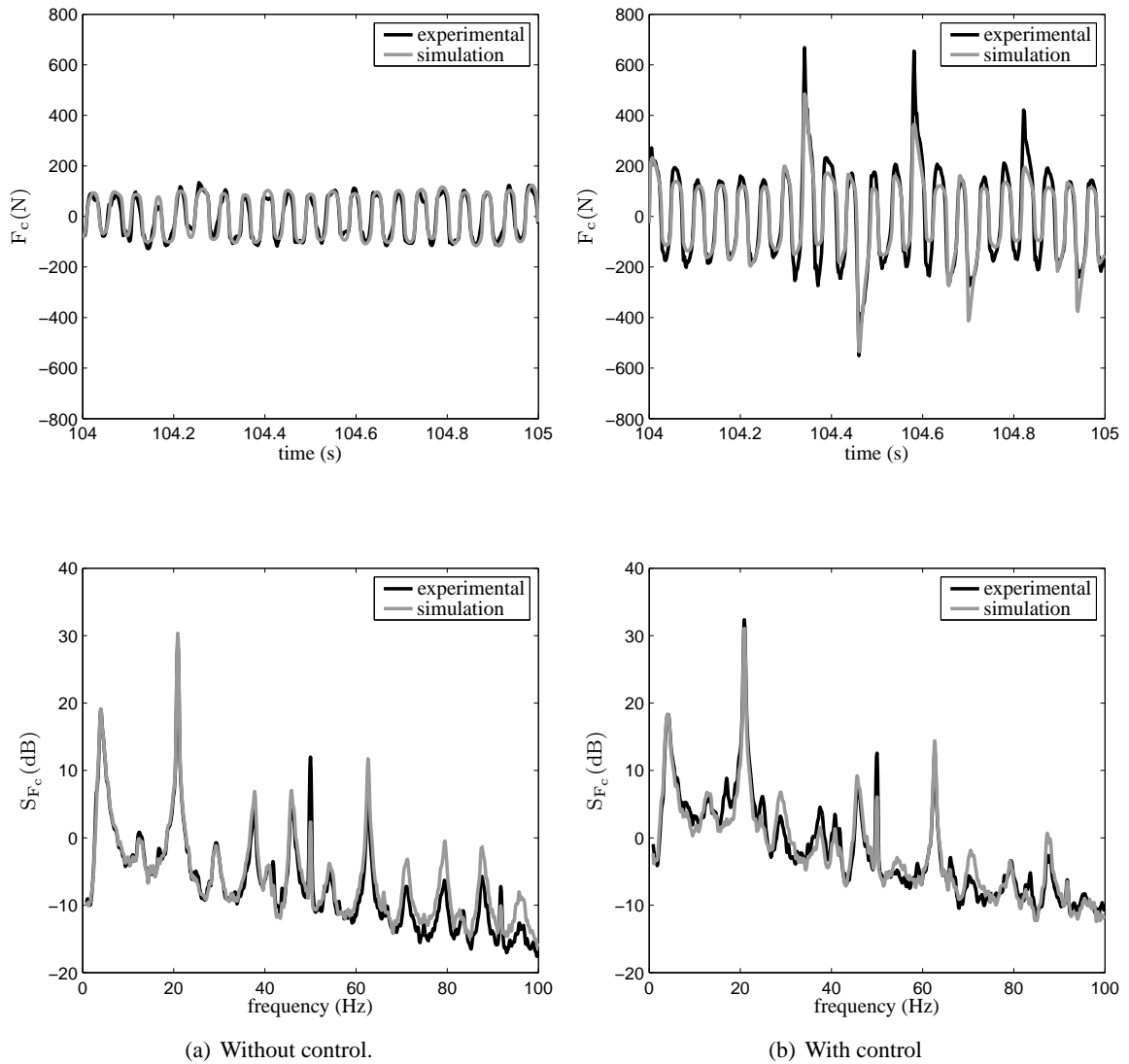


FIG. 3.13 – Correlation between experiment and simulation with MRD model. MR damper force time and APS responses.

at 50 Hz, that is not so strong in simulation (25 dB of difference). This peak is also present in the base acceleration measurement, see figure 3.12, which is used as simulation input. This explains that it is present in the simulated payload acceleration (it is also present in the simulated force response). As a consequence, it is concluded that the poor correlation between experimental and numerical results for the payload acceleration response is due to a bad signal-to-noise ratio of the measured acceleration, caused by a bad electrical isolation of the accelerometer. Note that the measured damper force is also more noisy than in simulation, which can also add a source of discrepancy. **However, despite the 50 Hz noise, the frequency domain reveals globally a good correlation between the simulation and the experiment.**

To finish with, in figure 3.15, the input voltage of the current driver, sent by the DSPACE, is compared to the simulated control voltage, and the simulated output current is shown. Table 3.1 reveals a very bad correlation on the control voltage, which is a weakness of the MRD model.

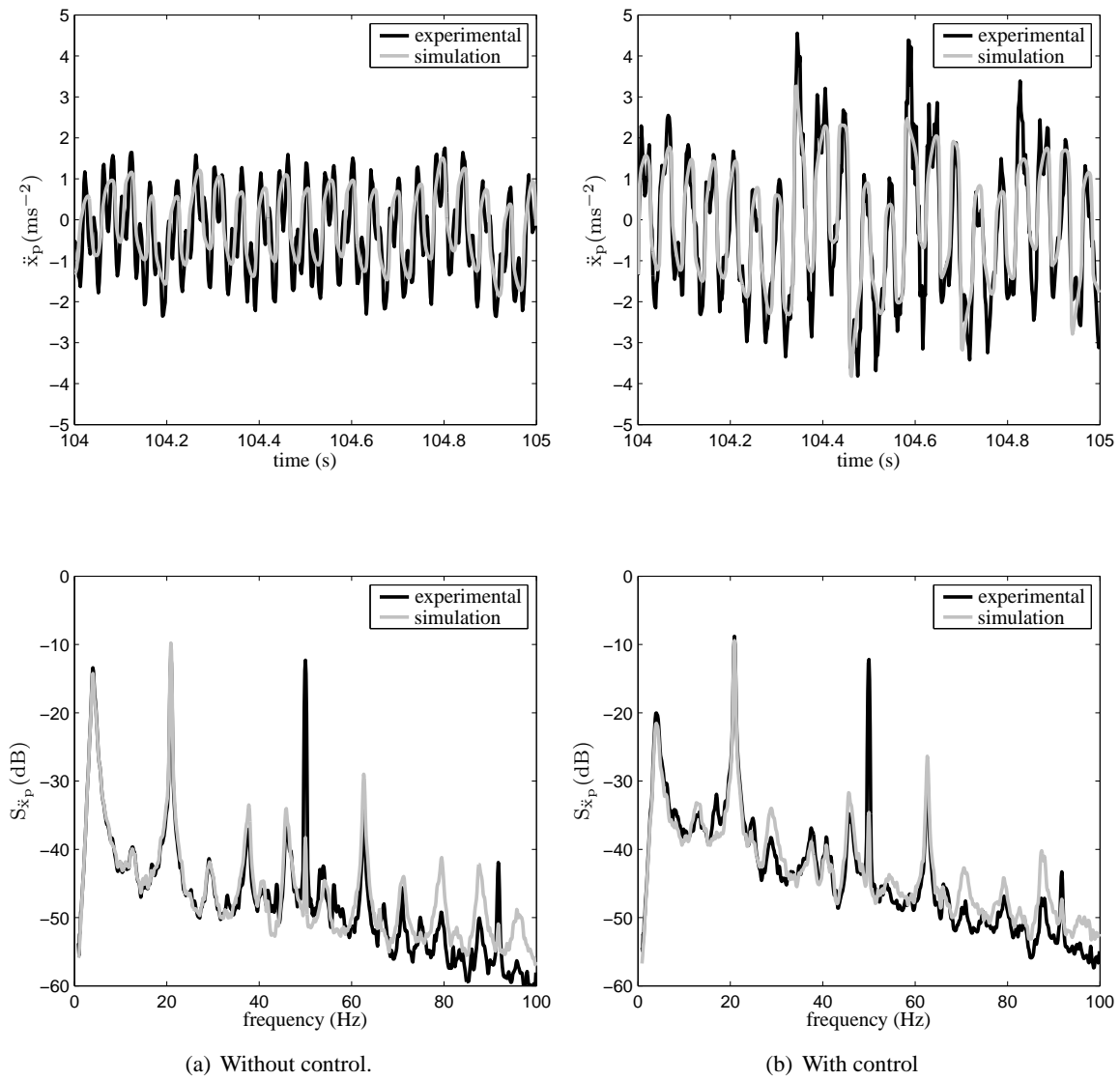


FIG. 3.14 – Correlation between experiment and simulation with MRD model. Payload acceleration time and APS responses.

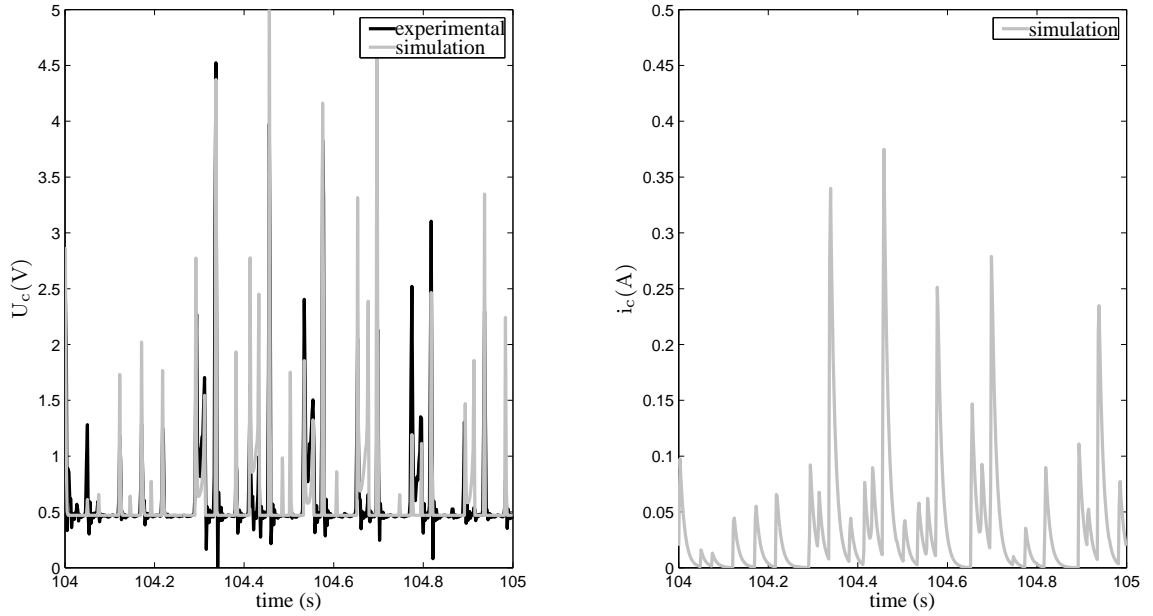


FIG. 3.15 – Voltage and current time responses with MRD model.

TAB. 3.2 – Correlation between experimental and simulation results with ICD model. OL = Open Loop. CL = Closed Loop.

	F_c / OL	F_c / CL	\ddot{x}_p / OL	\ddot{x}_p / CL	U_c / CL	i_c / CL
$Corr(x, y)$	93.0 %	90.2 %	82.7 %	79.2 %	57.8 %	–
RMS value, exp.	82.2 N	123 N	1.17 ms^{-2}	1.26 ms^{-2}	0.30 V	–
RMS value, sim.	70.2 N	78.7 N	1.00 ms^{-2}	0.81 ms^{-2}	0.32 V	0.075 A

3.4.3 Simulation with the ideal damper model

Because the MRD model is numerically stiff, the simulations using this model are costly in time. As a consequence, it can be interesting to use the Idealised Controllable Damper (ICD) model presented in figure 3.1. The simulation of coloured noise SAVI takes respectively 278 s and 3.5 s with the MRD model and the ICD model on a standard PC. The use of ICD model is particularly interesting in the next section where a lot of SAVI simulations are performed.

To validate the representativity of the ICD model, the same figures as with the MRD model are drawn. On figures 3.16 and 3.17, it can be seen that the ICD reproduces quite well the measured responses at low frequency, whereas it under-evaluates the spectrum level at higher frequency, especially outside the main peaks, because of the linearity of the ICD model. As a consequence, the correlation coefficients are slightly lower for the ICD model than for the MRD model, but remain, however, sufficient to proceed to the study of SAVI for a wide range of broadband excitations, as reported in section 3.5.3. What should be kept in mind is that the ICD model tends to under-evaluate of around 10 to 20 % the power spectrum level, if we compare tables 3.1 and 3.2. Moreover, the power levels at low frequency are correct if the open-loop damping is updated. Here, it was updated to $\xi_{min} = 0.21$, whereas in the white noise

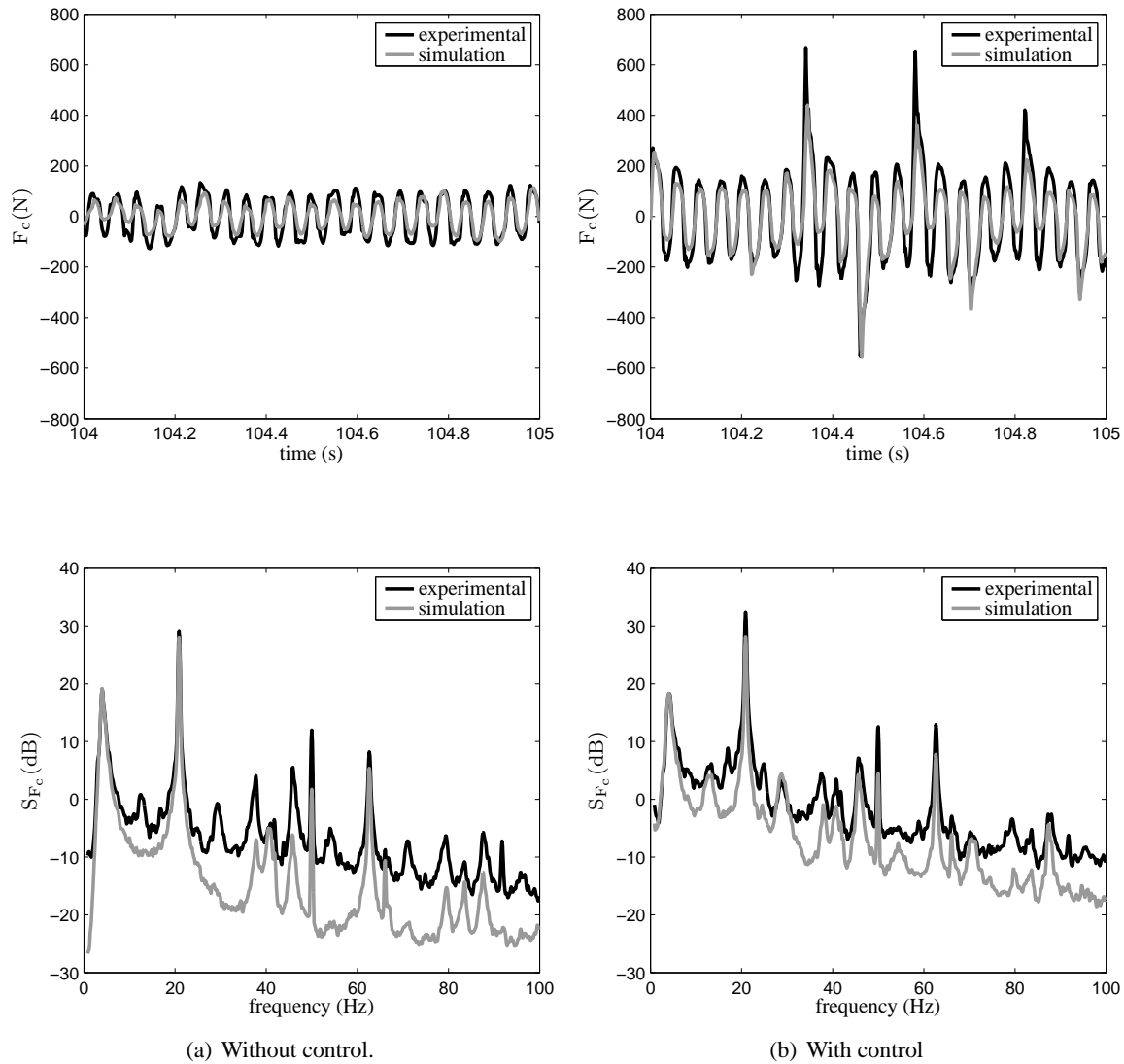


FIG. 3.16 – Correlation between experiment and simulation with ICD model. Damper force time and APS responses.

excitation experiment in section 3.5.2, a value of $\xi_{min} = 0.14$ is more representative. This value depends on how much the isolator mode is excited. Indeed, because of the non-linearity of the MRD, especially the seal friction, the OL damping decreases when the base displacement amplitude increases. For small displacements, or below a certain amount of force, the friction contributors are in sticking conditions, which leads to high OL damping levels.

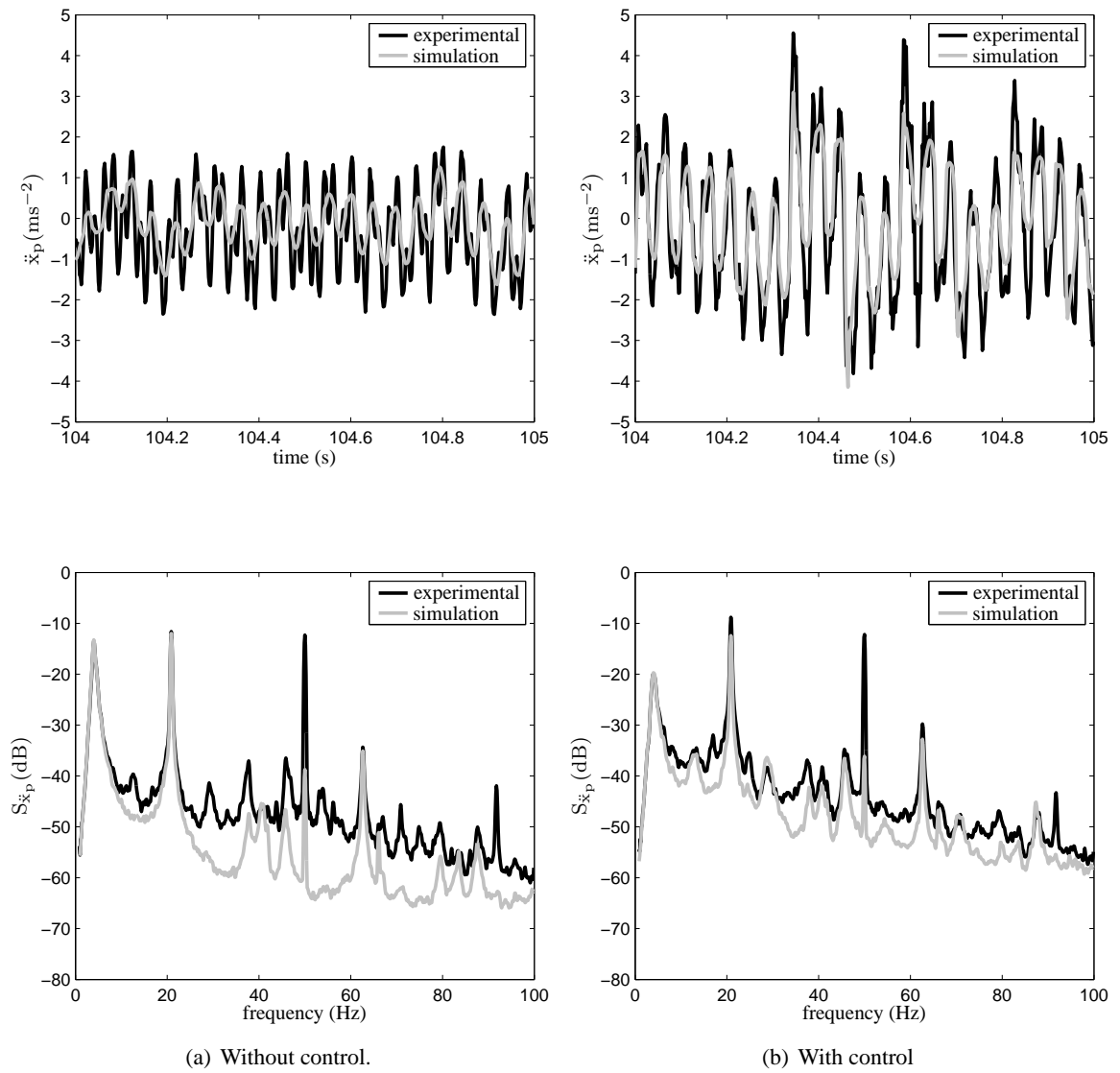


FIG. 3.17 – Correlation between experiment and simulation with ICD model. Payload acceleration time and APS responses.

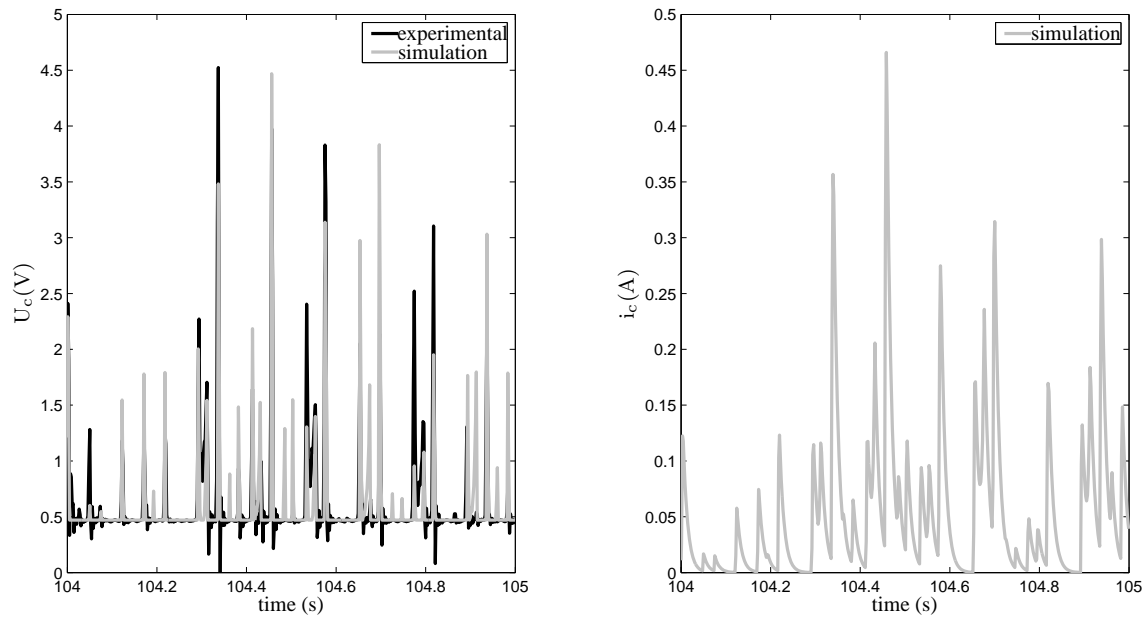


FIG. 3.18 – Voltage and current time responses with ICD model.

3.5 Isolation performance for broadband excitations

Semi-active control behaves intrinsically in a non-linear way. It is not possible to assess its performance by using the transfer function of the output over the input¹¹, as the transfer function depends itself from the input. On the other hand the expression “broadband disturbances” covers a wide range of excitations. As a consequence, it is very difficult to have a right and general insight on the performances of SAVI for broadband disturbances.

What is considered as a broadband disturbance here is when its power spectrum has a significant level over a bandwidth distributed on each side of $f_n\sqrt{2}$, where f_n is the natural frequency of the isolator. Indeed, in such a situation, the SA controller faces the difficulty of bringing high damping at low frequency and low damping at high frequency in the mean time.

In 1974, the concept of semi-active damping for vibration isolation was formally proposed by Karnopp et al. [17]. The performance of the SAVI system were assessed for both harmonic and broadband disturbances. The broadband excitation example was a White Noise (WN) velocity in the range [0.8-15] Hz, which is representative of a road excitation at a constant speed of the car. The performance was quite satisfactory compared to PVI.

In [44], Preumont et al explain that SAVI “faces the difficulty that the relative velocity between the two bodies $\dot{x}_p - \dot{x}_b$ on which the SA controller operates contains higher frequency components than \dot{x}_p , which one tries to emulate”. Therefore, the authors conclude that SAVI does not provide any performance improvements over PVI for broadband disturbances. Their conclusion is based on experimental results of clipped-continuous SDC with an MRD.

In [74], Liu has shown that semi-active damping control is promising for isolating periodic disturbances, like square or triangle waves, with a fundamental frequency that can be located on each side of the isolator frequency. This case is a particular multiharmonic case where the first harmonic is dominant over the higher harmonics, and this study extends the sine wave case. In this section, we will study other types of multiharmonic signals, where higher harmonics can be dominant over the lower harmonics. Liu also studied random excitations, where the displacement, velocity and acceleration spectra are flat¹². In this situation, he shows that on-off control does not provide any benefit over the conventional passive damper and that clipped-continuous SDC provides performance improvements for the cases when the inputs are displacement and velocity. Recently, Sims et al. have investigated SAVI with clipped-continuous and clipped on-off SDC on an MRD mount, [56]. The performance of SAVI is compared to PVI for white noise velocity disturbances with various bandwidths : 0-10 Hz, 0-25 Hz and 0-100 Hz. The authors show that SAVI in its clipped-continuous form provides some benefits over PVI when the bandwidth is moderate. In this section, the performance of SAVI is investigated for various type of broadband disturbances : multiharmonic, random with coloured and white spectra, for displacement, velocity and acceleration inputs, and for various bandwidths. First, simulations show the limitations due to the response time of the hardware, for wide input spectra. Therefore SAVI performance is shown to be dependent on the frequency bandwidth of the excitation and offers benefits over PVI for moderate frequency bandwidth disturbances, below 100 Hz. Experimental results are provided to strengthen those observations, for white noise and coloured noise excitation. Then, the performance of SAVI is shown to be dependent on the ratio between the high frequency content and the low frequency content of the input disturbance and on its frequency shape. An attempt of classification of all the disturbances investigated is done in the end in order to have a general point of view of SAVI performance for broadband excitations.

All the simulations in this section are performed with the Idealised Controllable Damper (ICD) model presented in figure 3.1 and validated in section 3.4.

¹¹payload/base acceleration transmissibility for example.

¹²with a cut-off frequency of ten times the isolator natural frequency.

3.5.1 Simulation results for a white noise velocity disturbance

This section is aimed at establishing an upper bound of what could be achievable using a MR damper for broadband vibration. The test case used as reference of broadband disturbance is a random white-noise base velocity.

To establish the upper limit of performance, the explicit version of the clipped continuous SDC is implemented, as was done in section 3.2.4. As a consequence, we use the ICD model and its inverted model, to avoid the resort of the force feedback control loop, which could be an additional factor of performance deterioration.

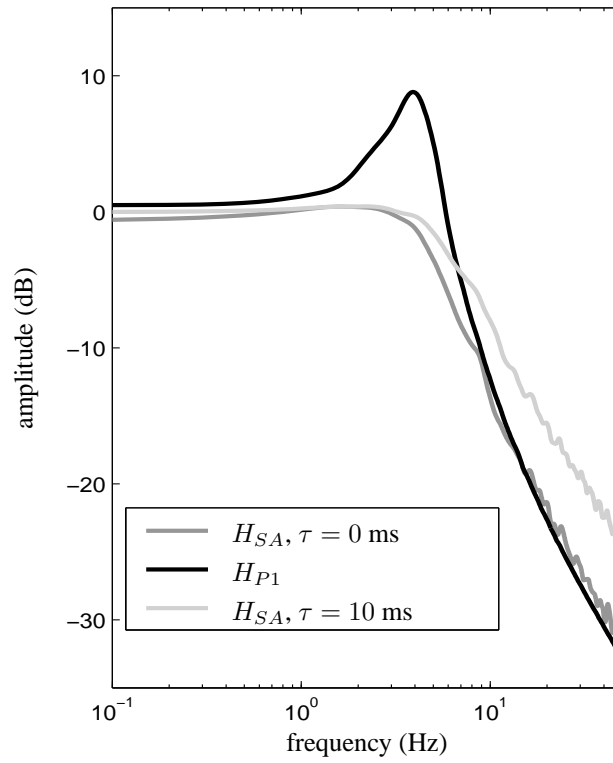
The problem of broadband SAVI.

As seen in the previous section, SAVI works well for narrowband disturbances. However, it would be totally erroneous to conclude that this is the case as well for broadband disturbances, since SA control is inherently non-linear. One has therefore to be cautious concerning the use of SAVI for broadband excitations, because SA control “tends to be less effective when subjected to wide-band disturbances”, as it is shown in [6]. Moreover, an additional factor, usually neglected and perhaps more important than the way SA control inherently operates, is the presence of time delays in the damping device. In [44], Preumont et al explained that SAVI “faces the difficulty that the relative velocity between the two bodies $\dot{x}_p - \dot{x}_b$ on which the SA controller operates contains higher frequency components than \dot{x}_p , which one tries to emulate”. This assertion is true but maybe not damning. In fact, as shown by Karnopp et al in [17] for a white-noise base velocity between 0.8 Hz and 15 Hz, and as figures 3.19(a) and 3.19(b) show for a white-noise base velocity between 0.5 Hz and 50 Hz (first-order band-pass filter), the performance is quite acceptable and even close to the narrowband case, if there is no time delay.

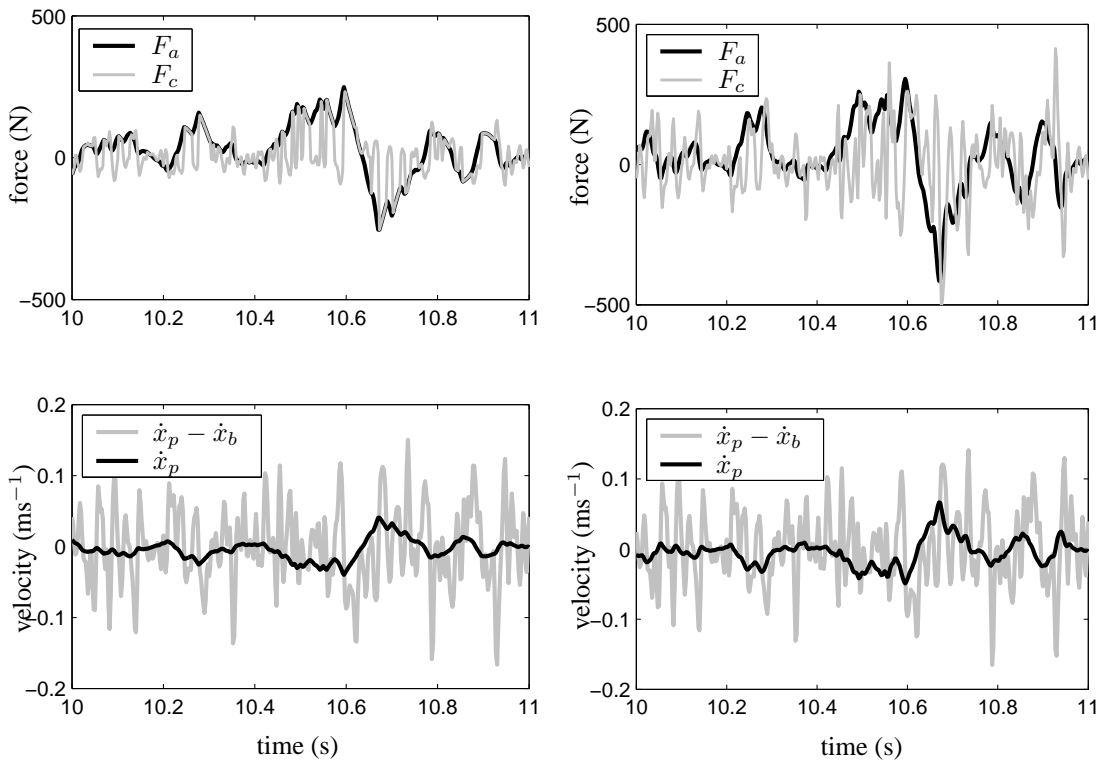
Effect of time delay on broadband isolation.

As soon as we introduce a time delay, for instance through a time constant of 10 ms (typical of an MRD), the performance deteriorates, see Figure 3.19(a), for the same reasons as explained in the narrowband case, that is to say that the delay induces some damping during the non-dissipative phases, as shown in Figure 3.19(c). But contrary to the narrowband case, the frequency of transition from non-dissipative to dissipative behaviour is roughly equal to the highest frequency of the spectrum of \dot{x}_b . Thus, the bandwidth of currently available controllable dampers does not enable one to achieve SAVI performance that is comparable to AVI. However, SAVI performance can remain significantly better than any passive system for broadband disturbance, at least with disturbance spectra of moderate frequency bandwidth. Similar conclusions are drawn by Sims et al. in [56] where the performance of SAVI is compared to PVI for white noise velocity disturbances with various bandwidths : 0-10 Hz, 0-25 Hz and 0-100 Hz.

The next section confirm experimentally that SAVI performs systematically better than PVI for a certain type of broadband disturbance.



(a) Transmissibilities.



(b) Time response, $\tau = 0$ ms.

(c) Time response, $\tau = 10$ ms.

FIG. 3.19 – Isolation performance for white-noise broadband vibration - Simulation results.

3.5.2 Experimental results for broadband disturbances

Experimental setup.

The experimental rig is shown and described in Figure 3.5. The main features of this setup are the following : natural frequency of the mount, $f_n = 4.1$ Hz, minimum damping ratio depending on the base velocity level, $0.14 < \xi_{min} < 0.21$ (at $i_c = 0$ A), maximum damping ratio around $\xi_{max} = 1.5$ (at $i_c = 1.7$ A).

In this experimental setup, the base motion is imposed by an hydraulic actuator, whose transfer function (displacement/input voltage) is roughly a first order low-pass filter¹³. In this section, two cases of broadband disturbance are reported : band-passed white noise and coloured noise (see section 3.4).

- **Case 1 : band-passed white-noise.** The input voltage was a band limited white noise in the range of 0.05-50 Hz. The resulting base motion spectra (displacement, velocity, acceleration) are shown in figure 3.20(a). We can see that the displacement and velocity spectra are quite flat respectively in the range 0.05-6 Hz and 10-50 Hz.
- **Case 2 : coloured noise.** This case is more representative of launch excitations. Indeed, the base motion of the payload is, at some stage, a random process filtered by the structural modes of the launcher. This disturbance is described in section 3.4.1. The base auto-power spectra (displacement, velocity, acceleration) are shown in figure 3.20(b). This disturbance is quite critical to deal with because it contains a mode exactly at the natural frequency of the isolator, and other modes at higher frequencies.

Experimental results : white noise case.

The isolation performance can be analysed in term of either auto-power spectrum ($S_x = S_{xx}$, Figure 3.21(a)), or transmissibility ($H_{xy} = S_{yx}/S_{xx}$, Figure 3.21(b)), or RMS amplitude (Figure 3.23). The SAVI performance is compared to the PVI performance. Concerning SAVI, the force feedback gain is maintained at $k_p = 0.11A/N$ while various skyhook gains are selected : $\xi_{sky} = [0, 0.73, 1, 1.1, 1.25, 1.75]$. Among these values, the subscript SA denotes the case $\xi_{sky} = 1.1$. Concerning PVI, several values of constant currents are selected : $i_c = [0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.5, 1.7]$ amps. Among these values, the subscripts P_1 and P_2 denote respectively the cases $i_c = 0$ amp ($\xi = 0.14$) and $i_c = 0.3$ amp ($\xi = 0.7$).

In Figures 3.21(a) and 3.21(b), we see that the isolator with control is able to provide quite good isolation at high frequency, while damping the level of vibration around the resonance, contrary to the passive cases. The trade-off in damping (or damping conflict) of PVI appears clearly. This trade-off is barely evident for SAVI with the controller considered. Figure 3.22 compares our experimental results to the results reported in [44]. Our experimental results seem better than in [44], where the results are drawn until only 20 Hz. The use of too large control gains¹⁴ and a bias current, see figure 3.9, which is detrimental to the isolation performance¹⁵, may be at the origin of the discrepancy between our results and the results of [44].

¹³see Appendice B for more details about the hydraulic actuator, eventhough the one used in the sdof study is not the same one as in the 6dof study.

¹⁴the transmissibility for sine excitations is very bad for frequencies beyond the isolation frequency, which is typical of too large gains.

¹⁵In fact, the bias current is equivalent to increase the minimum damping coefficient, which is useless in this study.

Conflict diagrams.

A common performance criterion in VI is a balance between the RMS acceleration and the RMS deflection of the suspension, see [15] and [56]. Though, in the case of launch vibration isolation, this criterion is not so relevant since there is a sufficient clearance space in the isolation mount, and because the level of dynamic deflection is small compared to the level of quasi-static deflection due to the thrust of the launcher. On the other hand, a resonance of the isolator is not desirable because it could be observed by nearby accelerometers, which are being used for attitude control of the transportation system. This problem is known as the coupling between the pilot and the low frequency modes of the launcher. The more damped the isolator modes, the better the decoupling.

Recalling that the RMS value of a random variable can be calculated from its Power Spectral Density¹⁶ by

$$x_{rms}^2 = E [x^2] = \int_0^{\infty} S_x(f) df \quad (3.11)$$

we can define the following performance criterion

$$J = \ddot{x}_{p,\Delta f_2}^{rms} + \rho \ddot{x}_{p,\Delta f_1}^{rms} \quad (3.12)$$

Each term of the weighting represents the RMS vibration level, or the average power of the acceleration signal over a particular frequency band Δf . In this study, we choose $\Delta f_1 = 0 - 5.8$ Hz (the resonant region, since $f_n\sqrt{2} = 5.8$ Hz) and $\Delta f_2 = 5.8 - 50$ Hz (the range of isolation). f_n is fixed, ρ depends on ξ in PVI and on (ξ_{sky}, k_p) in SAVI. The levels of vibration resulting from the various aforementioned passive and semi-active cases are plotted in Figure 3.23, in a so-called conflict curve. Again, we see that SAVI is subject to the damping conflict much less than PVI. The isolation performance for the case $(\xi_{sky} = 1.25, k_p = 0.11)$ is -20 dB in Δf_2 with only +1dB in Δf_1 , which is better than any passive system.

Although the isolation performance of SAVI with this controller is quite satisfactory, the transmissibility (Figure 3.21(b)) is less good than for tonal disturbances. In the latter case, the transmissibility of the SAVI system is very close to the passive-off system for frequencies above $f_n\sqrt{2}$, without any amplification below $f_n\sqrt{2}$. This deterioration in performance from narrowband to broadband disturbance is due to :

- the inherent non-linearity of the controller,
- the inherent non-linearity of the MRD,
- the time response of the MRD, according to the simulation results reported in the previous section.

Experimental results : coloured noise case.

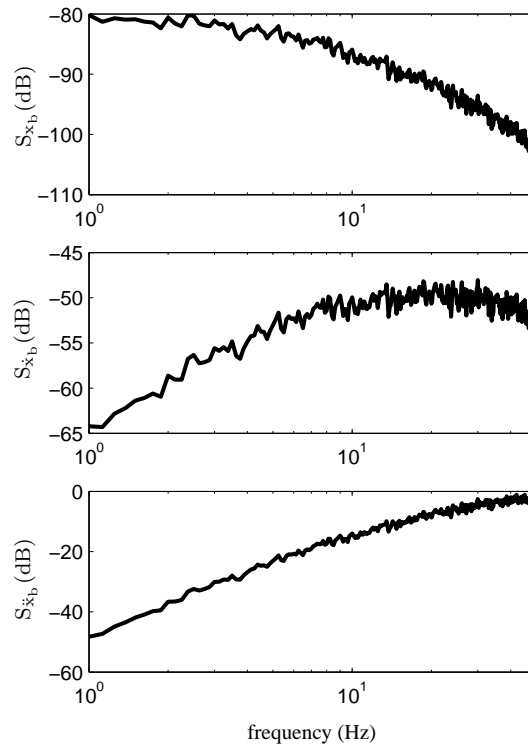
In figure 3.24(a), which shows the auto-power spectra of the payload and the base, once again, we can see the ability of the SAVI system to attenuate well the high frequency content of the disturbance, especially the second peak at 20.9 Hz, without amplifying the level of vibration around the resonance. In this respect, the performance of the SAVI system are better than the open-loop isolator (or passive off). Figure 3.24(b) shows that the isolation performance of the SAVI system are -15 dB in Δf_2 with only +2.65 dB in Δf_1 , against -15.7 dB in Δf_2 with +7 dB in Δf_1 for the PVI system.

Figure 3.25 shows simulation results for a whole range of SA control gain ξ_{sky} and passive damping ratio

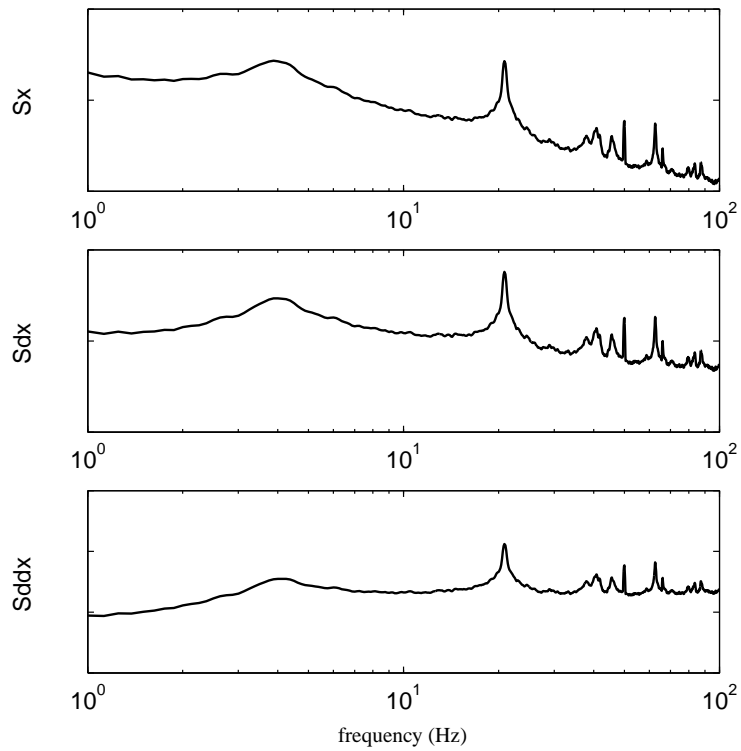
¹⁶defined here as the single-sided PSD

ξ^{17} . The payload levels are normalised to the base levels. The second conflict diagram shows in ordinate the ratio between the amplitude of the payload and the base accelerations (Maximum Accelerations Ratio : MAR) instead of the RMS levels. Generally speaking, again in the coloured case, we can see the benefit of SAVI compared to PVI, especially when the LF is penalised a lot.

¹⁷in simulation, the open-loop damping is slightly higher than in the experiment.

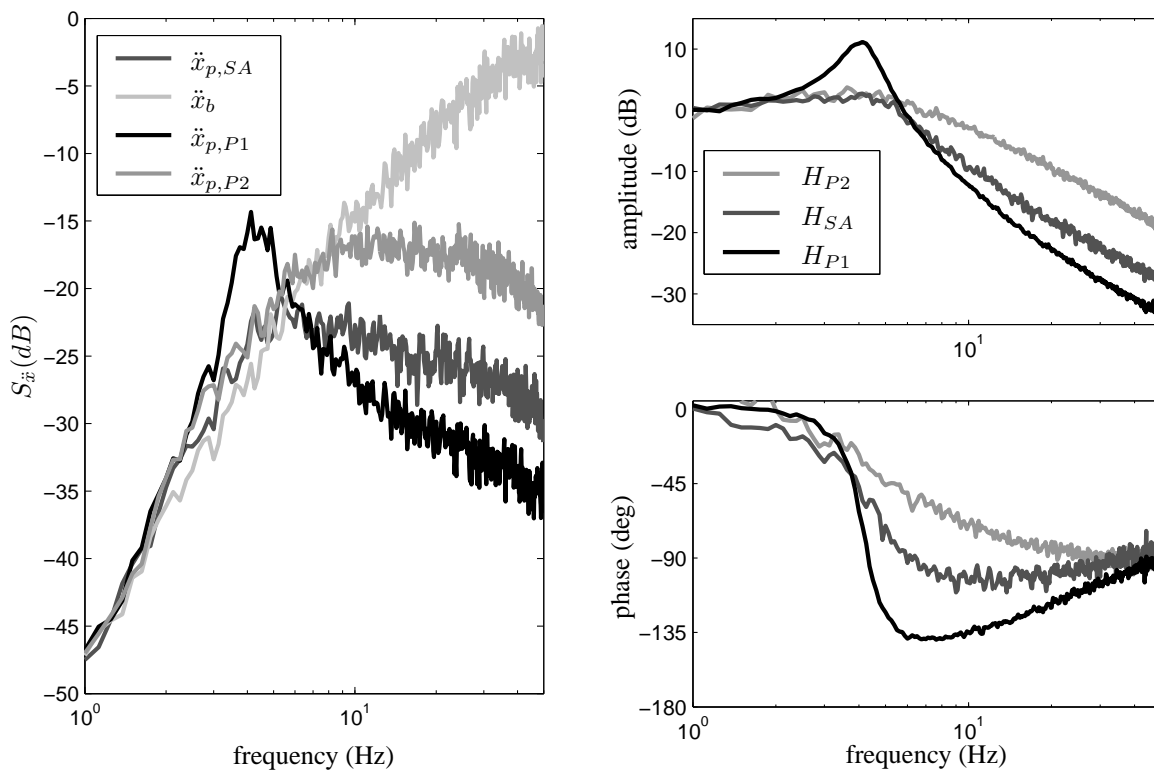


(a) Band-passed noise.



(b) Coloured noise.

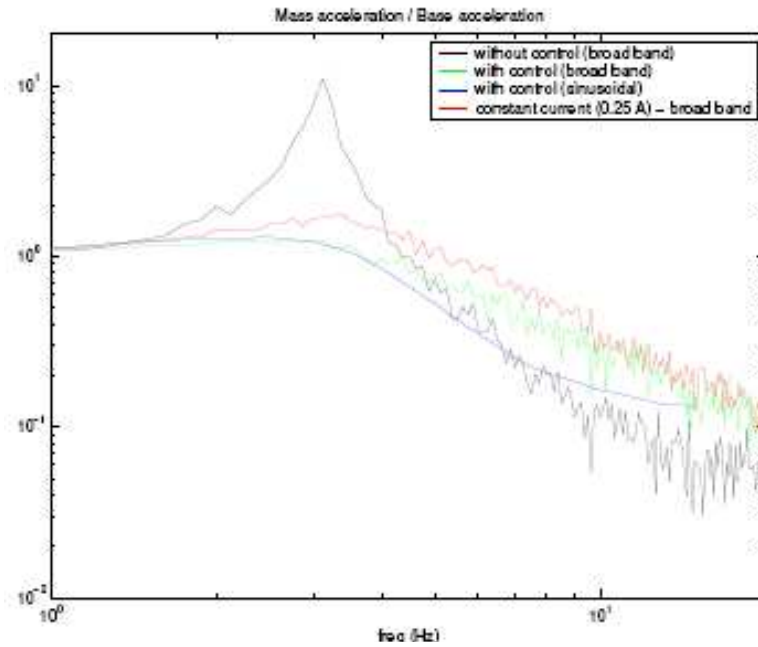
FIG. 3.20 – Base auto-power spectra (displacement, velocity, acceleration) of the two disturbance cases. (Experimental results).



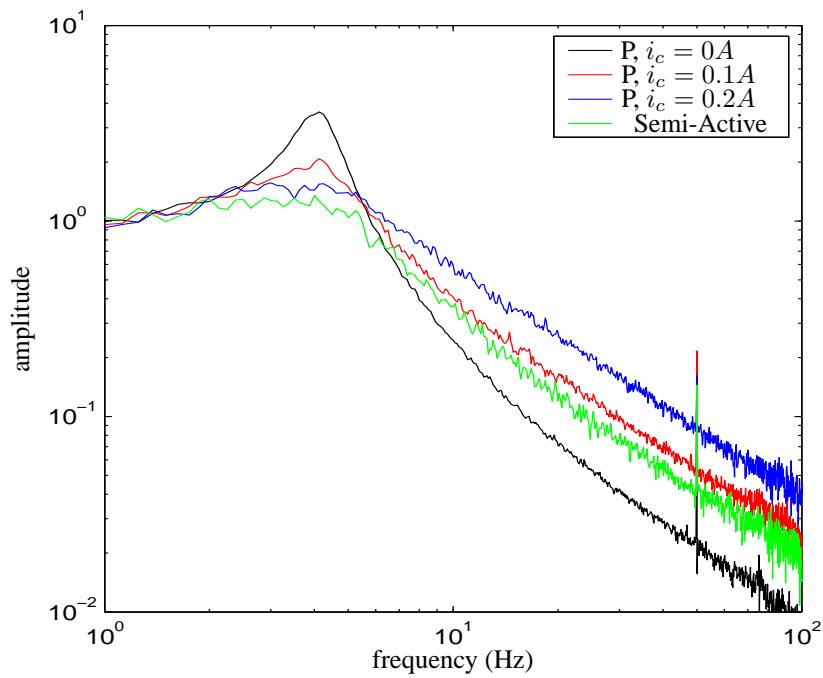
(a) Base and payload accelerations auto-power spectra.

(b) Transmissibilities.

FIG. 3.21 – Comparison between PVI and SAVI for broadband excitation. P1 : passive, $\xi = 0.14$; P2 : passive, $\xi = 0.7$; SA, $\xi_{sky} = 1$ - Experimental results.



(a) Results from Preumont et al.



(b) Experimental transmissibilities of PVI and SAVI. P : Passive for various current, SA : $\xi_{sky} = 1$.

FIG. 3.22 – Comparison between our results and results reported in Preumont et al.

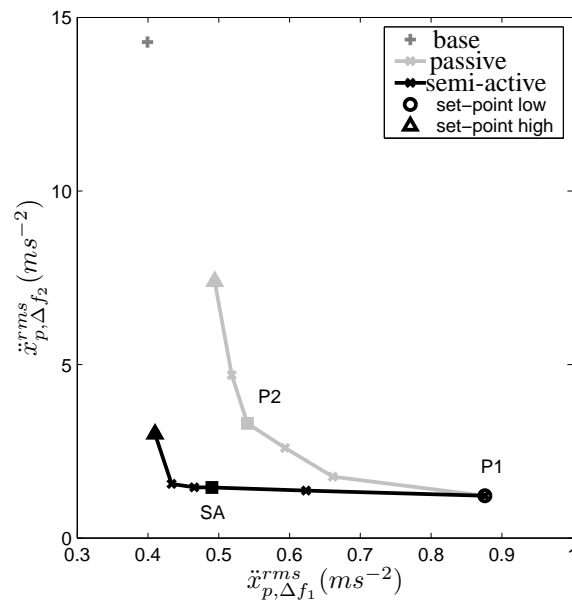


FIG. 3.23 – Conflict curves. P1 : passive, $\xi = 0.14$; P2 : passive, $\xi = 0.7$; SA, $\xi_{sky} = 1$ - Experimental results.

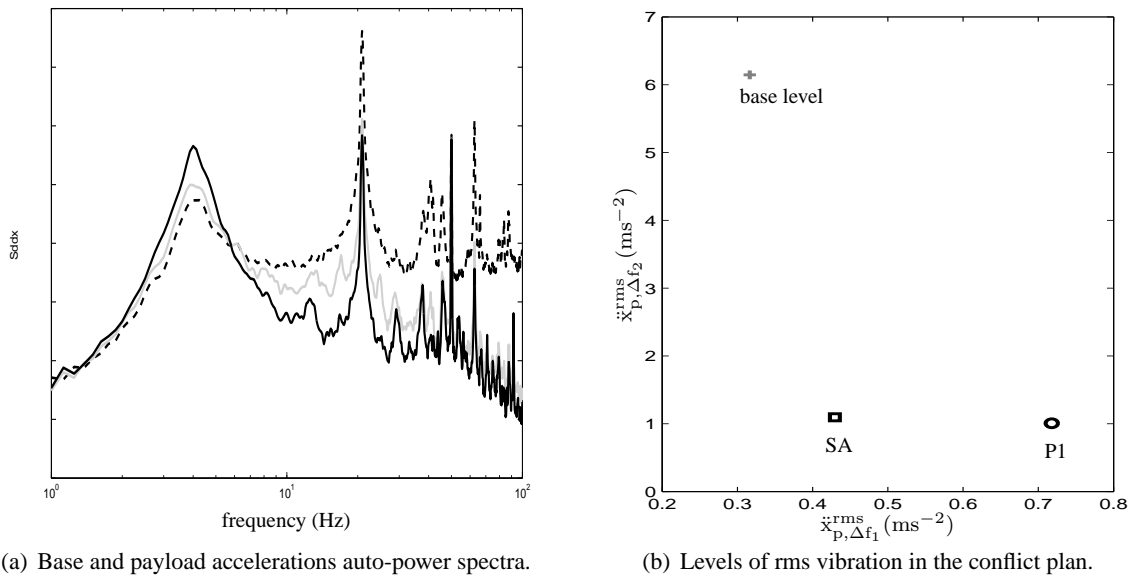


FIG. 3.24 – Disturbance of case 2. Comparison between PVI and SAVI. P1 : passive, $\xi = 0.21$; SA, $\xi_{sky} = 1$. (Experimental results).

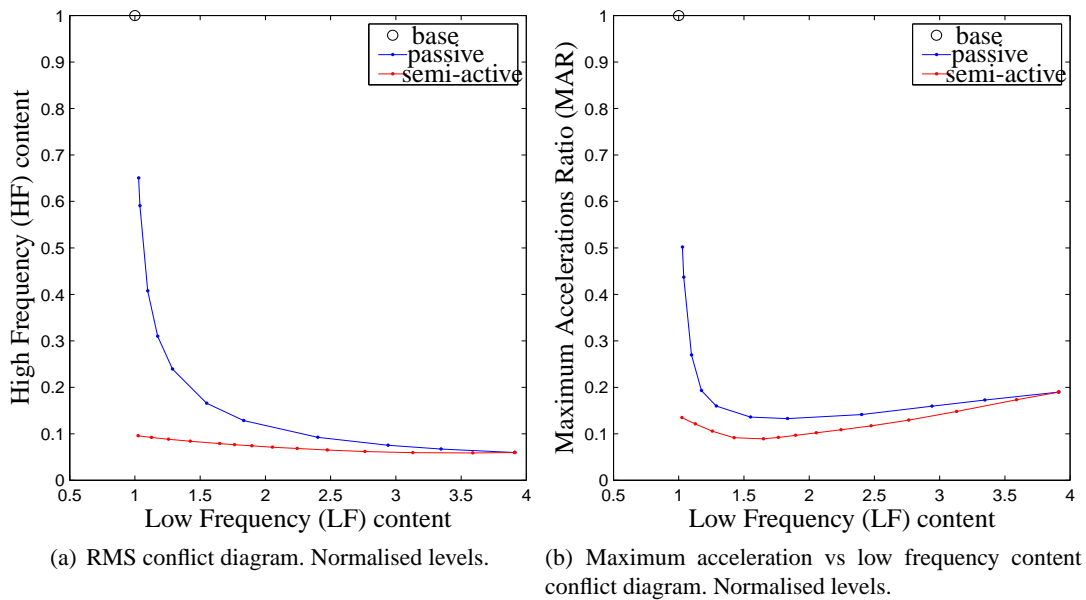


FIG. 3.25 – Conflict curves for coloured noise excitation. Simulation results with the ICD model ($\xi_{min} = 0.1$).

3.5.3 Simulation results for a wide range of broadband excitations

Having in mind that the ICD model is quite representative of the MRD behaviour for global performance assessment of SAVI, see section 3.4.3, we can easily perform simulations for a wide variety of broadband excitations, which is done in this section.

Results of the biharmonic simulation

The disturbance is a sum of two sines $\ddot{x}_b(t) = a_1 \sin(w_1 t) + a_2 \sin(w_2 t)$, where $w_1 = w_n$ and $w_2 = 2\pi 20.9$. 6 cases are studied where a_1/a_2 varies from 30 to 0.5. The cases are numbered from 1 to 6, and for each case the performance of SAVI is compared to those of PVI through the conflict curves, either in a RMS conflict diagram, which means the High Frequency (HF) content of acceleration versus its Low Frequency (LF) content, or in a Maximum Acceleration Ratio (MAR) conflict diagram, which means the maximum level of acceleration versus its Low Frequency (LF) content.

First, case 5 is examined closely in Figure 3.26. The power spectrum of payload acceleration in the SA case reveals that the HF peak is more attenuated by SA control than by passive control, but that SA control also distributes some power outside the peaks of excitation, because of the non-linearity of the control. As a consequence, the RMS conflict diagram - Figure 3.27 - reveals a limited benefit of SAVI compared to PVI, much more limited than it is for the coloured noise excitation in figure 3.25. However, if we look at the amplitude of the acceleration in the time domain, Figure 3.26, we see that SAVI better isolates than PVI. The MAR conflict diagram shows indeed a significant improvement of SAVI over PVI in terms of amplitude of acceleration, which is also an important criterion of comparison.

Then, the conflict curves of SAVI and PVI are compared for the 6 biharmonic excitations in Figure 3.28. First, the trade-off curves are not very sensitive to the excitation levels when the ratio a_2/a_1 is kept constant, which is useful to sweep more easily the LF/HF domain. This can be seen in figure 3.28(a) for the cases $a_2 = 2a_1$ and $a_2 = 7.5a_1$, for example. On the other hand, the conflict curves are very sensitive to the ratio a_2/a_1 . The higher a_2/a_1 , the better the gain of performance of SAVI over PVI. At the limit where $a_1/a_2 = 0$, that is to say when the disturbance is a high frequency sine, the SAVI system isolate better than the PVI system as the damping level increases. In the case 6, $a_2 = 0.5a_1$, which means that the LF is dominant over the HF content, SAVI does not perform better than PVI, whatever the control gain. When $a_2/a_1 < 1$, the benefit of SAVI over PVI tends to zero. At the limit where $a_2/a_1 = 0$, that is to say when the disturbance is a low frequency sine, the SAVI system isolates as the PVI system in term of acceleration amplitude, but induces some higher harmonics, and therefore creates a HF level, which is detrimental to SAVI. However, the MAR conflict curves are globally better for SAVI than the RMS curves for the aforementioned reason.

Finally, the influence of the frequency of the HF peak on SAVI performance - not illustrated here - is consistant with what was observed in section 3.5.1. The wider the excitation spectrum, the worst the performance of SA, because of the inherent behaviour of : 1)SA control (one tries to emulate the skyhook force that has a LF spectrum with a damper force which has a HF spectrum because it is proportional to the excitation velocity), 2) the time delay of the damper.

To summarize, a rule of thumb about the performance of SAVI compared to PVI for a biharmonic ex-

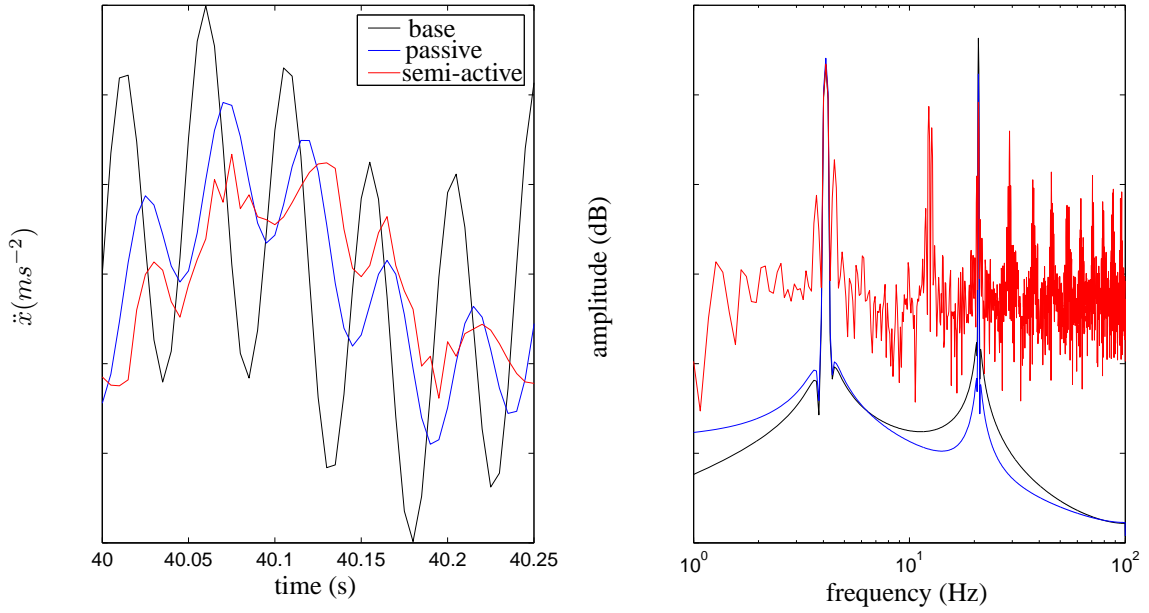


FIG. 3.26 – Biharmonic simulation, case 5. Time and frequency domains. Passive ($\xi_p = 0.76$) and semi-active isolation ($\xi_{sky} = 1.25$, $k_p = 0.11A/N$)

citation below 100 Hz could be : **SAVI outperforms PVI of at least 20% in attenuation in terms of maximum level, for biharmonic disturbances whose high frequency content is at least twice its low frequency content.**

Results of the white noise simulation

Here we investigate the effect of the HF content versus the LF content of random disturbances on the performance of SAVI versus those of PVI through the RMS conflict diagram. The random excitation is formulated by passing a Gaussian random signal through a 10th order Butterworth band-pass filter with a low cut-off frequency of 1 Hz and three different high cut-off frequencies of 10, 25 and 100 Hz. Thus the random excitation has a PSD which is flat in this band. Three different excitation cases are investigated which are White Noise displacement (WNX), velocity (WNV) and acceleration (WNA). If X_{rms} , V_{rms} and A_{rms} are respectively their RMS level, the three different excitations are related, for each cut-off frequency case, by $A_{rms} = \omega_n \sqrt{2} V_{rms}$ and $X_{rms} = \omega_n \sqrt{2} / V_{rms}$. This makes their related displacement, velocity and acceleration power spectra curves cross at $\omega_n \sqrt{2}$, the frequency which separates the LF and the HF bands. This is illustrated in figure 3.29(b). This way to define the 9 different excitations $\{WNX, WNV, WNA\} * \{10, 25, 100\}$ Hz enables one to ensure that each excitation has a different (LF level , HF level) pair in order to investigate a wide area in the conflict diagram, as it can be seen in Figure 3.30. The acceleration spectra in Figure 3.29(b) of the three different cases give a HF/LF ratio $WNX > WNV > WNA$, which can also be seen in Figure 3.30. Moreover, in order to have reasonable levels of excitations, the levels X_{rms} , V_{rms} and A_{rms} are defined as decreasing when the high cut-off frequency increases.

First of all, we can see in Figure 3.30 that when the base level of the 1-10 Hz white noise velocity (WNV,10) is multiplied by 4 ($4 * WNV,10$), while keeping a constant HF/LF ratio (HF = 2LF), the conflict

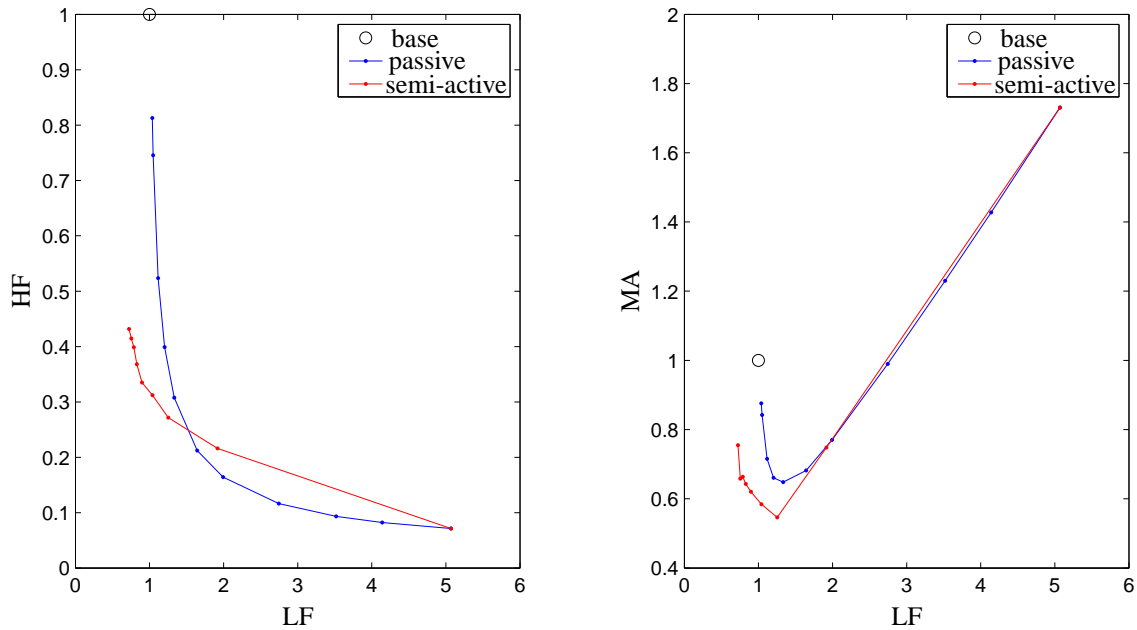


FIG. 3.27 – Biharmonic simulation, case 5. RMS (left) and MA(right) conflict diagrams.

curves do not change much. Therefore, the performance of SAVI and PVI is not sensitive to the LF and HF contents provided that the ratio HF/LF is constant¹⁸, which is again useful to assess their performance for a wide variety of WN signals.

On the other hand, as for the biharmonic disturbances, the performance of SAVI and PVI is sensitive to the ratio HF/LF. Indeed, a major difference between WNX, WNV, and WNA is the HF/LF ratio : as the HF/LF ratio decreases, the benefit of SAVI over PVI decreases. That can partly explain why SAVI performs less good in term of acceleration transmissibility for a white noise acceleration than for a white noise displacement and velocity, which was observed in Liu’s thesis [74]¹⁹. Again, when $HF/LF < 1$, the benefit of SAVI over PVI tends to zero, see for example the case WNA,10 where $HF/LF = 0.94$.

Finally, we can see the influence of the bandwidth Δf of the spectrum on the performance of SAVI. At constant HF/LF ratio, if Δf increases, the performance of SAVI decreases : for example, when passing from WNX,10 to WNA,100 or from WNX,25 to WNV,100. The same reasons than for the biharmonic case can be evoked : 1)the inherent behaviour of SA control (one tries to emulate the skyhook force that has a LF spectrum with a damper force which has a HF spectrum because it is proportional to the excitation velocity), 2) the time delay of the damper.

Again, to summarize, we can say that the benefit of performance of SAVI over PVI for WN types spectra below 100 Hz depends on

1. the ratio HF/LF. In particular, WN acceleration disturbances are not very favourable to SAVI. A limit case between “good” and “bad” performance of SAVI is $HF/LF = 1$.
2. the shape of the spectrum, and especially its bandwidth.

¹⁸in the limit of the damper performance of course, such as magnetic field saturation, etc.

¹⁹In fact, it would be interesting to compare the skyhook force and the MRD force spectra for the various cases. This could explain also why SAVI performs well for WNX and WNV.

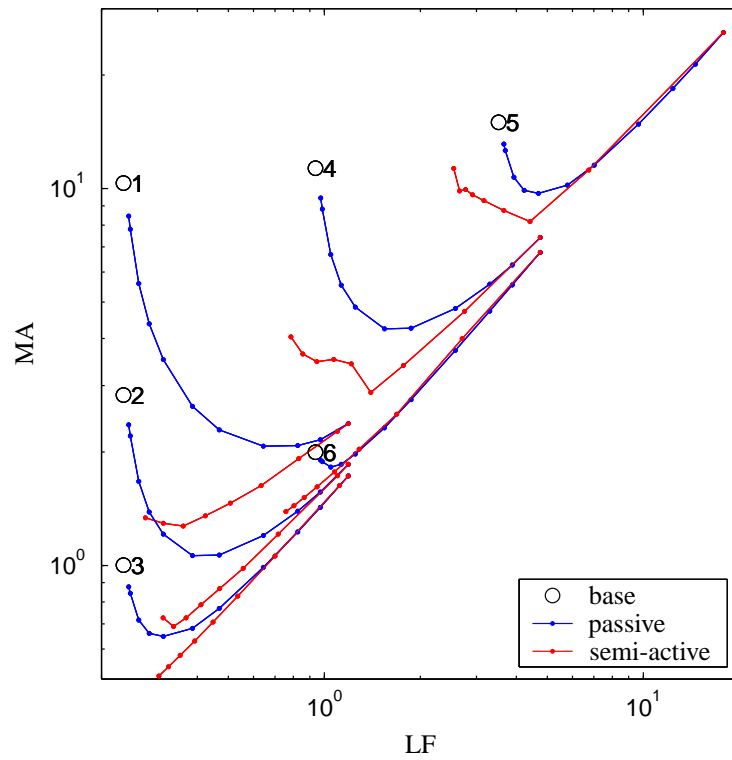
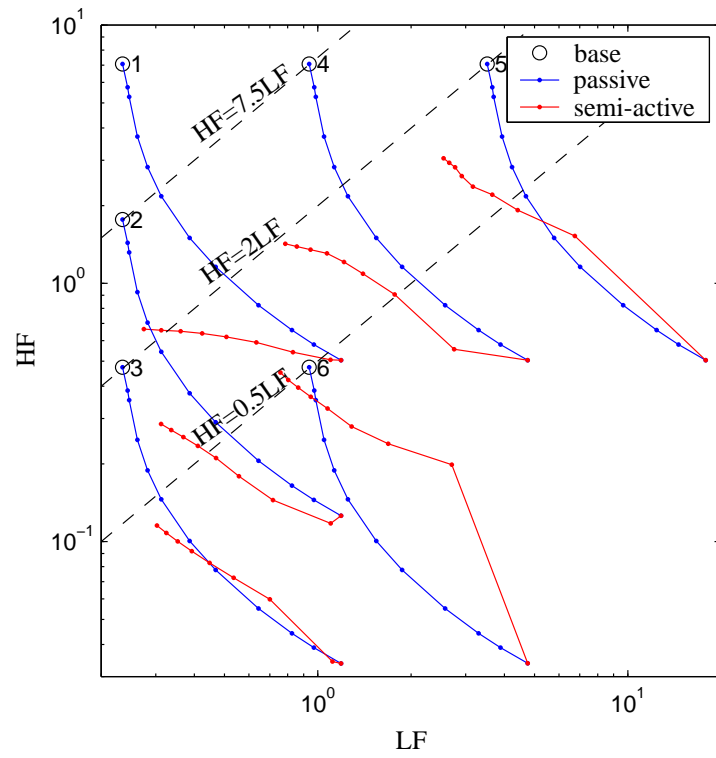
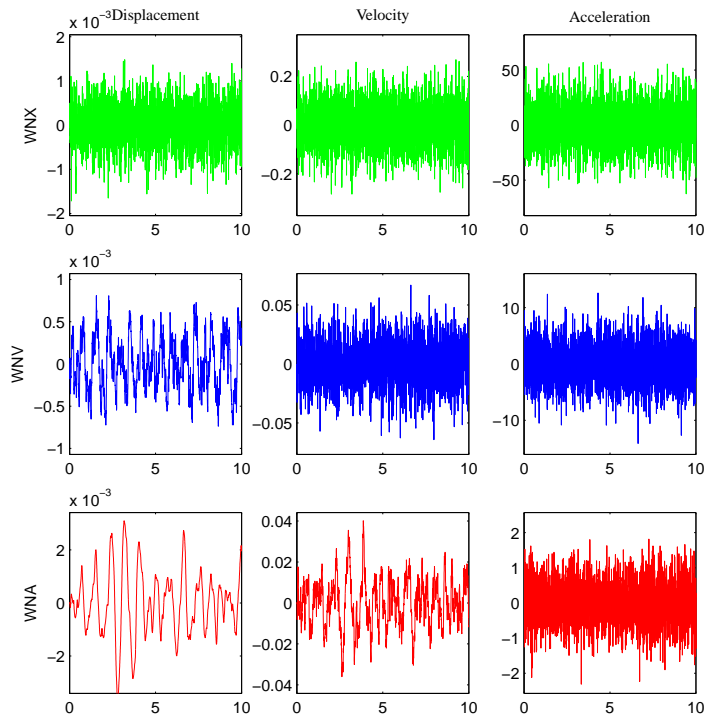
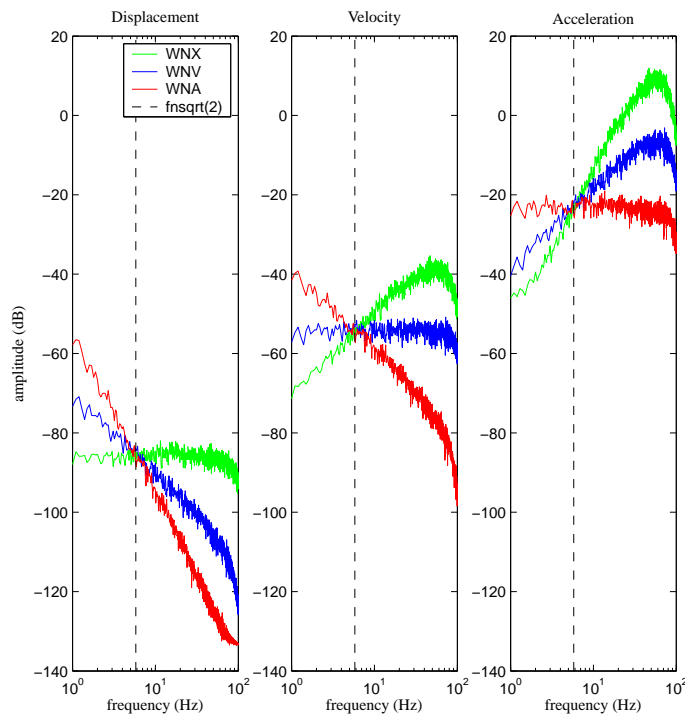


FIG. 3.28 – Biharmonic simulations, RMS and MAR conflict diagrams.



(a) Time responses.



(b) Frequency responses.

FIG. 3.29 – [1-100] Hz white noise displacement (WNX, in green), velocity (WNV, in blue) and acceleration (WNA, in red) inputs. Time and frequency responses for each WN case of the base displacement (m), velocity (ms^{-1}) and acceleration (ms^{-2}).

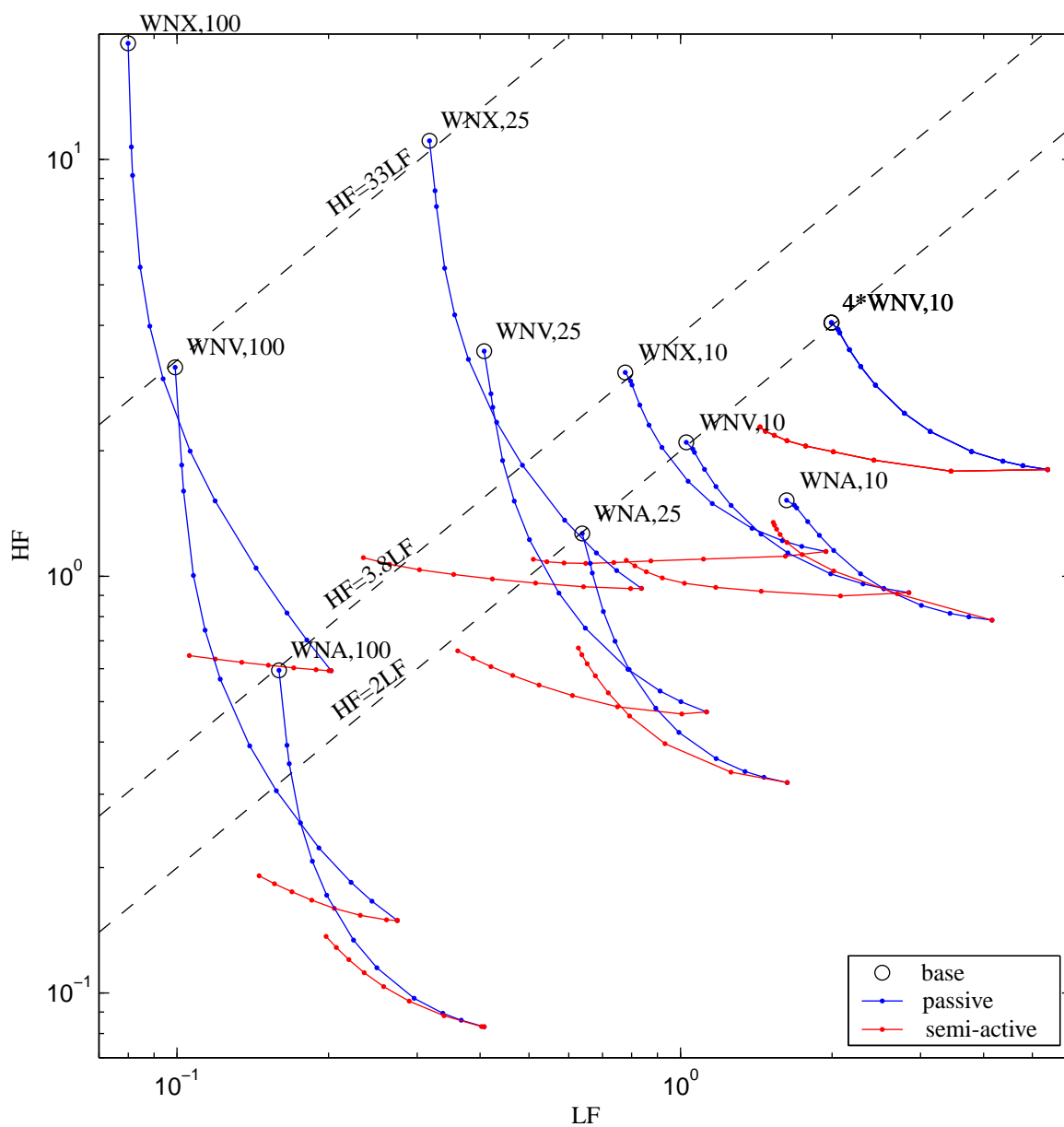


FIG. 3.30 – RMS conflict diagram of the white noise displacement (WNX), velocity (WNV) and acceleration (WNA) inputs for 3 different cutoff frequencies : 10, 25 and 100 Hz. HF RMS level versus LF RMS level.

3.5.4 Conclusion on the broadband excitations study

Generally speaking, the benefit of performance of SAVI over PVI depends on the ratio between the high frequency content and the low frequency content of the disturbance. Several cases, multiharmonic and white noise displacement, velocity, acceleration, have been studied and are put altogether in the conflict diagram of figure 3.31. At this stage, a few comments have to be done :

1. We obviously see that the performance benefit SAVI/PVI depends not only on the HF/LF ratio, but also on the shape of the spectrum. As it can be seen in figure 3.31, the benefit is not the same for WN types excitations (magenta and orange curves) and biharmonic excitations (green and yellow curves). However, the value $HF/LF = 1$ seems to demarcate 2 zones in the conflict diagram.
2. “White Noise” experimental case a mixed disturbance : WNX at low frequency, WNV at high frequency. It has a large HF/LF ratio (35). The coloured noise experimental case is also a mixed disturbance : random with some harmonics, with a high HF/LF ratio (20). Therefore, the performance benefits SAVI/PVI for both experimental cases are quite good as illustrated (grey and black) in figure 3.31.
3. Obviously, we have considered some time invariant excitations in this study. For time varying disturbances, the global performance over time could be very different, since SAVI can adapt during time.

The next step is to evaluate the SAVI performance for launch excitations, which is a particular case and need a particular attention.

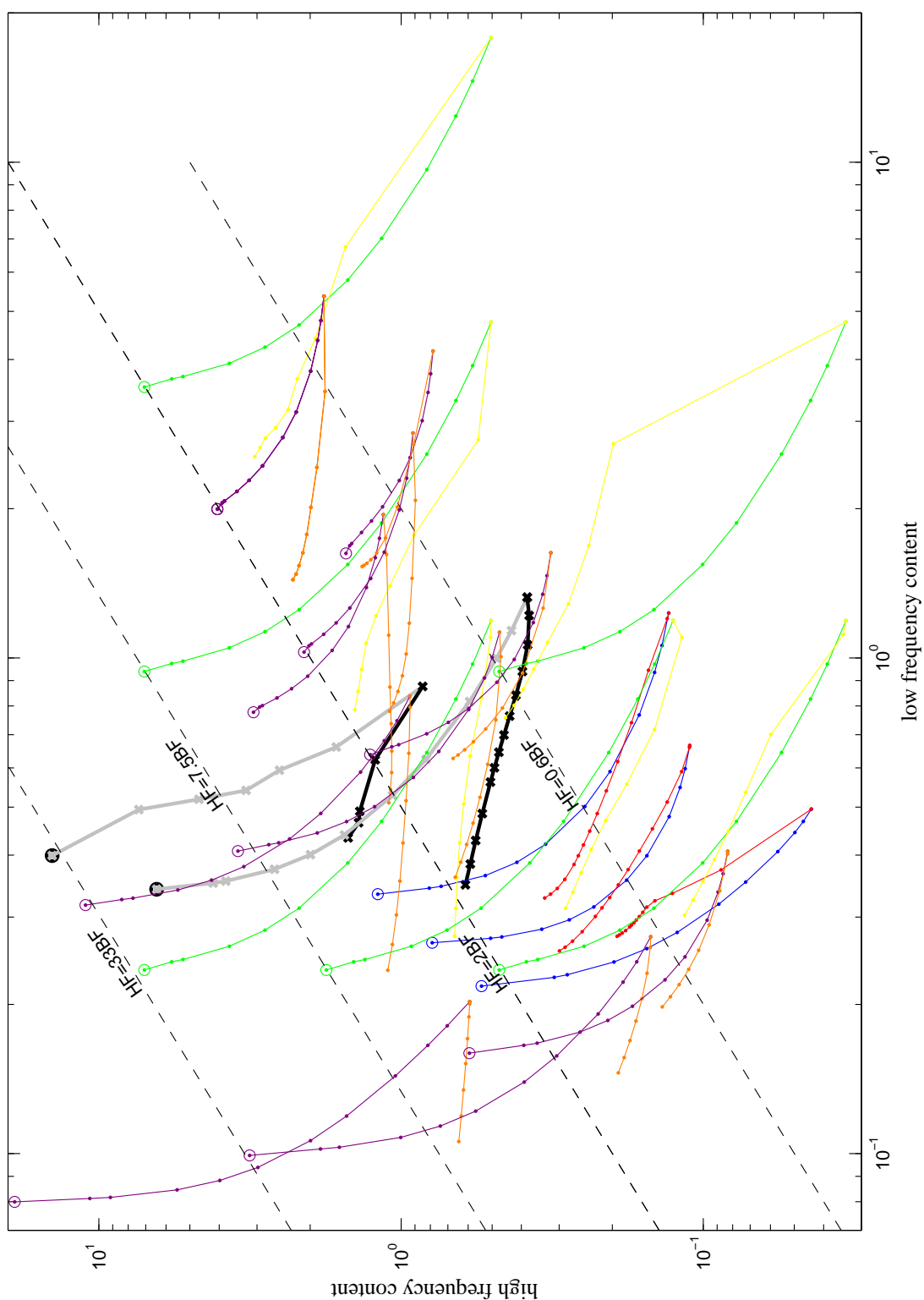


FIG. 3.31 – Classification of SAVI/PVI performances for various disturbances in the conflict diagram. WN types excitations (magenta and orange curves). Biharmonic excitations (green and yellow curves). White noise and coloured noise experimental excitations (grey and black curves). Launch excitations (blue and red curves).

3.6 Isolation performance for the launch excitations

3.6.1 Launch excitations

Launch excitations at the base of the payload are time varying disturbances, which are of various nature according to the events of launch. During the first 150 s of flight, we can consider three major cases of disturbance :

- the **lift-off** (DCL, in french) in the first ten seconds. First, there is the ignition of the Vulcain motor (broadband), then the ignition of the booster which provokes the lift-off of the launcher (transient response of the launcher modes to the step of acceleration) and finally, the blast waves (broadband).
- the **maximum pressure oscillation** (ODP, in french). At this particular instant, the level of vibration reaches a maximum due a coupling between the longitudinal modes of the boosters and the acoustic modes due to the combustion inside the boosters. Note that this coupling occurs in a short time because the longitudinal modes of the boosters²⁰ evolve²¹ during time due to the loss of mass²² as well as the evolution of the acoustic modes²³. This type of excitation is a multiple harmonic case with two main harmonics at HF ;
- the **boosters separation** (SEP, in french). At this moment, due to a very short pyrotechnic combustion of the joints of the boosters on the central body of the launcher, a shock type excitation occurs. This disturbance is the transient response of the launcher structure.

Moreover, we call BUF (for buffeting) the intermediate phase between DCL and ODP. This phase is quite quiet, except it contains some LF excitation, which may excite the isolator modes.

Prior to the analysis of Semi-Active Launch Vibration Isolation performance with truss structures (chapters 4 and 5), we report in this section the simulation results of the sdof SA isolator ($f_n = 4.1Hz$), in order to classify the launch excitations in the conflict diagram of figure 3.31.

3.6.2 Simulation results

The time response in the 3 directions of excitation is illustrated in figure 3.32. As a time and frequency varying signal, a time-frequency analysis such as Short Time Fourier Transform (STFT), and the spectrogram representation, is more relevant than a Fourier transform. However, for the analysis of conflict curves, the averaged power spectra are computed, see figure 3.32. The conflict diagrams (HF-LF and MAR-LF) in figure 3.33 show that the performance benefit SAVI/PVI is not as good as it was for WN cases. For the z-direction, we see a slight improvement of SAVI compared to PVI, but for x and y, the SAVI is not more efficient than the optimal passive case, and can even be less efficient.

Looking at the power spectra, we see that the launch excitations are of coloured noise type, and that the level of the 20 Hz mode, which is the main HF contributor, is larger for z than for y , and for x . If we report then the conflict curves with the other cases investigated in this chapter, see figure 3.31, we see that the HF/LF ratio is between 2.5 and 3.3, which is not favourable to SAVI, especially for multiharmonic

²⁰they are attached to the central body of the launcher via some soft viscoelastic layers.

²¹they increase, as can be seen on the spectrogram.

²²ejection of the combustible

²³they are linked to the volume of the cavity, which increases as combustion occurs.

type disturbances.

The launch excitations seem to confirm what is observed previously : SAVI does not perform significantly better than PVI for broadband excitations with a low HF/LF ratio. However, these results are taken from frequency spectra averaged over the different phases of flight. It would be more relevant to look at the performance for each phase separately, which will be done in the next chapters. Moreover, the conflict diagram might not be the best criteria to compare SAVI and PVI for launch excitations, because for instance, the launch excitations contain some transient components, which were not considered here. In the next chapters, we will look more closely at the level of deflection of the isolation mount, which is representative of the low frequency of the payload response. Moreover, the transient response of the SAVI and PVI for wind gust type excitations will be investigated.

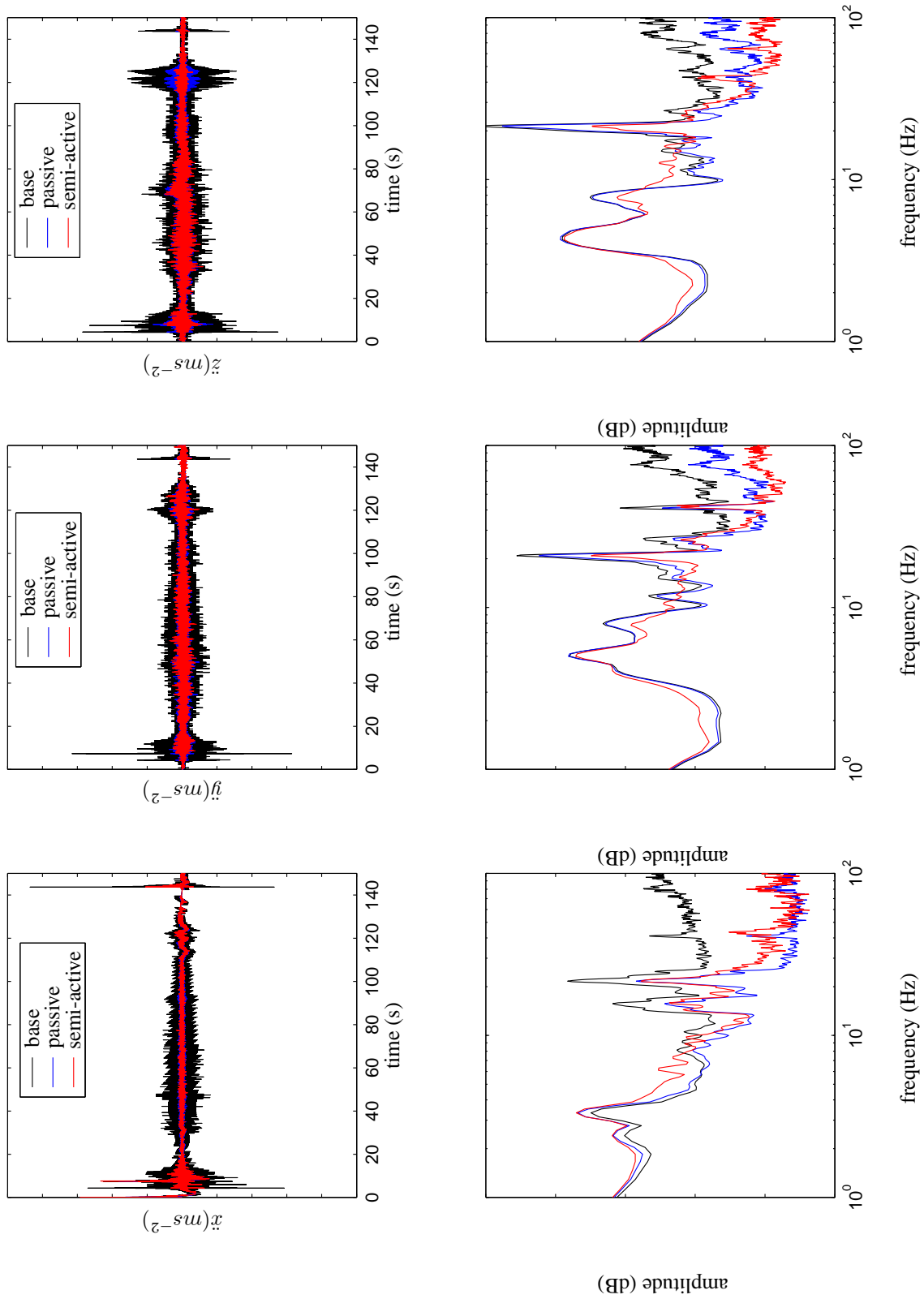


FIG. 3.32 – Time histories and power spectra of the 3 translational base and payload accelerations for passive ($\xi_p = 0.76$) and semi-active isolation ($\xi_{sky} = 1.25$, $k_p = 0.11A/N$).

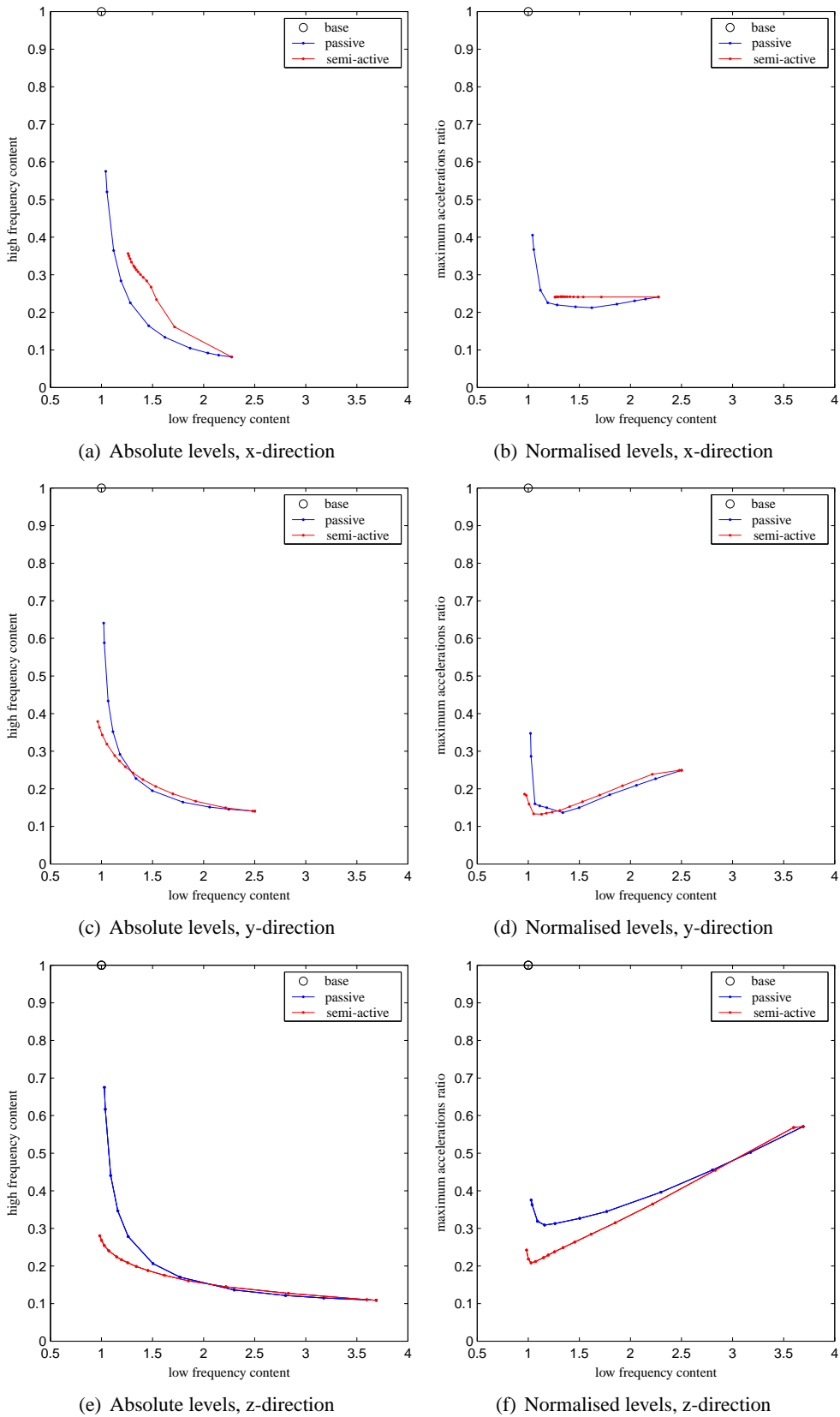


FIG. 3.33 – Conflict curves for x, y and z acceleration. Simulation results.

3.7 Summary

This chapter has focused on the comfort performance of a semi-active isolation system, compared to those of a passive system. The study is restricted to the single degree of freedom configuration, and therefore is conceptual. A particular attention has been brought to broadband disturbances, which are more critical for a semi-active system. Both numerical and experimental approaches have been used.

First of all, though more simple to implement, clipped on-off strategies have not been retained. A clipped-continuous skyhook damper controller, which shows superior performance for narrowband as well as broadband excitations, has been implemented with a force feedback tracking loop.

Then, an experimental rig has been realised, using “optimally” the mechanical features of the commercial magneto-rheological damper that is used. This has enabled one to verify the validity of the models used by analysing the correlation between numerical and experimental results, in order to perform more systematically the simulation.

Indeed, in the last part, the benefit of performance from passive to semi-active systems has been analysed for a wide range of broadband disturbances, thanks to diagrams of conflict between high frequency isolation and low frequency amplification. A rule of the thumb has been observed, which establish that semi-active isolation performs significantly better than passive isolation when the acceleration disturbance spectrum has a stronger high frequency content than the low frequency content, for spectra of limited bandwidths (below 100 Hz). Experimental results confirm that trend.

Finally, in this respect, it is shown that launch excitations may not be a favourable case for semi-active isolation, and require further investigations, which are made in the following chapters.

Chapitre 4

Plateforme de Stewart semi-active : caractérisation et performances

Sommaire

4.1	Introduction	98
4.2	Plateforme de Stewart	99
4.2.1	L'architecture cubique	99
4.2.2	Etat de l'art	100
4.3	Démonstrateur plateforme 6 ddl semi-active	103
4.4	Modèle dynamique idéalisé	103
4.4.1	Equation de la dynamique de la structure hexapode	103
4.4.2	Modes théoriques de l'hexapode	107
4.4.3	Matrice de transmissibilité théorique de l'hexapode	107
4.5	Identification modale expérimentale	110
4.5.1	Accéléromètres	110
4.5.2	Détermination pratique de la matrice de transmissibilité	111
4.5.3	Norme de Fröbenius	112
4.5.4	Comparaison mesures/modèle	114
4.6	Stratégie de contrôle	116
4.7	Performances de l'isolateur : résultats de simulation	116
4.7.1	Modèle utilisé pour la simulation temporelle	116
4.7.2	Comparaison passif / semi-actif sur excitation simultanée des 6 modes de l'hexapode	118
4.8	Performances de l'isolateur : résultats expérimentaux	122
4.8.1	Transmissibilité longitudinale à courants constants	122
4.8.2	Contrôle semi-actif des excitations lanceurs	122
4.9	Résumé	132
4.10	Summary	133

4.1 Introduction

Ce chapitre s'intéresse au développement, à la simulation, et aux essais d'une plateforme de Stewart souple à vocation d'isolation vibratoire, par contrôle semi-actif d'amortisseurs magnéto-rhéologiques, ce qui à la connaissance de l'auteur n'avait jamais été réalisé auparavant.

Une architecture quasi-cubique a été choisie. On décrit les raisons qui ont motivé ce choix. Puis, on rappelle la mise en équation, bien décrite dans la littérature, à partir de laquelle on calcule les 6 modes de l'hexapode. On établit ensuite une comparaison avec les mesures en boucle ouverte, en décrivant une procédure de mesure de la matrice de transmissibilité du dispositif et de sa norme de Fröbenius.

Enfin, on implémente en simulation et expérimentalement un contrôleur par retour intégral d'effort transmis, ou Integral Force Feedback, sous sa forme semi-active au moyen de la commutation continue développée dans le chapitre précédent. On teste en particulier ce contrôleur pour les excitations lanceurs, reproduites expérimentalement.

4.2 Plateforme de Stewart

D. Stewart, inventeur éponyme de la fameuse plateforme, eut en 1965 l'idée originale de ce mécanisme pour réaliser un simulateur de vol, [75]. Le concept repose sur un mécanisme à n actionneurs, dont la longueur est contrôlée, et qui agissent en parallèle. Ceci lui vaut aussi les noms de plateformes parallèles [76] ou d'hexapode dans le cas où les actionneurs sont au nombre de 6.

Dans le contexte d'isolation vibratoire, les plateformes de Stewart actives peuvent être classées en deux catégories selon qu'elles sont raides ou souples. Dans le premier cas, les barres ont une raideur importante due à l'utilisation d'actionneurs de type stack piezoélectrique ou magnétostrictif. Le principe du contrôle consiste alors à contrôler l'extension de la barre de sorte à assouplir activement la structure afin d'isoler les sollicitations au-delà de la fréquence de coupure. L'intérêt de ce dispositif étant notamment d'avoir de faibles déflexions quasi-statiques dues à la gravité. Dans le cas du lanceur, où la poussée induit une gravité relative importante, on imagine aisément l'intérêt du dispositif raide, fortement limité toutefois en course par les caractéristiques des actionneurs disponibles sur le marché actuellement. Dans le cas de l'hexapode souple, l'actionneur, de type moteur électromagnétique (voice coil actuator), agit en parallèle d'un ressort souple dans le but d'amortir les modes de l'hexapode, le filtrage HF étant naturellement assuré par les ressorts. On est alors dans l'extension du contrôle skyhook damper en 1 ddl au cas 6 ddls.

Si les plateformes de Stewart passives et actives ont été largement étudiées dans la littérature, l'idée d'une plateforme semi-active n'a à ce jour pas encore été développée. On s'intéresse donc dans cette section à l'état de l'art des plateformes de Stewart actives, en commençant d'abord par l'aspect géométrique de la plateforme.

4.2.1 L'architecture cubique

Gough fut le premier à proposer en 1962 l'architecture cubique¹ [77]. Cette architecture a été reprise par l'Intelligent Automation Inc. (IAI) pour une application d'isolation des microvibrations en orbite, [78], puis par Preumont et al., [2]. La configuration nominale est obtenue en coupant un cube en deux plans comme cela est illustré dans la figure 4.1, plans qui constituent les plateformes inférieures et supérieures de l'hexapode.

Cette géométrie confère à la structure certaines propriétés intéressantes. Il est notamment mentionné dans [78] la minimisation des couplages entre barres adjacentes. Ainsi, en supposant que chaque barre travaille dans son axe, dans le cas où les barres sont rotulées à chaque extrémité, le capteur d'effort collocalisé avec l'actionneur ne voit pas l'effet de l'actionneur adjacent. Ceci motive alors l'utilisation d'un contrôleur multi-SISO où chaque barre a un contrôleur indépendant de type PID, cf section 4.6. C'est ce type d'approche simple qui a été envisagé ici, étendant l'approche clipped-continuous skyhook sur le 1 ddl. Par ailleurs, l'intérêt du contrôleur décentralisé réside dans une deuxième propriété intéressante de l'architecture cubique : la minimisation de la dispersion fréquentielle des 6 modes de suspension². Ainsi, avec un gain de contrôle uniforme sur toutes les boucles, on obtient une dispersion en amortissement actif (semi-actif ici) minimisée, comme on le verra dans le lieu des pôles en figure 4.12(a).

¹qui revendique d'ailleurs l'invention de la plateforme de Stewart, aussi appelée plateforme de Gough-Stewart.

²on peut même avoir les 6 modes à fréquences égales si la CU est centrée au centre de l'hexapode, comme cela est montré dans [2], ce qui est cependant difficile à réaliser en pratique.

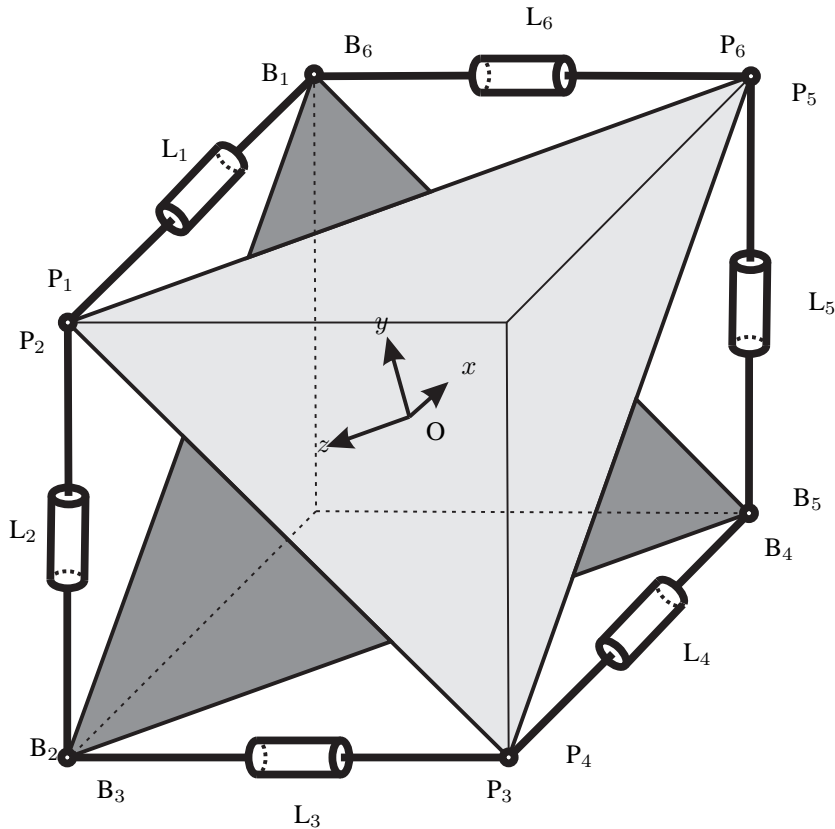


FIG. 4.1 – Cubic architecture, 3D view.

Notons que cela repose sur l'utilisation de liaisons des barres aux plateformes qui sont sphériques ou proches des liaisons sphériques. Dans la plupart des travaux d'isolation à vocation spatiale (micro-vibration, positionnement de précision), les liaisons préconisées sont des joints rigides selon l'axe de la barre, mais flexibles en rotation, ceci afin d'éviter les jeux propres aux solutions rotulées. Cependant, cela induit des modes de barres qui sont gênants pour le contrôle. Ici, étant donné l'application visée et l'ordre de grandeur des déplacements propres aux vibrations contrôlées (jusqu'à quelques mm), on se contente de liaisons rotulées, en ayant pris soin d'avoir un frottement le plus faible possible.

4.2.2 Etat de l'art

Un certain nombre de travaux sur l'isolation vibratoire pour des applications orbitales ont été réalisés aux USA ces 10 dernières années, [78], [79], [80], [81]. Certains résultats ont été réutilisés dans les travaux de Abu Hanieh, [2], qui propose un état de l'art assez complet ainsi que deux tableaux comparatifs synthétisant les travaux réalisés sur les plateformes de Stewart souples et raides que nous reprenons ici dans les figures 4.2 et 4.3. Pour plus de précisions à ce sujet, le lecteur est invité à s'y reporter.

En dehors de cette thèse, l'utilisation du contrôle semi-actif dans les plateformes parallèles a été peu envisagé. Citons toutefois [82] qui considère l'utilisation d'amortisseurs à fluide électro-rhéologique en complément des actionneurs dans une plateforme de Stewart de précision. Envisagé pour un grand réseau de télescope (stade conceptuel), le concept de telles plateformes consiste à stabiliser le contrôleur

Summary of current soft Stewart platforms

Hexapod	Actuator	Actu. stroke	Feedback sensor	Passive damping	Corner frequency	Gravity compensation	configuration	Control strategy	Joints
JPL [18], Fig.3.6	Voice Coil	± 250 μm	Load cells	Eddy current	10-20 Hz	Internal suspension	Cubic	Decentral. Force Feedback	Flexible joints
Hood Tec./Univ. of Washington [19], Fig.3.8	Voice Coil	± 5000 μm	Load cell Geophones LVDT	Elastomer	3 Hz	External suspension	Cubic	Decentral. feedback	Elastomers
Honeywell [22], Fig.3.9	Voice Coil	± 1000 μm	Accelerometers	Fluid	1 Hz	External suspension	Not cubic	Feedback	Bi-axial flexures
Naval Post-graduate school [23], Fig.3.10	Voice coil	± 5000 μm	Accelerometers	Eddy current, friction	12 Hz	None	Not cubic	Decentral. feedforward	Ball joints
Univ. of Wyoming [10], Fig.3.11	Voice coil	± 630 μm	Load cells	Eddy current	10-20 Hz	Internal suspension	Cubic	Decentral. force feedback	Elastomers
CSA (soft) [19]	Electro-magnetic	± 20 μm	Payload geophones	—	15 Hz	None	—	Feedback	—
ULB (soft) [25], Fig.3.7	Voice coil	± 1500 μm	Force sensors	None	4.5 Hz	External suspension	Cubic	Decentral. force feedback	Flexible joints

FIG. 4.2 – Soft hexapodes state-of-the-art. From [2].

Summary of current stiff Stewart platforms

Hexapod	Actuator	Actuation stroke	Feedback sensor	Configuration	Control strategy	Joints	Resolution
CSA (stiff) [17], Fig.4.12	rotary motor	$\pm 6350 \mu\text{m}$	Payload geophones	Not cubic	—	Ball joints	$2 \mu\text{m}$
ONERA/MATRA [18], Fig.4.13	Piezo-electric	—	Force sensors	Not cubic	Decentral. Feedforward	Universal joints	—
IAI [10], Fig.4.11	Magneto-stictive	$\pm 127 \mu\text{m}$	Load cells, accelerometers	Cubic	Decentral. feedforward	Flexible joints	—
MATRA/CSEM [19], Fig.4.14	Piezo-electric	$\pm 12 \mu\text{m}$	Force sensors	Cubic	Decentral. force feedback	Flexible pivots	$0.1 \mu\text{m}$
Physik Instruments [20], Fig.4.15	DC motors, screws	$\pm 25000 \mu\text{m}$	Encoders	Not cubic	Static PID	Spherical, universal joints	$1 \mu\text{m}$ $10 \mu\text{rad}$
ULB (stiff) [11], Fig.4.16	Piezo-electric	$\pm 27.5 \mu\text{m}$	Force sensors	Cubic	Decentral. force feedback	Flexible joints	$0.005 \mu\text{m}$ $0.05 \mu\text{rad}$

FIG. 4.3 – Stiff hexapodes state-of-the-art. From [2].

actif par un ajout d'amortissement semi-actif, ce qui permettrait de meilleures performances de rapidité. Par ailleurs, il convient de citer les travaux plus récents de Unsal et al., [83] et [84] qui envisagent eux aussi, à un stade conceptuel, l'utilisation conjointe d'actionneurs en série avec des amortisseurs magnéto-rhéologiques. Selon l'auteur, l'intérêt dudit dispositif réside dans la stabilité accrue du système actif (non prouvé), et une réduction des coûts dans la mesure où l'actionneur servant au positionnement pourrait être de type "on the shelf". Un modèle Simulink de la barre à 2 ddl (1 étage actif et 1 étage semi-actif) est utilisé, et un contrôleur skyhook on-off est envisagé pour des excitations sinusoidales, l'étage actif restant inactif envers les perturbations vibratoires. Notons que ce concept du double étage actif / semi-actif fait écho aux derniers développements technologiques de CSA Engineering qui ont récemment breveté un actionneur piezoélectrique combiné à un semi-actionneur magnéto-rhéologique en vue d'une application de plateforme de précision, [85].

4.3 Démonstrateur plateforme 6 ddl semi-active

Un second démonstrateur d'isolation vibratoire semi-actif a été fabriqué et testé à l'ONERA. Il s'agit d'un hexapode souple avec 6 AMR, cf figure 4.5. Il est composé de 4 sous-systèmes :

- **la charge utile** : composée de la plateforme triangulaire supérieure de 34 kg, supportant 33 disques de 10 kg empilés,
- **la base d'excitation** : cette plateforme triangulaire inférieure est reliée par liaisons rotules à 3 excitateurs hydrauliques et suspendue (afin de rendre le montage isostatique et de soulager les excitateurs du poids du montage) par 3 élastiques via des tiges de réhaussement,
- **le treillis de 6 barres** reliant la charge utile à la base d'excitation par des liaisons rotules : chacune des barres est composée d'un ressort en parallèle à un AMR (Lord RD-1005-3), et de 2 capteurs d'effort pour réaliser la boucle de rétroaction semi-actif. L'un mesure l'effort de l'AMR, afin de réaliser la commutation continue identique au montage 1 ddl, décrite en section 3.2.5, l'autre mesure l'effort de la barre pour le contrôle Integral Force Feedback, qui sera décrit dans 4.6.
- **les accéléromètres** : 6 par plateforme qui permettent, via les matrices de transformations décrites en 4.5.1 de mesurer les 3 accélérations de translation et les 3 accélérations de rotation.

La configuration géométrique du démonstrateur est presque cubique (80 degrés entre barres adjacentes). A notre connaissance, ce démonstrateur constitue à ce jour la première et unique plateforme de Stewart semi-actif. Les premiers résultats concernant le démonstrateur ont été publiés dans [86].

4.4 Modèle dynamique idéalisé

4.4.1 Equation de la dynamique de la structure hexapode

Ce modèle dynamique suppose que les plateformes supérieures et inférieures sont rigides, les seuls éléments de raideurs étant selon l'axe des barres. Seule la plateforme supérieure contribue à la masse de la structure. Ce modèle a été largement utilisé et décrit, [2], [6], [79]. Les repères liés aux mouvements de la base et de la charge utile sont notés respectivement $\{B\} = \{O_B, x_b, y_b, z_b\}$ et $\{P\} = \{O_A, x_p, y_p, z_p\}$ où $\{x_b, y_b, z_b\}$ et $\{x_p, y_p, z_p\}$ coïncident avec $\{x, y, z\}$, définis dans la figure 4.5, et O_A et O_B sont les centres de gravité des plateformes supérieures et inférieures (nues, sans les disques). Les équations de la dynamique sont exprimées dans le repère inertiel $\{B\}$. Ainsi, le mouvement de $\{P\}$ est paramétré

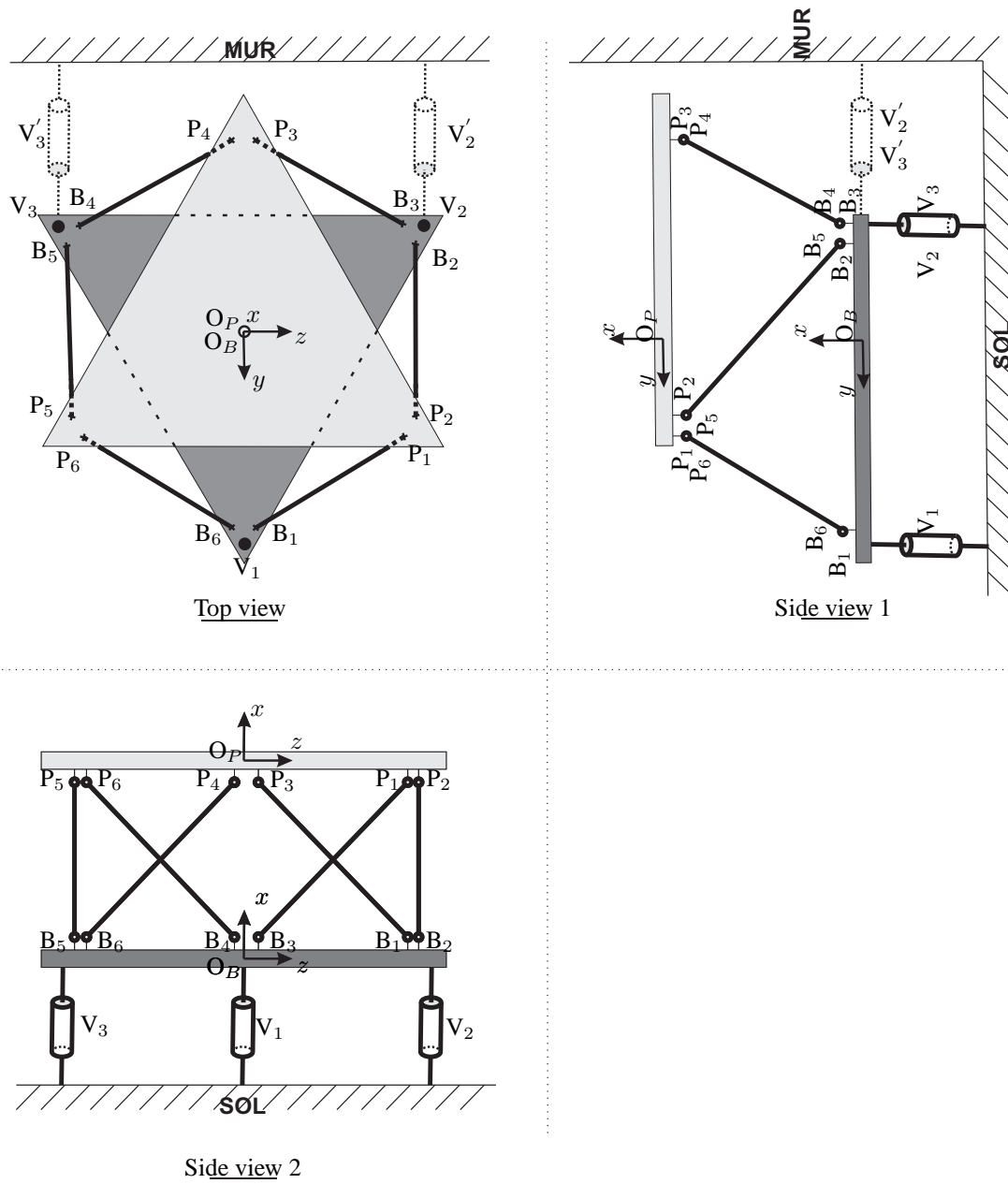


FIG. 4.4 – 2D drawings of the semi-active hexapode. Frames and notations.

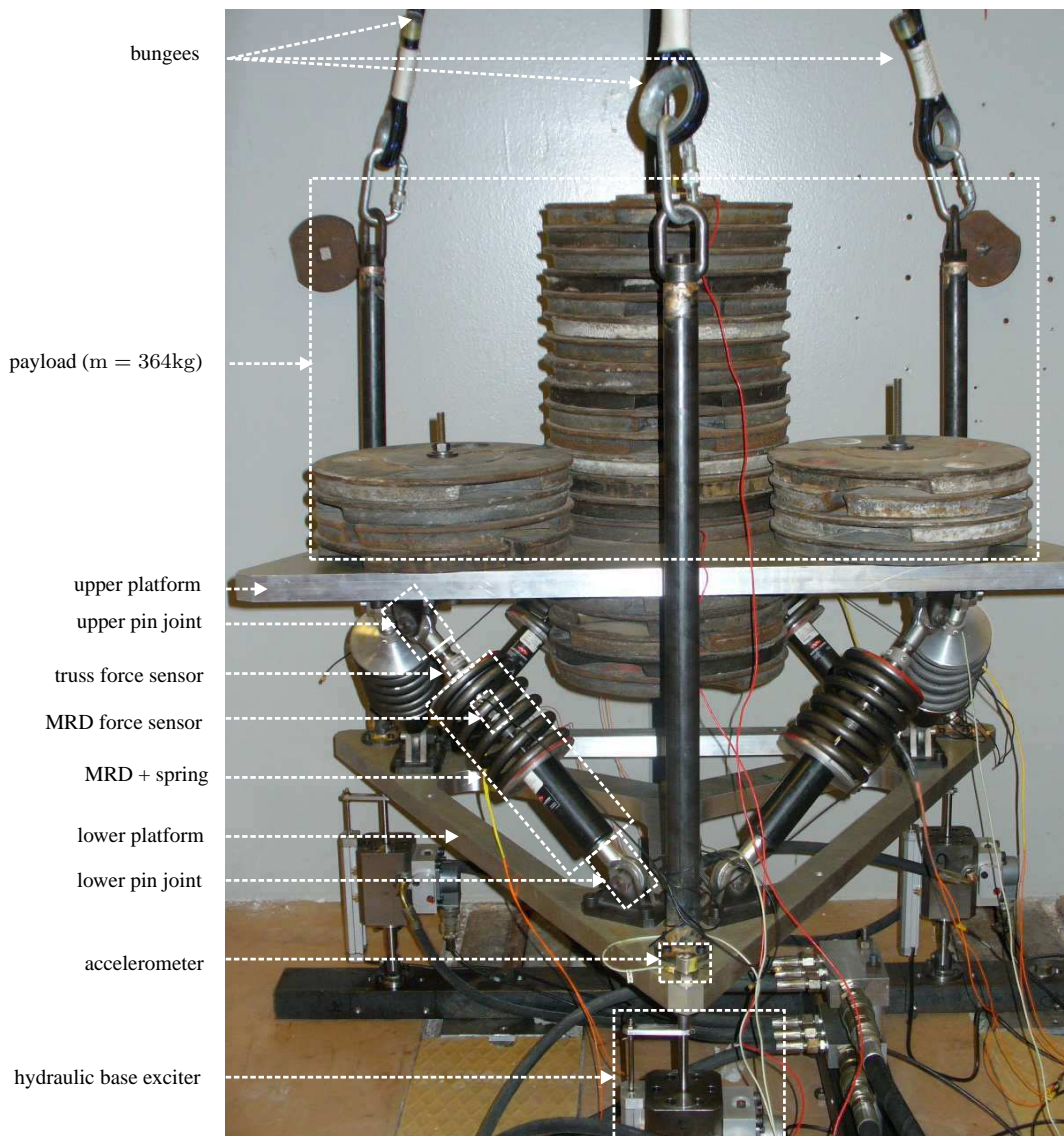


FIG. 4.5 – Semi-active hexapode.

par le vecteur $\mathbf{x}_{bp} = [x_{bp}, y_{bp}, z_{bp}, \theta_{x_{bp}}, \theta_{y_{bp}}, \theta_{z_{bp}}]^T$ où $\mathbf{x}_{bp} = \mathbf{x}_p - \mathbf{x}_b$, \mathbf{x}_b et \mathbf{x}_p étant les vecteurs de déplacements et de rotations de $\{B\}$ et $\{P\}$.

La matrice jacobienne J , cf annexe A, relie les élongations dans les barres, $q = [q^{(i)}]_{i=1:6}^T$, au vecteur de déplacements relatifs \mathbf{x}_{bp} selon la relation

$$q = Jx_{bp}. \quad (4.1)$$

Par ailleurs, on peut démontrer, cf annexe A, que J^T permet de passer des vecteurs d'efforts de barre exprimés selon leur axe, au torseur de ces efforts dans le repère $\{P\}$, exprimés sous forme d'un vecteur (3 efforts, 3 moments). En particulier, cette relation vaut pour les efforts des AMR $f_{MR} = [f_{MR}^{(i)}]_{i=1:6}^T$, et les efforts des ressorts $f_k = [f_k^{(i)}]_{i=1:6}^T$:

$$\begin{aligned} F_{MR} &= J^T f_{MR} \\ F_k &= J^T f_k. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Enfin, les efforts des ressorts sont simplement proportionnels à l'élongation dans la barre

$$f_k = kq, \quad (4.3)$$

où k est la raideur axiale de chaque barre.

Les efforts des AMR sont quant à eux dépendant de q , \dot{q} , et du courant i_{MR} : $f_{MR} = f_{MR}(q, \dot{q}, i_{MR})$. Cette loi est soit la loi identifiée expérimentalement dans le chapitre 2, soit la loi de l'amortisseur contrôlable idéalisé du chapitre 3, définie par

$$f_{MR} = \left(c_{min} + \frac{c_{max} - c_{min}}{i_{max}} i_{MR} \right) \dot{q}, \quad (4.4)$$

Ces notations étant définies, les 6 équations dynamiques de la charge utile sont

$$M\ddot{\mathbf{x}}_p = F_k + F_{MR}, \quad (4.5)$$

ce qui, après utilisation des relations 4.1, 4.2, 4.3, et $\mathbf{x}_p = \mathbf{x}_{bp} + \mathbf{x}_b$ se réécrit

$$M\ddot{\mathbf{x}}_{bp} + Kx_{bp} = -M\ddot{\mathbf{x}}_b + J^T f_{MR}(q, \dot{q}, i_{MR}), \quad (4.6)$$

où $K = kJ^T J$ et $M = \text{diag}\{m, m, m, I_x, I_y, I_z\}$ est la matrice de masse de la charge utile en O_A . Le tableau 4.1 résume les principales propriétés mécaniques de l'hexapode.

TAB. 4.1 – Stiffness, damping and mass properties of the demonstrator.

k (daN/mm)	c (Ns/m)	m (kg)	I_x (kg.m ²)	I_y (kg.m ²)	I_z (kg.m ²)
12.7	1370	364	17.3	15.9	15.9

4.4.2 Modes théoriques de l'hexapode

Les modes propres et leur fréquence associée sont calculés à partir de l'équation 4.6 en résolvant l'équation caractéristique

$$M\ddot{x}_{bp} + Kx_{bp} = 0 \quad (4.7)$$

Dans ce montage expérimental, les AMR utilisés en boucle ouverte (courant nul) ont une grande contribution dans l'amortissement de la structure. En linéarisant leur comportement à courant nul, $f_{MR} = c\dot{q}$, on peut calculer l'amortissement modal de la structure en boucle ouverte

$$M\ddot{x}_{bp} + C\dot{x}_{bp} + Kx_{bp} = -M\ddot{x}_b, \quad (4.8)$$

où $C = cJ^T J$, c étant l'amortissement linéarisé en boucle ouverte. Sous cette hypothèse, et sous l'hypothèse que les amortissements et les raideurs des barres sont identiques, on obtient une propriété remarquable : la matrice d'amortissement est proportionnelle à la matrice de raideur. En effet, $C = cJ^T J = c/kK$. Ainsi, on est parfaitement dans le cadre de l'hypothèse de Basile : la matrice d'amortissement est proportionnelle à la matrice de masse et de raideur. En conséquence, malgré le fort amortissement modal, la projection de C sur les modes propres du système conservatif associé est diagonale. En projetant l'équation 4.8 sur les modes propres, et tenant compte des relations d'orthogonalité $\Phi^T M \Phi = \text{diag}\{\mu_i\}$, $\Phi^T K \Phi = \text{diag}\{\mu_i \omega_i^2\}$ et $\Phi^T C \Phi = \text{diag}\{2\xi_i \mu_i \omega_i^2\}$, l'équation 4.8 devient un système de 6 équations de l'oscillateur à 1 ddl, avec un fort amortissement. Les propriétés modales de la structure en boucle ouverte sont résumées dans le tableau 4.2.

TAB. 4.2 – Modes, natural frequencies and associated damping ratios of the open-loop system (zero current).

Modes	x (piston)	y (shear)	z (shear)	θ_x (torsion)	θ_y (rocking)	θ_z (rocking)
f_n (Hz)	4.8	3.1	3.1	8.4	6.7	6.7
ξ	0.16	0.10	0.10	0.28	0.23	0.23

Les modes théoriques issus du modèle idéalisé sont visibles dans les figures 4.6 et 4.7. On voit qu'il y a invariance des modes par rotation d'angle $2\pi/3$, ou autrement dit que les modes latéraux sont définis à un angle $2\pi/3$ près. La matrice de transmissibilité entre les coordonnées généralisées de la CU et de la base, figure 4.8, montre bien le découplage théorique des ddls x et θ_x et l'appariement de y avec θ_z et de z avec θ_y .

4.4.3 Matrice de transmissibilité théorique de l'hexapode

La matrice de transmissibilité $\mathbf{H}_{pb}(j\omega)$ relie $\ddot{\mathbf{X}}_b(j\omega)$ et $\ddot{\mathbf{X}}_p(j\omega)$, respectivement transformées de Fourier de $\ddot{\mathbf{x}}_b(t)$ et $\ddot{\mathbf{x}}_p(t)$:

$$\ddot{\mathbf{X}}_p(j\omega) = \mathbf{H}_{pb}(j\omega) \ddot{\mathbf{X}}_b(j\omega) \quad (4.9)$$

La détermination de \mathbf{H}_{pb} nécessite d'exciter de manière décorrélée chacune des coordonnées généralisée de la plateforme de base, et d'identifier les transferts de chaque coordonnée généralisée de la CU par

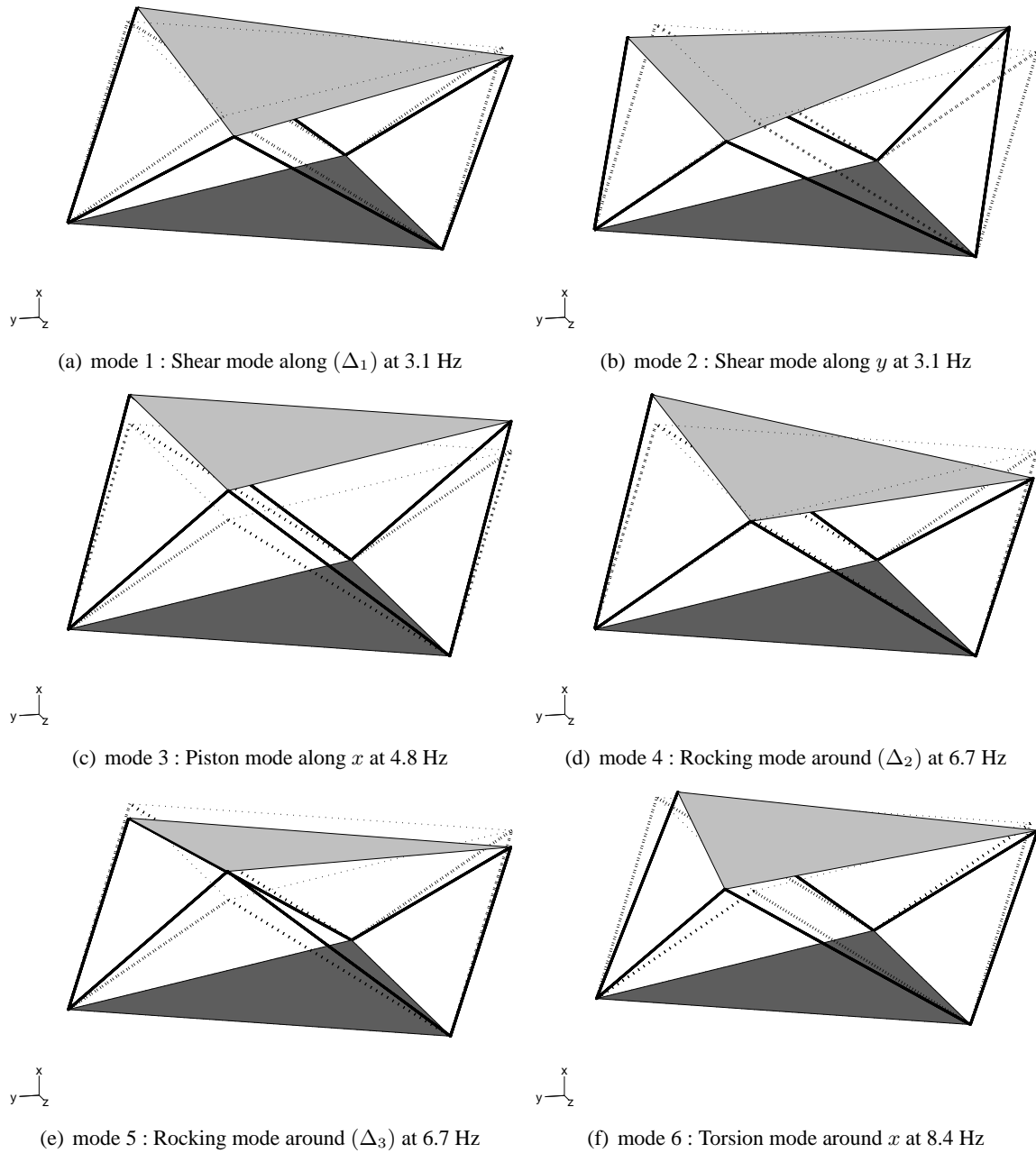


FIG. 4.6 – Modes shapes (analytical) 3D view, with Structural Dynamics Toolbox, Matlab. $(\Delta_1) = Rot_{2\pi/3}(Oy)$, $(\Delta_2) = Rot_{4\pi/3}(Oy)$, and $(\Delta_3) = Rot_{4\pi/3}(Oz)$.

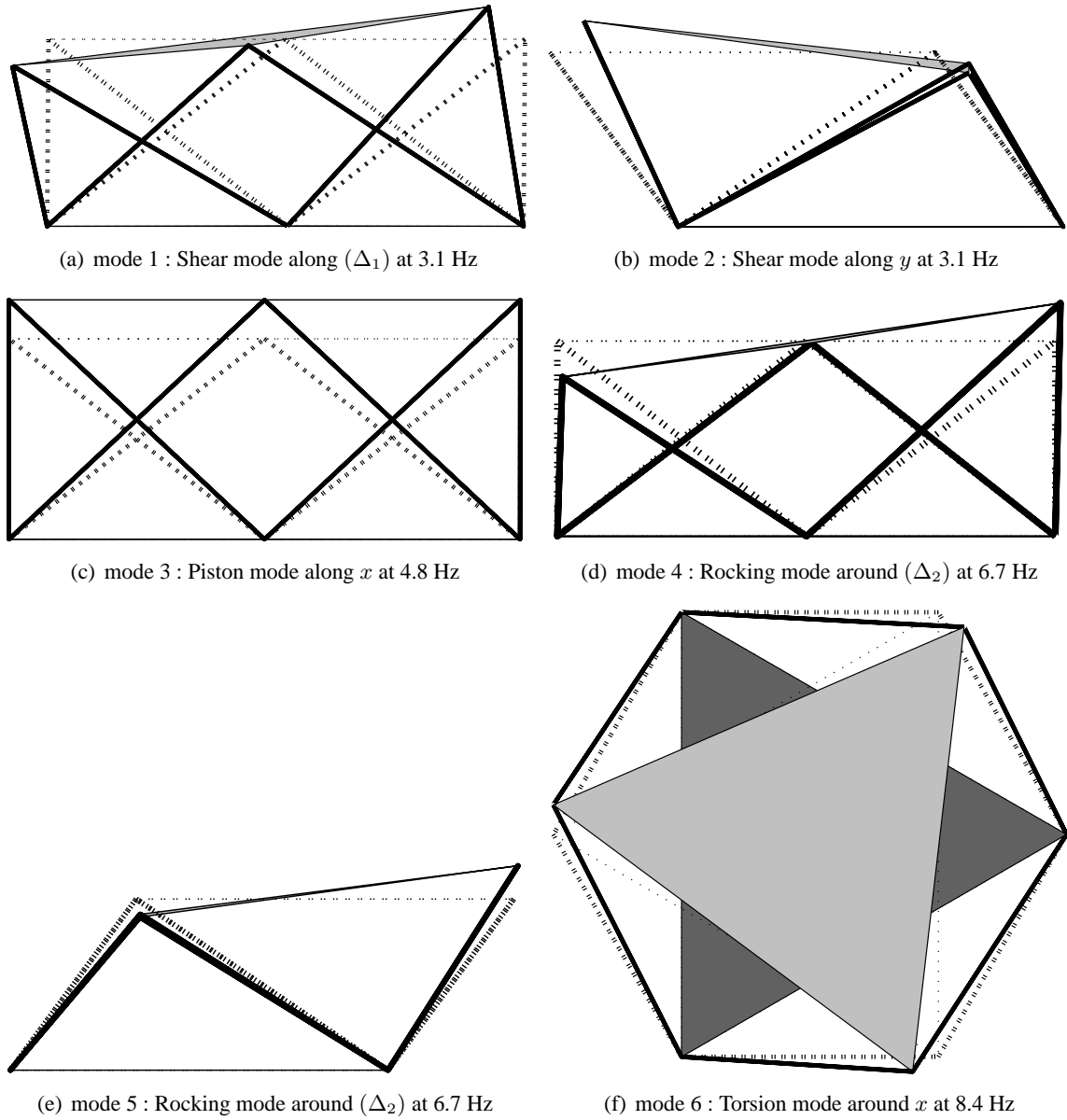


FIG. 4.7 – Modes shapes (analytical) 2D view, with Structural Dynamics Toolbox, Matlab. $(\Delta_1) = Rot_{2\pi/3}(Oy)$, $(\Delta_2) = Rot_{4\pi/3}(Oy)$, et $(\Delta_3) = Rot_{4\pi/3}(Oz)$.

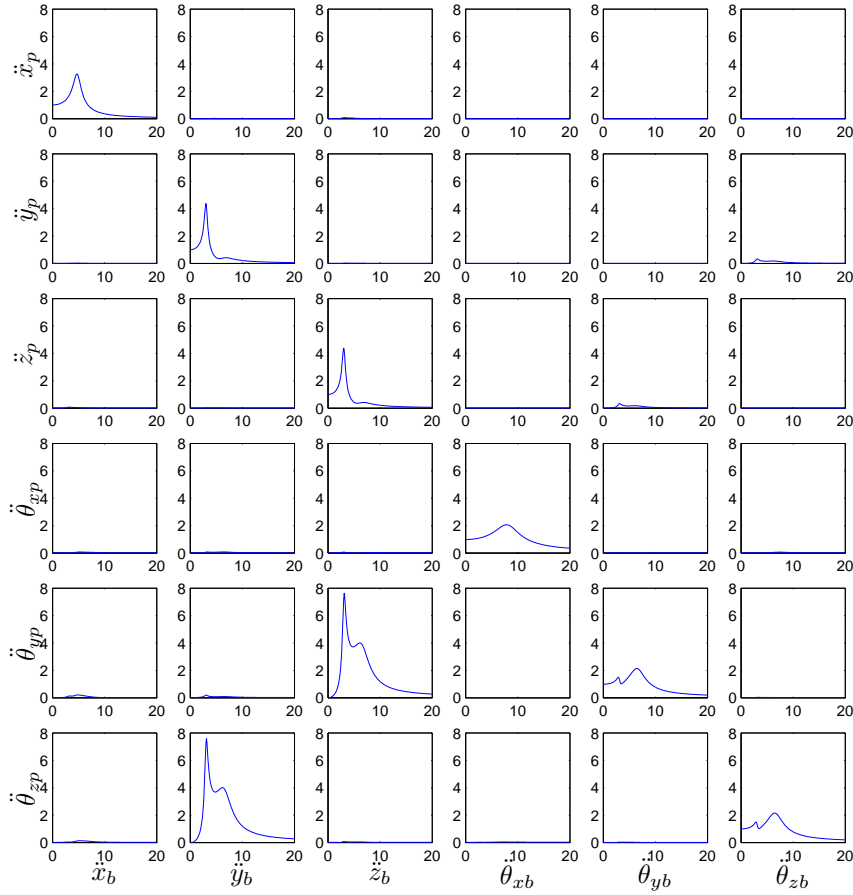


FIG. 4.8 – Transmissibility matrix (theoretical model). Frequency (Hz) in abscissa, amplitude (no dimension) in ordinate.

rapport à chaque ddl de base, soit :

$$\mathbf{H}_{pb}(j\omega) = [\mathbf{H}_{pb,ij}(j\omega)]_{i=1..6,j=1..6} \quad (4.10)$$

avec pour tout i et pour tout j ,

$$\ddot{\mathbf{X}}_{p,i}(j\omega) = \mathbf{H}_{pb,ij}(j\omega) \ddot{\mathbf{X}}_{b,j}(j\omega) \quad (4.11)$$

Sous la condition de parfaite décorrélation entre les excitations, on obtient les FRFs de la matrice de transmissibilité en figure 4.8.

4.5 Identification modale expérimentale

4.5.1 Accéléromètres

On appelle $\ddot{\mathbf{x}}_b^m = [\ddot{x}_{bi}]_{i=1..6}^T$ et $\ddot{\mathbf{x}}_p^m = [\ddot{x}_{pi}]_{i=1..6}^T$ les vecteurs composés des 6 accélérations mesurées par les accéléromètres des plateformes de base et de CU (payload), placés conformément à la figure 4.9. On peut relier les vecteurs accélérations mesurées aux vecteurs de coordonnées généralisées

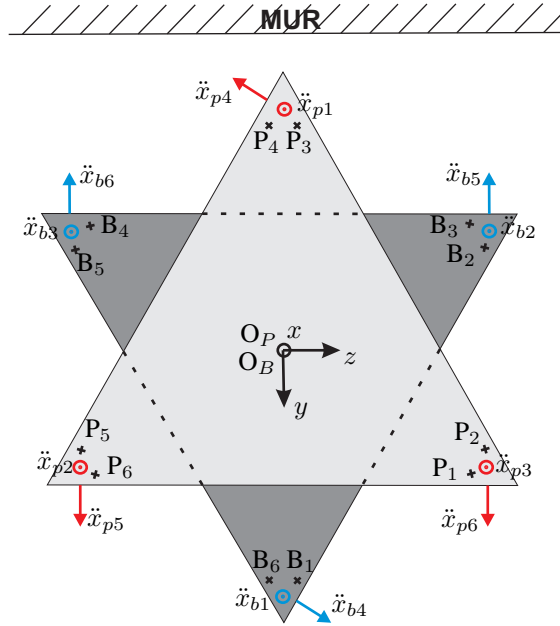


FIG. 4.9 – Accelerometers locations.

$\ddot{\mathbf{x}}_b = [\ddot{x}_b, \ddot{y}_b, \ddot{z}_b, \ddot{\theta}_{xb}, \ddot{\theta}_{yb}, \ddot{\theta}_{zb}]^T$ et $\ddot{\mathbf{x}}_p = [\ddot{x}_p, \ddot{y}_p, \ddot{z}_p, \ddot{\theta}_{xp}, \ddot{\theta}_{yp}, \ddot{\theta}_{zp}]^T$ par les matrices de transformations géométriques J_b et J_p :

$$\ddot{\mathbf{x}}_b = J_b \ddot{\mathbf{x}}_b^m, \quad \ddot{\mathbf{x}}_p = J_p \ddot{\mathbf{x}}_p^m \quad (4.12)$$

dont le calcul se fait par loi de composition des vitesses et dérivation, de la même manière que pour la matrice jacobienne, voir Annexe A.

4.5.2 Détermination pratique de la matrice de transmissibilité

La matrice de transmissibilité \mathbf{H}_{pb} explicitée dans l'équation 4.10 repose sur l'hypothèse d'une parfaite décorrélation entre les excitations. Une parfaite décorrélation entre les ddls de base est en pratique très difficile à réaliser avec le montage utilisé. Ceci se rapproche de la technique d'appropriation modale, où l'on génère une combinaison d'efforts permettant d'exciter un mode en particulier. La procédure pratique utilisée par Spanos et al. [79] consiste à exciter la base au cours de 6 expériences ou plus, dans lesquelles on change la place et la direction de l'excitateur inertiel utilisé. Ici, on réalise le même genre de procédure en changeant les combinaisons des excitateurs afin de privilégier l'excitation de quelques ddls à chaque expérience, ce qui est résumé dans le tableau 4.3. Néanmoins, il manque une expérience qui exciterait la translation z . Cependant, sous l'hypothèse que les modes de cisaillement y et z sont identiques, on synthétise une expérience supplémentaire en intervertissant les mesures y et z d'une part, et θ_z et θ_y d'autre part. Dans le cas général, on procède à N_m expériences indépendantes (ici, $N_m = 6$). A chaque expérience, les vérins d'excitations en fonctionnement sont commandés par la même tension, si bien qu'à la différence des transferts vérins près (cf annexe B), on a N_m excitations indépendantes. Les FRFs entre les accélérations mesurées de base $\ddot{\mathbf{x}}_{bj}^m$ et de CU $\ddot{\mathbf{x}}_{pj}^m$, et la tension imposée U_j à chaque

	Vérin 1 (V1)	Vérin 2 (V2)	Vérin 3 (V3)	ddls excités	mode recherché
Excitation 1	+X	+X	+X	x_b	longitudinal
Excitation 2	0X	+Y	+Y	y_b, θ_{zb}	cisaillement y
Excitation 3	0X	-Y	+Y	θ_{xb}	torsion
Excitation 4	-X	+X	+X	θ_{zb}	flexion θ_z
Excitation 5	0X	-X	+X	θ_{yb}	flexion θ_y

TAB. 4.3 – Combinaison des excitateurs

expérience j sont compilées matriciellement :

$$\mathbf{H}_b^m(j\omega) = [H_{bj}^m]_{j=1:N_m} \quad (4.13)$$

$$\mathbf{H}_p^m(j\omega) = [H_{pj}^m]_{j=1:N_m} \quad (4.14)$$

où chaque colonne vaut

$$H_{bj}^m(j\omega) = \frac{\ddot{\mathbf{X}}_{bj}^m}{U_j} \quad (4.15)$$

$$H_{pj}^m(j\omega) = \frac{\ddot{\mathbf{X}}_{pj}^m}{U_j} \quad (4.16)$$

et est composée des 6 FRFs d'accélération mesurées $[H_{bij}^m]_{i=1:6}$ et $[H_{pij}^m]_{i=1:6}$.

La transformation géométrique pour passer des accélérations mesurées aux accélérations des coordonnées généralisées, définie dans l'équation 4.12, permet alors de passer aux FRFs des coordonnées généralisées par rapport à la tension pour chaque expérience j :

$$H_{bj}(j\omega) = J_b H_{bij}^m(j\omega) \quad (4.17)$$

$$H_{pj}(j\omega) = J_p H_{pij}^m(j\omega) \quad (4.18)$$

Finalement, dans le cas où $N_m = 6$, on obtient la matrice de transmissibilité entre les 6 ddls de base et les 6 ddls de CU en inversant les FRFs des ddls de base par rapport aux tensions, à chaque fréquence discrétisée :

$$\mathbf{H}_{pb}(j\omega) = J_b \mathbf{H}_p^m(j\omega) \mathbf{H}_b^m(j\omega)^{-1} J_b^{-1} \quad (4.19)$$

Dans le cas plus général où N_m est différent de 6³, on utilise la pseudo-inverse de Moore-Penrose :

$$\mathbf{H}_b^{m+} = \mathbf{H}_b^{mH} (\mathbf{H}_b^m \mathbf{H}_b^{mH})^{-1} \quad (4.20)$$

4.5.3 Norme de Fröbenius

Afin de synthétiser l'information contenue dans la matrice de transmissibilité 6×6 , on peut utiliser un critère de transmissibilité scalaire en utilisant une norme matricielle, comme cela est proposé dans

³expériences redondantes par exemple $N_m > 6$

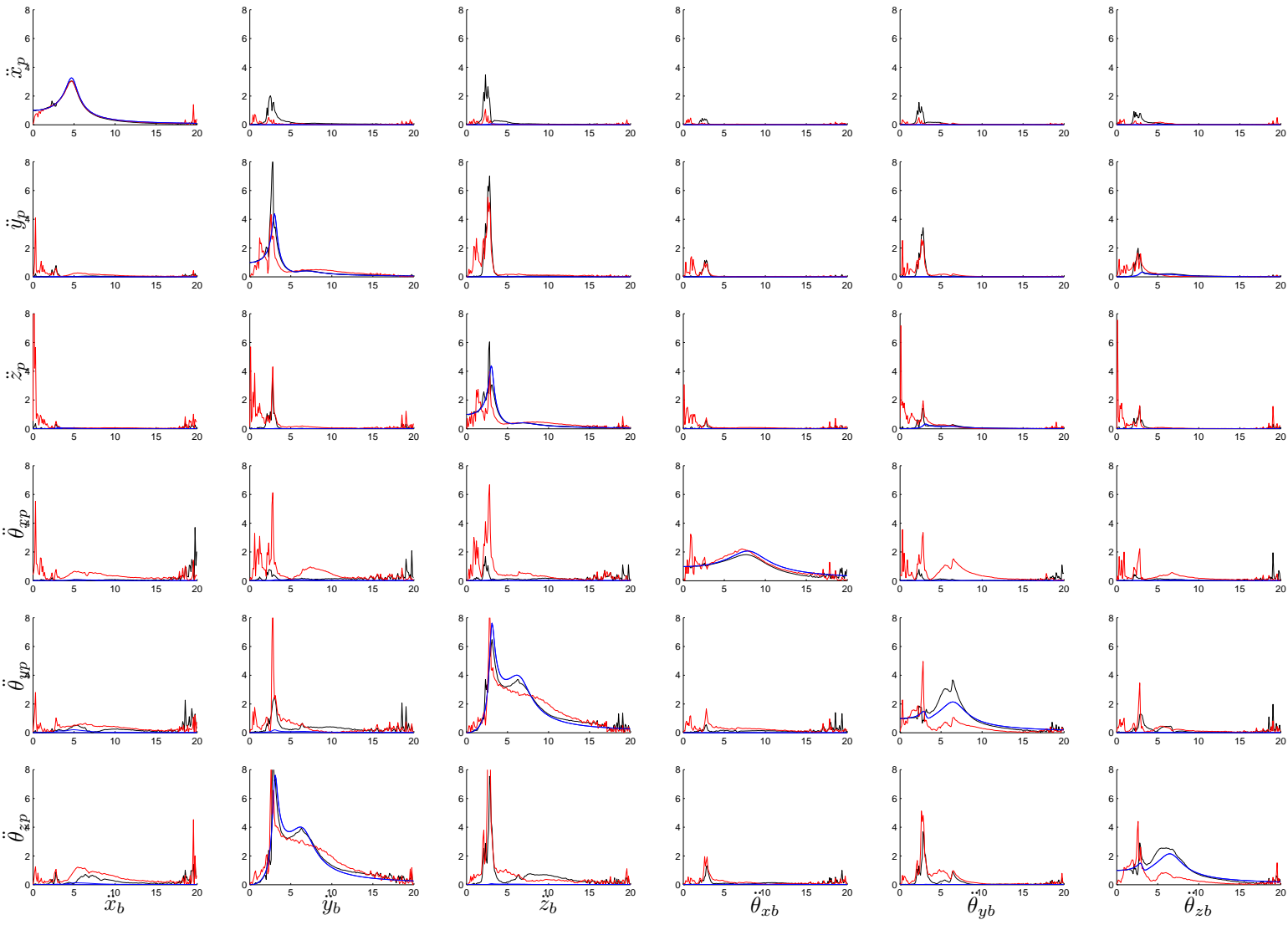


FIG. 4.10 – Transmissibility matrix. Frequency (Hz) in abscissa, amplitude (no dimension) in ordinate. Measurements (red), time simulations with measured (correlated) excitations (black), and theoretical model with uncorrelated excitations (blue).

[79] avec la norme de Fröbenius :

$$\|\mathbf{H}_{pb}(j\omega)\| = [\text{Tr}(\mathbf{H}_{pb} \mathbf{H}_{pb}^H)]^{1/2} = \left(\sum_{i=1}^6 \sum_{j=1}^6 |H_{pb,ij}|^2 \right)^{1/2} \quad (4.21)$$

En supposant que l'on impose **6 excitations décorréliées** de DSP unitaire (distribution fréquentielle uniforme) aux ddls de la plateforme de base,

$$X_b X_b^H = X_{b,j} X_{b,j}^* I, \text{ tel que pour tout } j, \quad E[X_{b,j} X_{b,j}^*] = 1 \quad (4.22)$$

le carré de la norme de Frobenius de H_{bp} peut s'interpréter comme la somme des DSP des ddls de CU, ou encore l'extension du cas 1 ddl de la DSP de la CU :

$$X_p^H X_p = \|\mathbf{H}_{pb}(j\omega)\|^2 X_{b,j} X_{b,j}^* \quad (4.23)$$

En effet,

$$X_p^H X_p = \text{Tr}(X_p X_p^H) \quad (4.24)$$

$$= \text{Tr}(\mathbf{H}_{pb} X_b X_b^H \mathbf{H}_{pb}^H) \quad (4.25)$$

Cela permet d'examiner la répartition fréquentielle de l'ensemble des spectres des ddl CU. Notons que d'autres combinaisons linéaires des entrées produiront une répartition fréquentielle des sorties différentes, ce qui peut être mieux pris en compte par les bornes des valeurs singulières issues d'une SVD (Singular Value Decomposition). Par ailleurs, si σ_i désigne les valeurs singulières de H_{bp} , on a la relation :

$$\|\mathbf{H}_{pb}(j\omega)\|^2 = \sum_i \sigma_i^2 \quad (4.26)$$

Comme cela est fait dans [87], on normalise la norme de la transmissibilité par la norme de la transmissibilité du cas de transmission rigide, c'est-à-dire la norme de l'identité :

$$\|\mathbf{H}_{pb}(j\omega)\|^* = \frac{\|\mathbf{H}_{pb}(j\omega)\|}{\sqrt{6}} \quad (4.27)$$

4.5.4 Comparaison mesures/modèle

On compare les données issues :

- des mesures (courbes rouges), avec les excitations explicitées dans la section 4.5.2, ces excitations étant partiellement couplées entre elles,

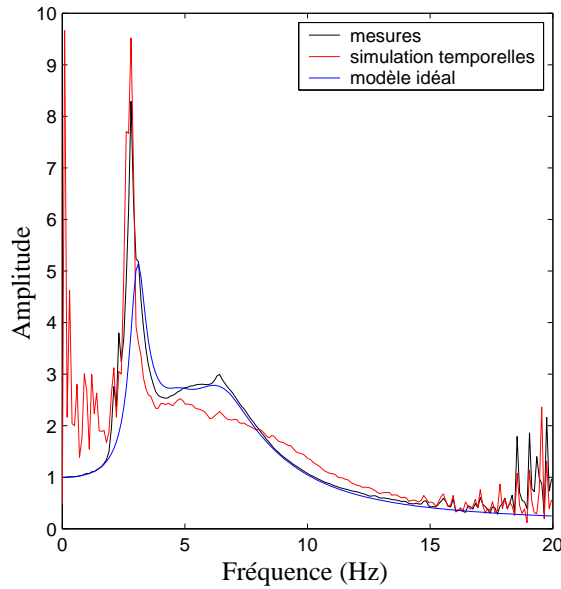


FIG. 4.11 – Fröbenius norm of transmissibility matrix.

- du modèle idéalisé (courbes bleues) détaillé dans 4.4, avec des excitations purement découplées, comme on peut le voir dans la figure 4.8,
- du modèle idéalisé, avec les excitations issues des mesures, (courbes noires) partiellement couplées.

Comme on peut le voir globalement dans la figure 4.11, le fait d’avoir en réalité des excitations couplées altère la représentation de la transmissibilité du système, en particulier pour les fréquences inférieures à 3 Hz⁴. De plus, les conditions aux limites du démonstrateur (élastiques et vérins hydrauliques) induisent des modes basse fréquence de corps rigide pour l’hexapode, non pris en compte par le modèle. La mesure “à la montre”⁵ avait permis de mettre en évidence notamment les 6 modes de corps rigide de l’hexapode :

- 1 mode vertical à 1.6 Hz (vérins découplés du montage),
- 2 modes de rotation à environ 3 Hz autour du centre de gravité du montage par rapport à y et z (vérins découplés du montage), qui peuvent fortement influencer les premiers modes de l’hexapode, compte tenu de leur fréquence,
- 1 mode de torsion à 0.8 Hz (vérins couplés au montage),
- 2 modes de pendules à 0.5 Hz par rapport au point d’attache des élastiques (vérins couplés au montage)⁶.

Quelle qu’en soit l’origine, il existe un pic à 2.4 Hz ne correspondant pas aux modes de l’hexapode qui est assez prédominant dans les FRFs. La figure 4.10 permet de voir plus en détail la correspondance entre les modes du modèle et les modes expérimentaux. Le modèle est représentatif pour les modes de pompage et de torsion. Les modes latéraux (2.9 Hz en expérience, 3.1 Hz pour le modèle) et de flexion (6.5 Hz en expérience, 6.7 Hz pour le modèle) sont aussi à peu près aux bonnes fréquences, mais ne sont pas bien excités au cours des expériences.

Notons de plus que le niveau d’amortissement dépend des expériences. En effet, selon le niveau d’exci-

⁴les signaux sont en effet assez bruités en BF, ce qui peut être aussi dû à la sensibilité des accéléromètres utilisés, pour des fréquences inférieures à 1 Hz.

⁵nombre d’oscillations en un temps donné.

⁶rappelons en effet que les vérins sont rotulés à chaque extrémité, ce qui confère peu de rigidité latérale au montage.

tation (qui n'est pas nécessairement le même d'une expérience à l'autre), les AMR sont plus ou moins amortissants, comme on a pu le mettre en évidence dans le chapitre 3.

La mesure statique des raideurs des ressorts a permis de mettre en évidence une légère dispersion entre eux (6.5%), qui n'a cependant que peu d'effet sur les modes.

Pour finir, notons que la bande d'analyse 0-20 Hz s'est restreinte aux modes basses fréquences de l'hexapode, et qu'il existe bien entendu des modes locaux, modes de spires des ressorts par exemple, comme on peut le voir figure 4.16(b).

Pour conclure sur la mise en évidence expérimentale des modes de l'hexapode, il s'est avéré difficile de procéder à une identification modale classique pour les autres modes que les modes de pompage et de torsion. Néanmoins, le démonstrateur a plus une vocation à démontrer les performances d'isolation semi-active, comme cela est illustré par la suite.

4.6 Stratégie de contrôle

L'approche adoptée dans cette étude est inspirée des travaux de Hanieh, [2]. Il s'agit d'un contrôle décentralisé nommé Integral Force Feedback (IFF) qui s'avère pertinent dans la configuration cubique. Un capteur de force, collocalisé avec le ressort et l'AMR, est présent dans chaque barre. La sortie de mesure associée est $f_{t,mes}$, elle est égale à la force transmise par la barre à la plateforme supérieure

$$y_m = f_{t,mes} = -kq + f_a = -kJx_{bp} + f_a \quad (4.28)$$

La loi de contrôle actif à émuler de manière semi-active est l'IFF et s'exprime par

$$f_a = -\frac{k_c}{s} y_m \quad (4.29)$$

Ainsi, en boucle fermée, chaque mode est solution de l'équation caractéristique

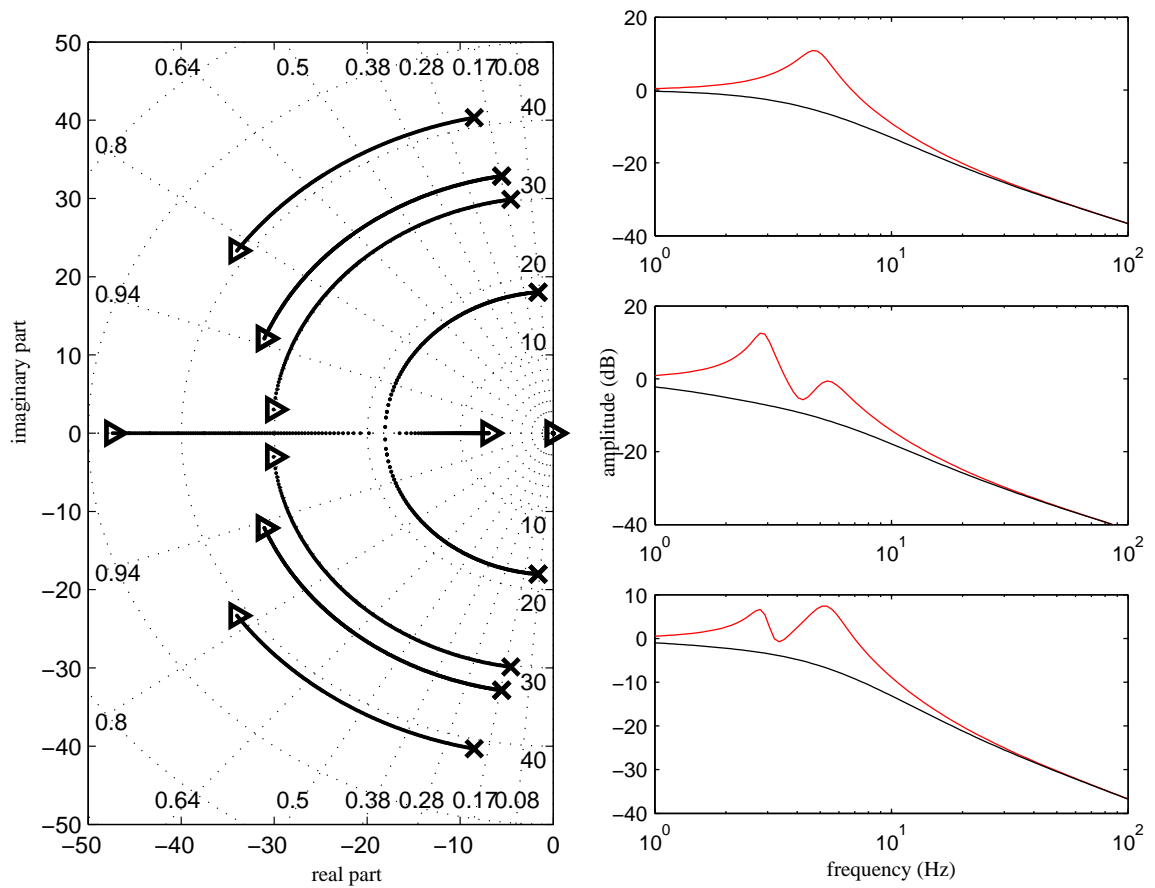
$$1 + k_c \frac{s}{s^2 + \omega_i^2} = 0 \quad (4.30)$$

Le lieu des pôles associé est présenté dans la figure 4.12(a). Dans la figure 4.12(b), on peut voir les amplitudes des transmissibilités dans les directions x , y , θ_z , pour un gain de contrôle tel qu'on ait l'amortissement critique sur le mode longitudinal ($k_c = 49.5$).

4.7 Performances de l'isolateur : résultats de simulation

4.7.1 Modèle utilisé pour la simulation temporelle

En amont de l'investigation sur le démonstrateur expérimental, des simulations sont menées afin de prédire les gains de contrôle à appliquer. La méthodologie de simulation est la suivante. L'équation dynamique 4.6 est écrite sous forme d'état



(a) Root locus.

(b) Magnitudes of transmissibilities for 3 dofs. From top to bottom : x , y , θ_z

FIG. 4.12 – Open-Loop (crosses, red lines) and Closed-Loop (triangles, black lines) for purely active integral force feedback controller.

$$\begin{aligned}\dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= C_y x + Du\end{aligned}$$

$$A = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ M^{-1}J^T & -I \end{bmatrix}, \quad (4.31)$$

$$C_y = \begin{bmatrix} -M^{-1}K & -M^{-1}C \\ -kJ & -cJ \\ \mathbf{0} & J \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & M^{-1}J \\ \mathbf{0} & I \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

où l'entrée (entrée de perturbation + entrée de contrôle) est $u = [\ddot{x}_b \ f_{MR}]^T$ et la sortie (sortie de qualité + sortie de mesure) est $y = [\ddot{x}_p \ f_{t,mes} \ \dot{q}]^T$. f_{MR} est le vecteur des efforts des AMR. Le système est en boucle fermée lorsque f_{MR} émule, dans les phases dissipatives de contrôle, l'effort actif désiré $f_{des} = f_a$ défini dans l'équation 4.29, selon la stratégie "clip & track" illustrée dans la figure 3.9. Le système en boucle fermée est simulé à l'aide de Matlab/Simulink, comme le montre la figure 4.13.

Le modèle de l'amortisseur à amortissement contrôlable, qui est implémenté dans les simulations, peut être de deux formes. Le premier modèle est le modèle idéalisé, [88], défini par

$$f_{MR} = \left(c_{min} + \frac{c_{max} - c_{min}}{i_{max}} i_{MR} \right) \dot{q}, \quad (4.32)$$

où c_{min} , c_{max} et i_{max} sont constants. Le deuxième modèle est le modèle non-linéaire hystérétique, recalé sur des mesures de caractérisation, défini dans la partie 2. Les résultats suivants utilisent le modèle idéalisé de l'AMR, afin d'alléger les simulations. De fait, afin d'obtenir des FRFs avec peu de bruit, une résolution fréquentielle satisfaisante, sur une bande fréquentielle suffisamment large, le nombre d'échantillons en simulation monte jusqu'à environ 1 million⁷. Pour l'AMR non-linéaire du chapitre 2, le nombre d'échantillons est environ 100 fois plus grand que pour le modèle de l'AMR idéalisé, ce qui a pour effet de saturer la mémoire du calculateur.

4.7.2 Comparaison passif / semi-actif sur excitation simultanée des 6 modes de l'hexapode

On réalise ici une simulation avec le modèle à 6 ddls de l'hexapode présenté en section 4.4, avec le modèle de l'AMR idéalisé. Les 6 ddls de la plateforme de base sont excités simultanément par 6 bruits blancs en vitesse dans la bande passante 1-50 Hz (cf chapitre 3, section 3.5.3), décorrélés, de telle sorte qu'on utilise la formule directe de la matrice de transmissibilité, équation 4.10.

En pratique, les 6 excitations étant de durée finie (300 s), la cohérence entre 2 excitations n'est pas rigoureusement nulle⁸. En conséquence, les termes de la matrice de transmissibilité qui sont théoriquement nuls (cf figure 4.8) ne le sont pas tout à fait, comme on peut le voir figure 4.14.

La figure 4.14 montre que le contrôle SA ($k_c = 100$, $k_p = 0.005$) s'avère plus efficace que les cas

⁷Les solveurs à pas de temps fixe ne convergeant pas, le solveur que nous utilisons dans les simulations de contrôle non-linéaire est la paire de Bogacki-Shampine d'ordre 2, 3, méthode explicite de type Runge-Kutta emboîtée, avec pas de temps variable. Cette méthode a pour effet, dans le cas de l'AMR idéalisé, de multiplier par environ 15 le nombre d'échantillons de l'excitation et de la sortie rééchantillonnée.

⁸En moyenne, la cohérence des termes extra-diagonaux de la matrice de cohérence des 6 excitations vaut 0.017.

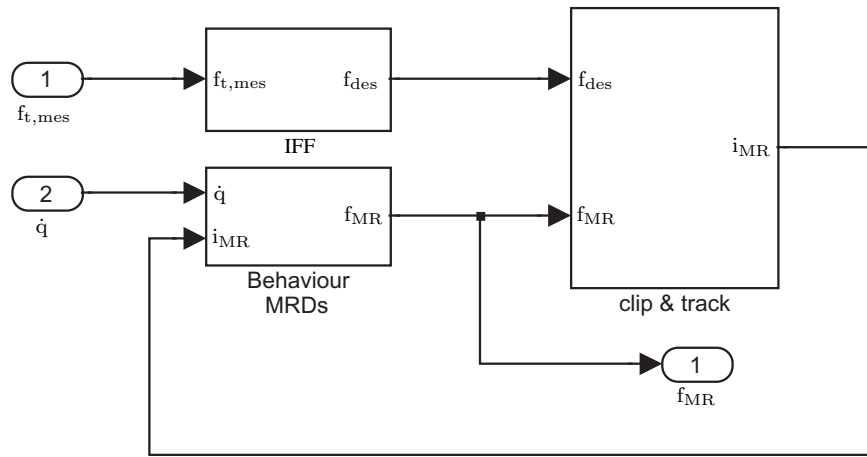
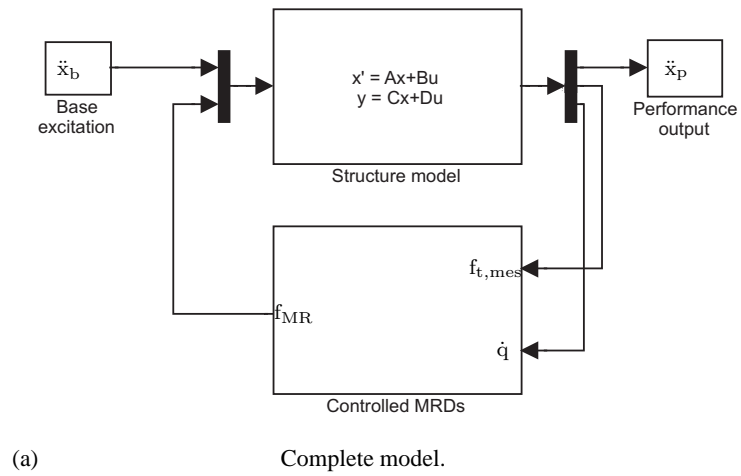


FIG. 4.13 – Simulink model of the closed-loop semi-active isolation system.

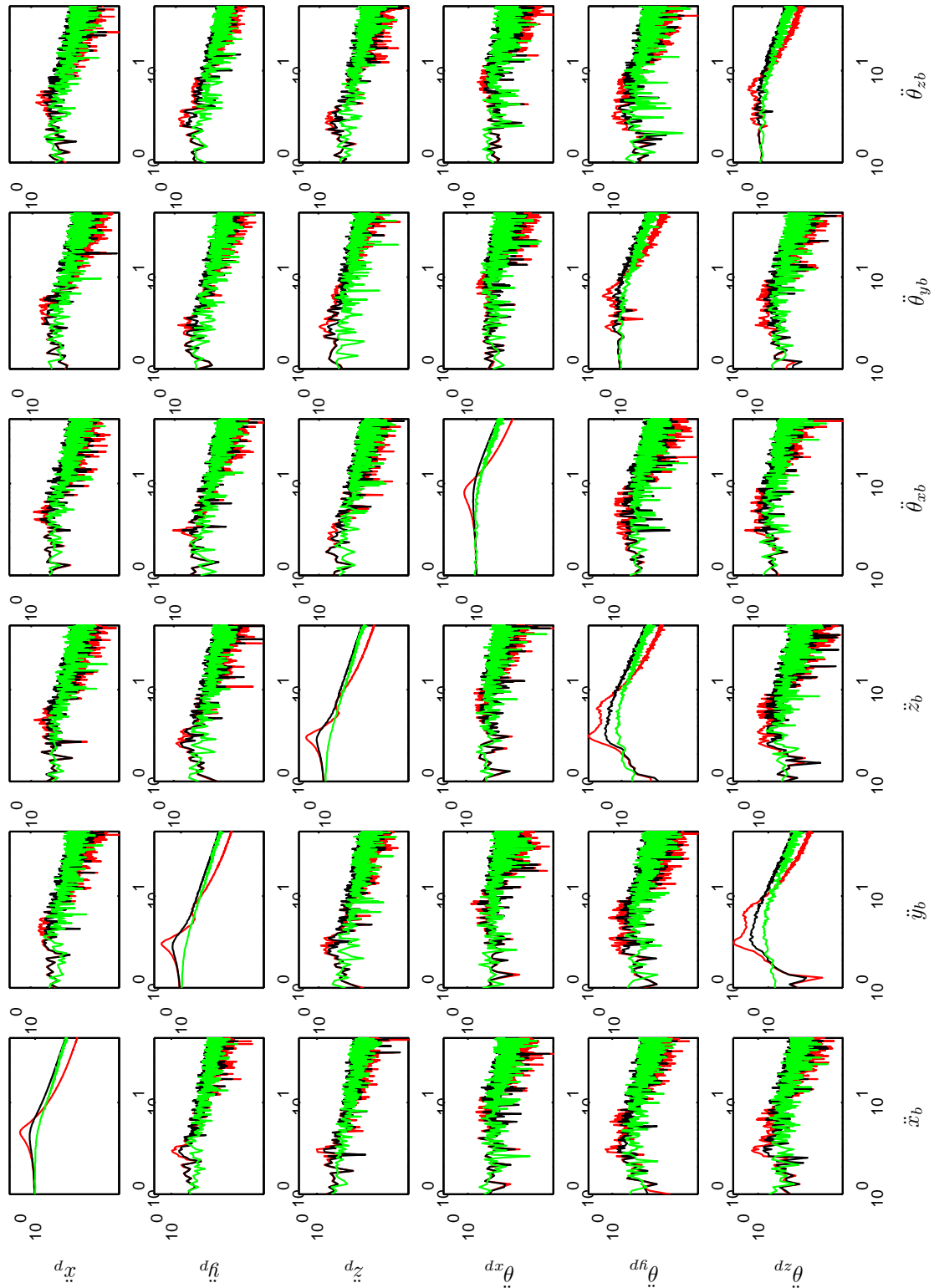


FIG. 4.14 – Transmissibility matrix for uncorrelated excitations. Frequency (Hz) in abscissa, amplitude (no dimension) in ordinate. Time simulations. Comparison passive/SA : passive off (red), passive on (black), SA (green)

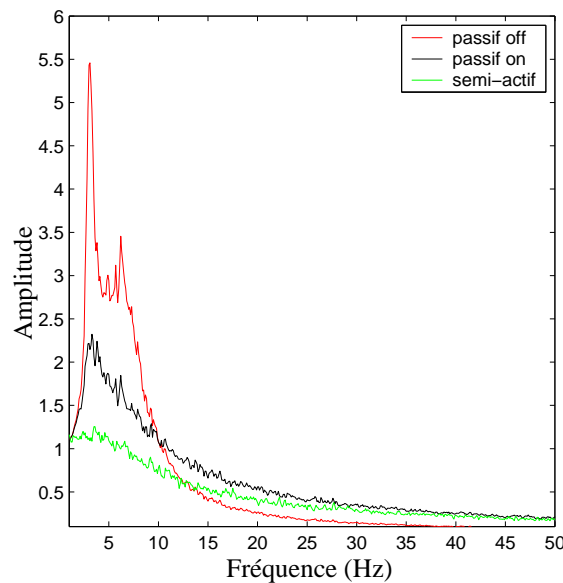


FIG. 4.15 – Fröbenius norm of transmissibility matrix. Comparison passive/SA

passif-off (0A), passif-on (0.2 A), et plus généralement que n'importe quel cas d'amortissement passif, et ce, **pour tous les modes de l'hexapode**, malgré des critères temporels de commutation qui peuvent être antinomiques suivant les modes (déphasages entre modes).

Les normes de Fröbenius des matrices de transmissibilité sont présentées figure 4.15 et montrent que **l'atténuation par le contrôle SA des modes de l'hexapode, sans altérer de manière rédhibitoire l'isolation haute fréquence, constituent une performance intéressante comparée aux hexapodes passifs. Ceci généralise les résultats trouvés dans le chapitre 3 concernant les excitations large bande.** De la même manière, des résultats de simulation et expérimentaux, non présentés dans ce document, montrent l'intérêt de l'hexapode semi-actif pour des excitations harmoniques à fréquence aléatoire dans le temps.

La section suivante montre des résultats expérimentaux d'excitation verticale en large bande, puis les essais de contrôle SA sur les excitations lanceurs dans les différentes directions.

4.8 Performances de l'isolateur : résultats expérimentaux

4.8.1 Transmissibilité longitudinale à courants constants

La figure 4.16(b) montre les transmissibilités de 6 cas de courants fixes et uniformes, mesurées pour une excitation large bande 1-100 Hz (proche du bruit blanc en vitesse) purement verticale, dont le spectre est présenté à la figure 4.16(a). La valeur RMS de \ddot{x}_b est de 43.8 ms^{-2} , (maxima d'environ 10 g) avec des amplitudes de déplacement de l'ordre de 1.5 mm. On peut voir en 4.4 que le modèle idéal de l'hexapode est valide jusqu'à environ 20 Hz. Au-delà de 20 Hz, on relève principalement 3 modes :

- un mode (et une antirésonance associée) à 28.5 Hz, qui fait participer principalement les élastiques de support du montage et les 3 montants métalliques verticaux sur lesquels ils sont attachés. La structure a été rigidifiée en conséquence en ajoutant 3 barres horizontales de liaisons entre les barreaux.
- un mode de barres à 43 Hz dû à la résonance des spires des ressorts. Ce mode pourrait être modifié en changeant les ressorts (moins massifs ou ressorts à gaz par exemple).
- un mode de Charge Utile vers 75 Hz. C'est un mode qui fait s'entrechoquer les masses entre elles. La stratégie de contrôle envisagée n'a pas pour but de contrôler ces modes, mais seulement les modes de l'hexapode, tout en maintenant un faible niveau d'amortissement à haute fréquence.

De plus, on peut de nouveau voir le conflit basse fréquence / haute fréquence en amortissement du système passif.

Note sur l'historique des essais : le contrôleur n'était pas encore implémenté à l'époque de ces essais, et au moment où il l'était, la décision avait été prise de ne plus faire d'essais "violents", dont l'essai bruit large bande avec courant fait parti. En effet, entre temps, le démonstrateur avait été détruit au cours d'un essai transverse large bande à courant constant. Il s'avère que les capteurs d'effort dans les barres sont faits pour travailler uniquement dans leur axe, ce qui n'est plus le cas à haute fréquence lorsque le courant est non nul (barres "rigides"). Le nombre d'essais avec contrôle a donc été limité afin de garantir l'intégrité du démonstrateur remonté, avant d'envisager éventuellement dans le futur des modifications au niveau des capteurs d'efforts, point faible du montage. Les essais avec contrôle présentés dans la section suivante concernent les excitations lanceurs.

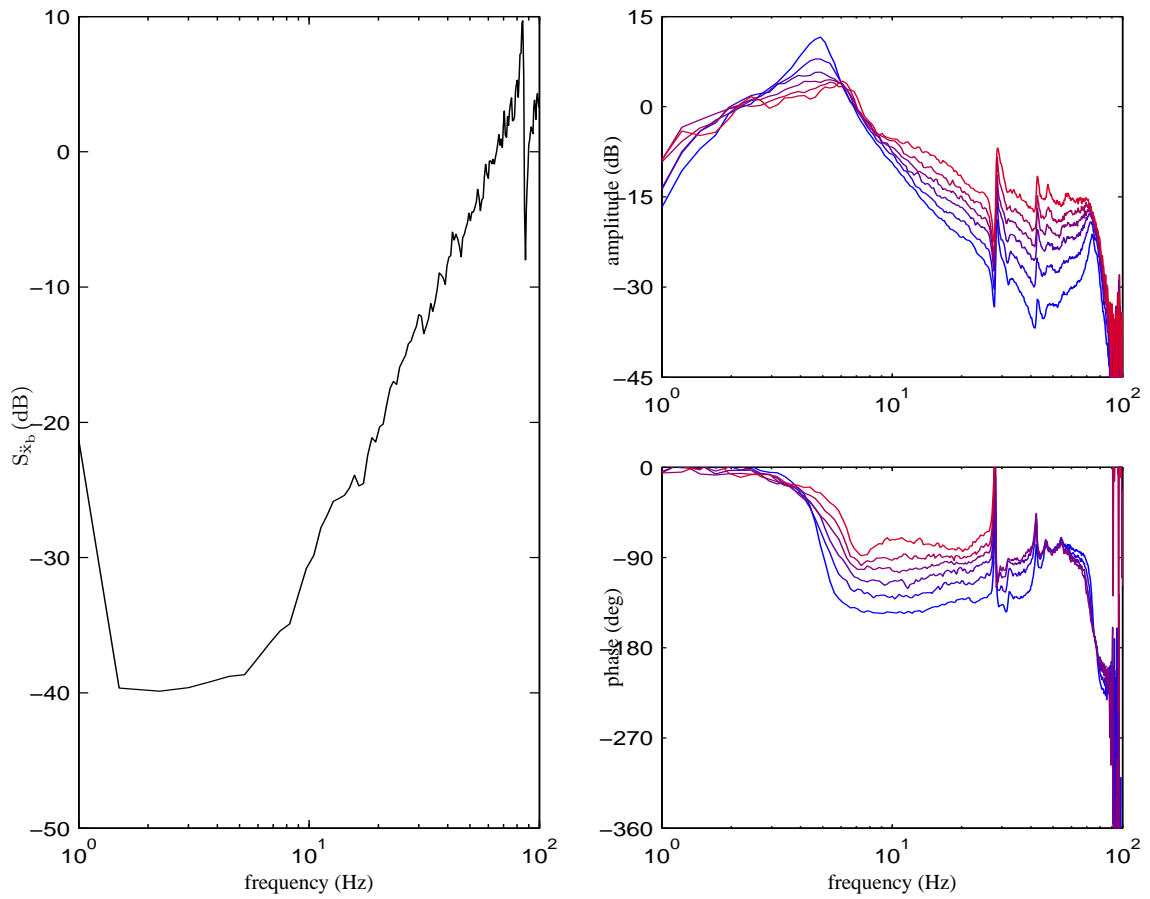
4.8.2 Contrôle semi-actif des excitations lanceurs

Synthèse expérimentale des excitations lanceurs

Afin de tester les performances d'isolation de l'hexapode SA en environnement du lanceur, on a créé expérimentalement des accélérations en pied de CU $[\ddot{x}_{vol,k}]_{k=1..3}$ mesurées au cours d'un lancement. La procédure de synthèse des excitations lanceur est expliquée en annexe B.

On réalise alors les 3 essais correspondant à chaque direction $[x_{vol,k}] = [x \ y \ z]$. Le cas d'excitation z est en réalité appliqué dans la direction y car on ne peut pas facilement orienter les vérins selon z , mais cela est équivalent étant donné que les modes y (resp. θ_z) et z (resp. θ_y) sont identiques. Finalement, on mesure les accélérations à la base et à la CU qui correspondent aux directions d'excitations : \ddot{x} pour $x_{vol,1}$, $[\ddot{y} \ \ddot{\theta}_x \ \ddot{\theta}_z]$ pour $x_{vol,2}$ et $[\ddot{z} \ \ddot{\theta}_y]$ pour $x_{vol,3}$, mesures que l'on compile en un seul vecteur pour la base \ddot{x}_b et la CU \ddot{x}_p .

La reproduction des excitations lanceur par cette procédure est assez bonne malgré quelques différences,



(a) Base acceleration spectrum

(b) Transmissibilities for 6 values of constant current. From blue to red : $i_c = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.3$ A

FIG. 4.16 – Broadband vibration isolation (6 dof) of a piston base disturbance (x direction). Experimental results

certaines phases de vol étant légèrement amplifiées (exemple OdP en y et z) alors que d'autres sont diminuées (DCL en x et y et SEP en x). Globalement, les niveaux synthétisés sont représentatifs des niveaux vol à 20 % près. D'autre part, il apparaît que l'on génère des rotations non négligeables lors des excitations transverses, du fait des conditions aux limites particulières du démonstrateur. N'ayant pas de mesures vol sur les accélérations, on ne sait pas si cela est représentatif ou non.

Enfin, un point délicat est que les niveaux d'excitations peuvent changer légèrement entre les cas avec (en noir) et sans contrôle (en vert) car la plateforme de base a une masse relativement faible par rapport à la plateforme de la CU. Ainsi, les efforts des AMR avec contrôle ont un effet non négligeable sur sa dynamique⁹. En particulier, on voit que le niveau de l'accélération de la base est plus élevé dans le cas avec contrôle que dans le cas sans contrôle. Il convient donc de travailler en niveaux relatifs CU/base pour comparer le passif et le SA, comme cela est fait par la suite.

Comparaison des performances du passif et du semi-actif

Comme l'étude 1 ddl au chapitre 3 avait déjà commencé à le mettre en évidence, le gain de performance du SA par rapport au passif est moins évident pour les excitations lanceur que pour des excitations de type bruit blanc. Le recours au diagramme de conflit (niveau RMS HF / niveau RMS BF de l'accélération) pour montrer le compromis BF/HF est difficile pour les excitations lanceur car les spectres sont dans ce cas bruités et sensibles aux paramètres de calcul, de par la nature instationnaire des excitations et certains contenus transitoires (DCL, SEP) mal retranscrits dans le domaine fréquentiel. Par conséquent, ici, on s'intéresse aux déflexions du système en alternative au contenu BF de l'accélération. En particulier, ce sont les déflexions latérales qui sont les plus critiques puisque des déflexions y , z , θ_y et θ_z trop importantes pourraient entraîner la collision entre la haut de la CU et la coiffe¹⁰. On montre donc en figure 4.17 les accélérations mesurées sur le démonstrateur à la base, et à la CU, avec et sans contrôle, et en figure 4.18 les déflexions entre la CU et la base, avec et sans contrôle.

Par ailleurs, les 150 premières secondes de vol ayant été découpées en 4 phases, DCL, BUF, ODP et SEP (cf section 1.2), on a calculé le gain du SA ($k_c = 50$, $k_p = 0.005V/N$) par rapport au passif pour chaque phase et pour chaque ddl, ce gain étant de 2 types : d'abord un gain en accélération maximale et RMS,

$$\begin{aligned} g_{a,max} &= \frac{\max(|\ddot{x}_{p,without}|)}{\max(|\ddot{x}_b|)} - \frac{\max(|\ddot{x}_{p,with}|)}{\max(|\ddot{x}_b|)} \\ g_{a,rms} &= \frac{rms(\ddot{x}_{p,without})}{rms(\ddot{x}_b)} - \frac{rms(\ddot{x}_{p,with})}{rms(\ddot{x}_b)} \end{aligned} \quad (4.33)$$

et un gain en déflexion maximale et en déplacement maximal, relativement au déplacement de la base¹¹,

$$\begin{aligned} g_{x_{bp},max} &= \frac{\max(|x_{bp,without}|)}{\max(|x_{b,without}|)} - \frac{\max(|x_{bp,with}|)}{\max(|x_{b,with}|)} \\ g_{x,max} &= \frac{\max(|x_{bp,without}|)}{\max(|x_{b,without}|)} - \frac{\max(|x_{bp,with}|)}{\max(|x_{b,with}|)} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Des gains positifs signifient que le contrôle SA vaut la peine d'être implémenté par rapport au système passif. Ces gains sont reportés dans les tableaux 4.4 à 4.7 et compilés sous forme de tableau de

⁹ ceci est une limite du montage. En effet, une vraie table vibrante a une base très massive, afin de ne pas être perturbée par la structure supportée

¹⁰ en effet, l'espace sous coiffe, "rattle space", est limité, voir chapitre 5

¹¹ il est important de raisonner en relatif car les niveaux de base ne sont pas égaux avec et sans contrôle.

couleur dans la figure 4.19 où le vert correspond à un gain nul, le rouge à un gain positif, et le bleu à un gain négatif.

On peut voir ainsi globalement que l'amortissement SA n'apporte pas de gain significatif en performance d'isolation en accélération comparé à un amortissement purement passif et peut même dégrader légèrement les performances, par exemple durant les phases de BUF et ODP pour $\ddot{\theta}_z$ en niveau maximal. On voit en effet des pics d'accélération dans le cas SA qui ne sont pas présents dans le cas passif. Le fait que le gain du SA sur l'accélération soit nulle tient du fait que les niveaux d'excitations BF sont trop faibles pour voir le gain de l'amortissement des modes BF de l'hexapode, comme cela avait été mis en évidence dans le chapitre 3.

Cependant, comme on a pu le constater visuellement lors des essais, les niveaux de déflexions sont notablement diminués avec le contrôle SA. Ceci se vérifie dans la figure 4.19 en particulier pour les déflexions latérales y_p , z_p , θ_{yp} et θ_{zp} : **l'amortissement SA peut diminuer jusqu'à 50 % le niveau de déflexion latérale vu dans le cas d'amortissement passif**. Notons aussi que le niveau d'amortissement du SA varie au cours du vol comme on peut le voir dans la figure 4.20. Ceci a donc un effet d'amortissement adaptatif, où le niveau d'amortissement augmente durant les phases où les déflexions sont susceptibles d'augmenter, à savoir sur les cas de charges transitoires BF (DCL), et sur les cas de charges ayant un fort contenu BF, tel que durant la phase BUF.

Cette capacité à atténuer les déflexions latérales pourrait s'avérer très positive dans le cas du lanceur pour éviter le contact CU/coiffe. Par ailleurs, on teste en simulation dans le chapitre suivant des cas de charge transitoire basse fréquence, du type rafale de vent, RAF, qui pourraient accentuer les observations sur les déflexions qui viennent d'être faites. Enfin, notons qu'a priori, les modes de l'hexapode sont plus amortis en SA que dans le cas passif, ce qui devrait limiter le problème du couplage entre les modes isolateur et le pilote.

Limiter les déflexions quasi-statiques grâce au contrôle SA permet donc de dimensionner un isolateur plus souple, et donc au final d'améliorer les performances d'isolation. C'est ce point, en plus de considérations plus industrielles, qui va être traité dans le chapitre suivant.

Performances d'isolation des excitations lanceur

Pour conclure sur les performances de l'isolateur semi-actif, les tableaux 4.8 et 4.9 montrent d'une part l'atténuation apportée par l'hexapode, en dB, et d'autre part l'amplification en terme de déplacements de la CU par rapport à la base. En ce qui concerne les accélérations, les résultats sont les suivants :

- **en y et z** : on obtient plus de 12 dB d'atténuation. La qualité de l'isolation s'explique par le contenu HF de l'excitation par rapport aux modes latéraux de l'hexapode.
- **en x** : 6 dB d'atténuation seulement sur le DCL. Ceci est dû au fait que le DCL est une oscillation d'un mode de lanceur à 3 Hz, qu'on ne peut isoler avec un mode d'isolateur à 5 Hz¹². Sur la SEP, on obtient 10 dB d'atténuation seulement, encore une fois à cause d'une contribution BF

¹²par ailleurs, on ne peut pas descendre la fréquence du mode x trop bas en raison de la gravité relative importante dans cette direction.

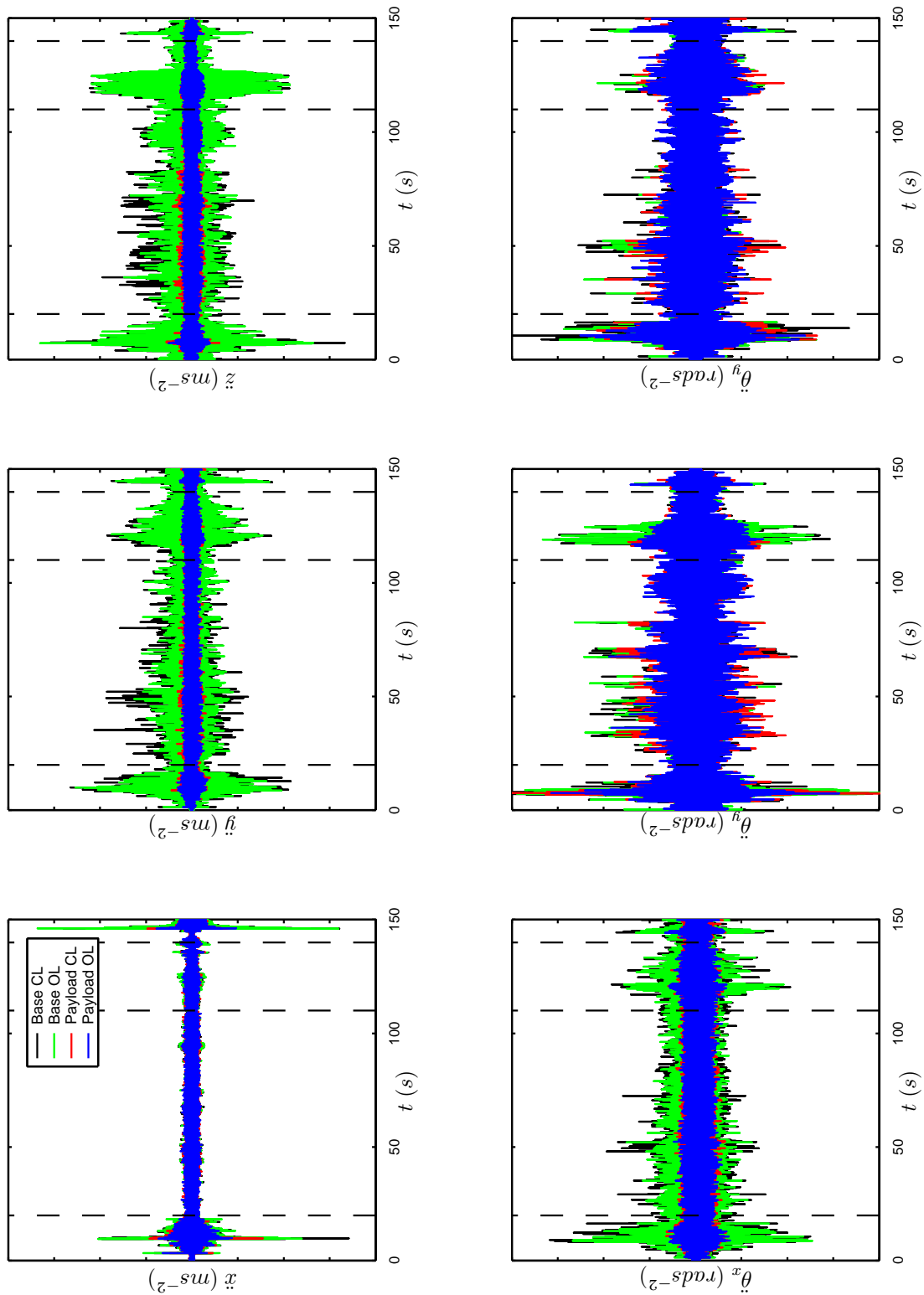


FIG. 4.17 – Experimental results with (CL) and without (OL) control. Launch excitations. Base and payload accelerations.

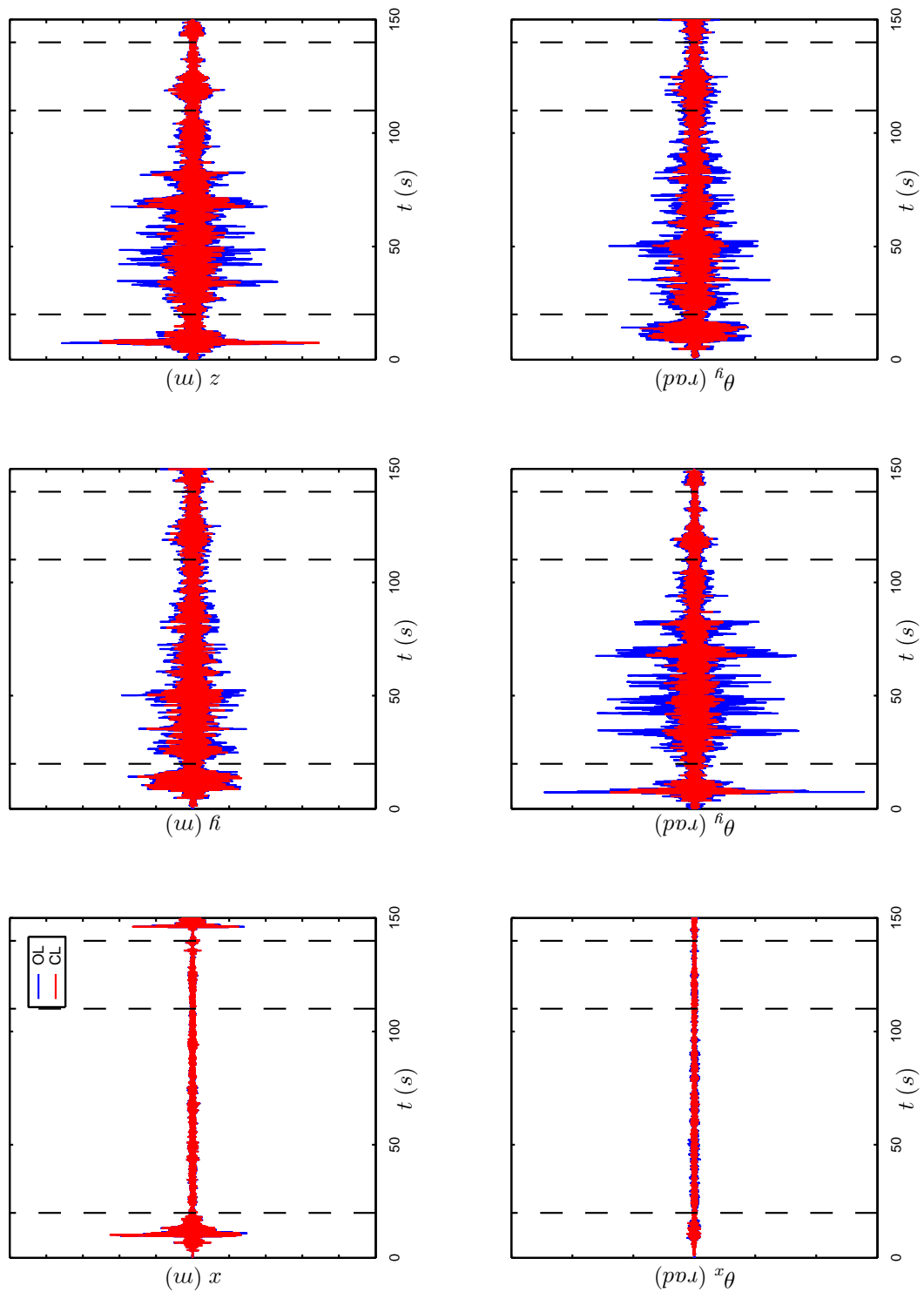


FIG. 4.18 – Experimental results with (CL) and without (OL) control. Launch excitations. Hexapode deflections.

importante. Les autres phases sur x , BUF et ODP, ne sont pas dimensionnantes, on ne cherche donc pas les performances.

- en θ_y et θ_z : les performances sont pauvres à première vue. Néanmoins, deux remarques s'imposent. Premièrement, les niveaux $\ddot{\theta}_{yp}$ et $\ddot{\theta}_{zp}$ sont pour une grande part dus aux excitations \ddot{y}_b et \ddot{z}_b , comme on peut le voir dans les termes $H_{pb}(6, 2)$ et $H_{pb}(5, 3)$ de la matrice de transmissibilité, cf figure 4.10. Or on compare ces niveaux à $\ddot{\theta}_{yb}$ et $\ddot{\theta}_{zb}$. A la limite d'une excitation purement transverse \ddot{y}_b et \ddot{z}_b , on obtiendrait un rapport $\left| \ddot{\theta}_{zp} \right| / \left| \ddot{\theta}_{zb} \right|$ infini, ce qui n'a pas de sens. Deuxièmement, comme mentionné plus haut, les niveaux $\ddot{\theta}_{yb}$ et $\ddot{\theta}_{zb}$ générés expérimentalement ne sont pas nécessairement ceux vus en vol (dont on n'a pas la donnée).

En ce qui concerne les déflexions, l'amplification due aux modes de l'hexapode reste raisonnable, de l'ordre de 20 % pour les translations. Pour les rotations, l'amplification est plus importante mais la même remarque que pour les accélérations s'impose. De plus, l'atténuation reste meilleurs que dans le cas passif, comme on l'a vu précédemment. Notons par exemple sur le DCL en θ_y un niveau de $6.5mrad$ en SA contre $12.5mrad$ en passif, ce qui induirait des déplacements de $13mm$ en SA contre $25mm$ en passif en haut d'une CU haute de 2 mètres.

Pour finir, il convient de relativiser les remarques ci-dessus. En effet, d'une part, pour conclure complètement sur l'avantage du SA par rapport au passif, il aurait été nécessaire de tester différents cas de courants constants¹³. Cette comparaison est faite en simulation sur le cas échelle 1 dans le chapitre suivant. D'autre part, les fréquences des modes de l'hexapode ne sont pas celles préconisées dans un dispositif échelle 1. En effet, comme on le verra dans le chapitre suivant, il existe des fréquences propres optimales pour l'atténuation des excitations lanceur.

Puissance consommée au cours du vol

On peut voir en figure 4.20 la tension de contrôle appliquée au cours de l'excitation vol dans l'AMR n°1¹⁴. La valeur moyenne du courant correspondant est seulement de $52mA$, soit une consommation totale pour les 6 AMR de $0.013Ah$ seulement¹⁵. Ceci confirme l'intérêt en terme de bilan énergétique d'un dispositif SA par rapport à un dispositif actif.

¹³ ce qu'on n'a pu faire pour des raisons de sécurité, voir note sur l'historique des essais plus haut.

¹⁴ une tension seuil de 0.47 V en dessous de laquelle le courant est nul est appliquée

¹⁵ à comparer à une batterie d'ordinateur portable, 4.8 Ah sous 15 volts, qui pèse 0.33 kg.

	DCL	BUF	ODP	SEP
\ddot{x}	-9.00	3.66	-11.36	-1.82
\ddot{y}	-4.97	3.29	0.63	-2.61
\ddot{z}	-3.79	-3.78	-0.21	0.39
$\ddot{\theta}_x$	3.46	0.29	1.03	1.39
$\ddot{\theta}_y$	-15.24	-21.57	-11.17	6.54
$\ddot{\theta}_z$	16.83	-29.69	-52.26	9.01

TAB. 4.4 – Advantage of control on maximum acceleration in % : $\frac{\max(|\ddot{x}_{p,without}|)}{\max(|\ddot{x}_b|)} - \frac{\max(|\ddot{x}_{p,with}|)}{\max(|\ddot{x}_b|)}$

	DCL	BUF	ODP	SEP
\ddot{x}	-5.34	-0.56	-1.24	-0.28
\ddot{y}	-2.22	-1.10	-0.36	0.36
\ddot{z}	-1.51	-3.68	-0.62	-0.17
$\ddot{\theta}_x$	1.83	-1.87	-2.68	-3.50
$\ddot{\theta}_y$	-6.12	-1.41	0.29	2.09
$\ddot{\theta}_z$	7.49	6.76	-3.89	4.26

TAB. 4.5 – Advantage of control on RMS acceleration in % : $\frac{\text{rms}(\ddot{x}_{p,without})}{\text{rms}(\ddot{x}_b)} - \frac{\text{rms}(\ddot{x}_{p,with})}{\text{rms}(\ddot{x}_b)}$

	DCL	BUF	ODP	SEP
x	-2.71	2.37	-1.22	7.17
y	-5.77	-15.52	10.10	-10.59
z	-22.31	-26.44	-2.65	2.85
θ_x	-4.77	34.40	13.82	3.34
θ_y	9.01	27.18	-2.21	-5.65
θ_z	76.23	20.51	-1.99	34.66

TAB. 4.6 – Advantage of control on maximum displacement in % : $\frac{\max(|x_{p,without}|)}{\max(|x_{b,without}|)} - \frac{\max(|x_{p,with}|)}{\max(|x_{b,with}|)}$

	DCL	BUF	ODP	SEP
x	-6.24	3.74	-2.57	2.01
y	16.74	44.71	17.57	28.23
z	-3.63	60.09	16.25	8.26
θ_x	-7.47	12.23	7.21	18.24
θ_y	30.37	55.09	-7.38	-2.84
θ_z	87.03	23.50	3.32	58.54

TAB. 4.7 – Advantage of control on maximum deflection in % : $\frac{\max(|x_{bp,without}|)}{\max(|x_{b,without}|)} - \frac{\max(|x_{bp,with}|)}{\max(|x_{b,with}|)}$

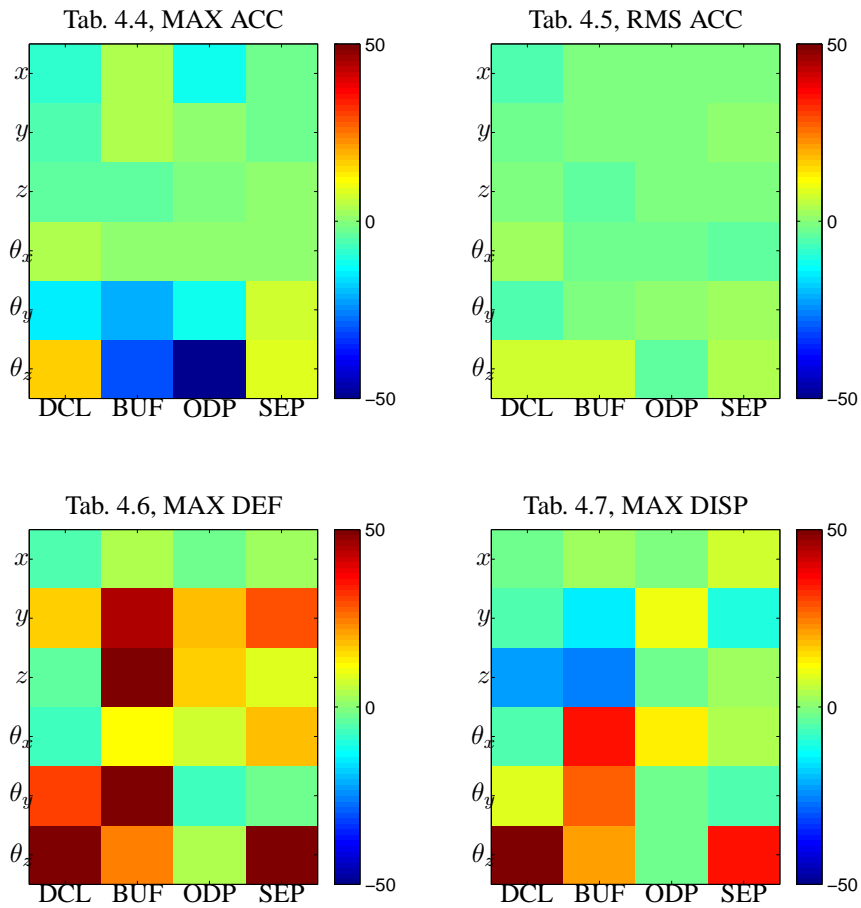


FIG. 4.19 – Synthesis on the advantage of SA over passive damping, in %

	DCL	BUF	ODP	SEP
\ddot{x}	-6.81	-1.55	-2.73	-10.32
\ddot{y}	-14.80	-15.09	-16.11	-14.70
\ddot{z}	-14.38	-12.94	-17.68	-15.11
$\ddot{\theta}_x$	-12.14	-8.42	-9.29	-7.30
$\ddot{\theta}_y$	-0.79	-0.62	-5.11	-0.91
$\ddot{\theta}_z$	-3.35	-1.23	1.66	-3.14

TAB. 4.8 – Attenuation of the base acceleration level by the SA hexapode during flight excitations : $\frac{\max(|\ddot{x}_p|)}{\max(|\ddot{x}_b|)}$ in dB

	DCL	BUF	ODP	SEP
x	120.80	121.44	126.95	123.49
y	87.54	106.88	86.17	122.38
z	89.01	119.58	74.87	124.52
θ_x	131.38	100.58	117.13	124.16
θ_y	162.83	134.90	171.14	152.23
θ_z	113.28	165.69	134.31	179.35

TAB. 4.9 – Amplification of the base displacement by the SA hexapode : $\frac{\max(|x_p|)}{\max(|x_b|)}$ in %

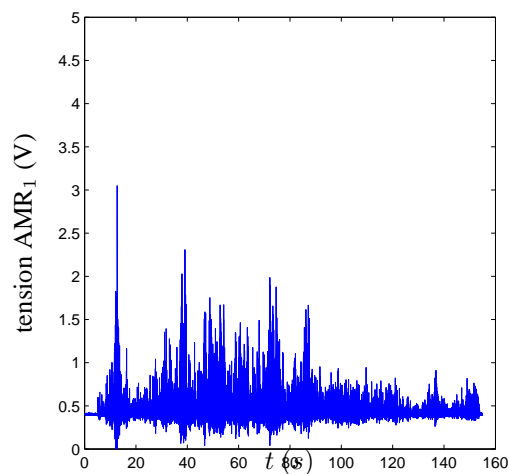


FIG. 4.20 – Voltage of MRD number 1 during the z flight excitation.

4.9 Résumé

Ce chapitre relate les travaux concernant le développement d'une plateforme de Stewart souple à vocation d'isolation vibratoire, par contrôle semi-actif d'amortisseurs magnéto-rhéologiques, ce qui à la connaissance de l'auteur n'avait jamais été réalisé auparavant.

On commence par rappeler le principe de la plateforme à 6 axes et on propose un bref état de l'art sur ce sujet. On décrit notamment les raisons qui ont motivé le choix de l'architecture cubique pour le démonstrateur qui a été réalisé et testé.

Puis on calcule les 6 modes de l'hexapode par un modèle dynamique idéalisé à 6 ddls, où les seuls éléments de raideurs sont constitués par les barres en traction-compression. Ce calcul est ensuite comparé aux mesures d'identification modale en boucle ouverte. La corrélation est correcte pour les modes de pompage et de torsion, mais la procédure d'identification est plus difficile pour les modes latéraux, ce pour 2 raisons : 1) le couplage entre les 6 ddls de la base est assez fort, notamment par amortissement, et il est difficile de les exciter indépendamment les uns des autres, 2) les conditions aux limites (élastiques de support) peuvent perturber les modes de cisaillement de l'hexapode, qui sont les plus bas en fréquence. Cependant, l'utilisation de la norme de Fröbenius de la matrice de transmissibilité permet de moyenniser les contributions des différents modes en un seul critère scalaire et ainsi de mettre en évidence le niveau vibratoire dans la plage des fréquences modales de l'isolateur.

L'étude des propriétés modales étant faite, on implémente en simulation et expérimentalement un contrôle décentralisé en SISO dans chaque barre, par rétroaction intégrale de la mesure de l'effort transmis, contrôle qui généralise l'approche skyhook du 1 ddl. La semi-activation se fait alors par la même technique que dans le chapitre 3 : une commutation continue par minimisation de l'erreur entre l'effort désiré et l'effort mesuré du semi-actionneur (clipped-continuous force feedback tracking strategy).

Les résultats numériques de contrôle sur l'isolateur 6 ddls sont consistants avec le cas 1 ddl en ce qui concerne le gain de performance du semi-actif par rapport au passif à courant constant, sur un cas de 6 perturbations large bande des ddls de base décorrélés. La norme de Fröbenius met bien en évidence ce gain de performance.

Les résultats expérimentaux concernent principalement le contrôle des excitations lanceur. Celles-ci sont reproduites de manière assez fidèle dans leurs directions respectives, et les performances en contrôle sont comparées à la boucle ouverte à courant nul. Le gain de performance en objectif de confort (atténuation de l'accélération) est assez faible, voire négatif sur certaines phases de vol, et se situe plutôt en objectif de sécurité (contrôle des déflexions latérales). On constate en effet jusqu'à 50 % de réduction de ces déflexions, sans trop pénaliser l'isolation haute fréquence. Néanmoins, il conviendrait de comparer les performances du semi-actif avec un cas de boucle ouverte à courant constant, ce qui n'a pas été fait afin d'assurer l'intégrité du démonstrateur qui possède certaines faiblesses de dimensionnement pour les cas de charges latérales avec courant constant dans les amortisseurs (qui bloque alors l'hexapode, ce qui induit de fortes contraintes de cisaillement dans les barres). Cette comparaison sera donc faite en simulation dans le prochain chapitre sur une configuration à échelle 1.

4.10 Summary

This chapter reports work concerning the development of a soft Stewart platform with vocation of vibratory isolation, by semi-active control of magneto-rheological dampers, which had never been carried out before, to the knowledge of the author.

First of all, the principle of the 6 axes platform is pointed out and a short state of the art on the active vibration isolation platforms is made. One describes in particular the reasons which motivated the choice of the cubic architecture for the demonstrator, which was carried out and tested.

Then the 6 modes of the hexapode are calculated by an idealized 6 dofs dynamic model, where the only stiffness contributors come from the struts in traction and compression. This calculation is then compared with the measurements of modal identification in open loop. The correlation is correct for the piston and torsion modes, but the procedure of identification gives less good results for the lateral (shear and rocking) modes for 2 reasons : 1) the coupling between the 6 base dofs is rather strong, in particular due to the high damping level, and it is difficult to excite them independently, 2) the boundary conditions (support bungees) can disturb the shear modes of the hexapode, which are the lowest in frequency. However, the use of the Fröbenius norm of the transmissibility matrix makes it possible to average the contributions of the various modes in only one scalar criterion and thus to highlight of the vibratory level in the range of the modal frequencies of the isolator.

The study of the modal properties being made, one implements in simulation and in experiment a decentralized control with a SISO loop for each strut, by integral feedback of the measurement of the transmitted effort, control which generalizes the skyhook damper approach of the 1 dof configuration. The semi-activation is done then by the same technique as in chapter 3 : the clipped-continuous force feedback tracking strategy.

The numerical results of 6 dofs control are consistent with 1 dof control, with regard to the benefit of performance of semi-active control compared to the passive system with constant current, on a case of 6 uncorrelated broadband disturbances. The Fröbenius norm highlights well the benefit of performance.

The experimental results mainly relate to the control of launch excitations. Those are reproduced in a rather faithful way in their respective directions, and the performances of control are compared to the open loop hexapode at zero current. The benefit of performance in a comfort-oriented objective (attenuation of acceleration) is rather weak, even negative on certain phases of flight. The benefit is rather in a safety-oriented objective (control of the lateral deflections). One notes indeed up to 50 % of reduction of these deflections, without too much penalizing the isolation at high frequency. Nevertheless, it would be advisable to compare the performances of semi-active control with an open-loop case at constant current, which was not made here in order to ensure the integrity of the demonstrator, which has certain weaknesses of dimensioning for side loads at constant current (where the damper rigidify the hexapode, which induces large shear stresses in the struts). This comparison will thus be made in simulation in the next chapter on a scale 1 configuration.

Chapitre 5

Application à l'interface lanceur / charge utile (version publique)

Sommaire

5.1	Introduction	136
5.2	Etat de l'art de l'isolation de charge utile en lancement	136
5.2.1	Isolation passive	136
5.2.2	Isolation active et hybride active/passive	138
5.3	Résumé	140
5.4	Summary	142

Pour des raisons de confidentialité industrielle, le contenu de ce chapitre n'est pas disponible dans la version publique de ce document. Seules l'introduction, l'état de l'art, et le résumé sont présentés. Pour accéder au corps de ce chapitre, se reporter à la version classée confidentielle à *définir*.

5.1 Introduction

Le chapitre 3 a montré par simulation que les excitations lanceurs n'appartiennent pas aux cas d'excitations large bande particulièrement favorables au gain de performance de l'isolateur semi-actif par rapport à l'isolateur passif. Néanmoins, ce résultat est basé sur une analyse du compromis isolation HF / amplification BF en terme de niveaux d'accélération dans les bandes fréquentielles concernées, et en tant que tel, n'est pas nécessairement représentatif des performances réelles du système. En effet, dans le chapitre 4, les résultats expérimentaux des excitations lanceurs reproduites sur l'hexapode semi-actif tendent à montrer que le contrôle semi-actif offre une légère amélioration en terme de déflexions dynamiques dues à la résonance des modes de l'isolateur. Cependant, la comparaison des performances a été faite avec le système en boucle ouverte, peu amorti, et nécessitait d'étendre l'analyse aux systèmes boucle ouverte à courants constants non nuls.

Nous nous efforçons donc, dans ce chapitre, de poursuivre l'analyse dans ce sens, en évaluant si le système semi-actif est capable d'amortir les déflexions dynamiques BF dues à la résonance des modes de l'isolateur, ce que nous appelons **performance de sécurité**, tout en assurant une bonne isolation des vibrations HF, ce que nous appelons **performance de confort**.

En particulier, on verra que le contrôleur par Integral Force Feedback apporte bien un léger avantage par rapport au passif, mais qu'il n'est pas adapté aux excitations transitoires latérales de type rafale de vent qui génèrent des déflexions trop importantes, risquant le contact de la CU avec la coiffe. Un contrôleur mieux adapté à ce type de sollicitation sera développé sur le principe de blocage de l'isolateur par déclenchement d'un amortissement surcritique lorsque les déflexions dépassent un seuil. Puis nous évaluerons les performances en confort de ce contrôleur.

Par ailleurs, un certain nombre de questions liées à la suspension souple sera soulevé, dont la pilotabilité du lanceur, la fiabilité, et quelques considérations système.

5.2 Etat de l'art de l'isolation de charge utile en lancement

5.2.1 Isolation passive

Jusqu'aux récents développements des matériaux intelligents, la majeure partie des recherches sur l'isolation de CU en lancement s'est concentrée sur les méthodes passives.

Au milieu des années 90, Lee-Glauser (NASA-LaRC), Ahmadi et Layton (Clarkson University) , [89], [90] et [91] ont effectué des recherches sur l'isolation vibratoire sur le Space Transportation Sys-

tem (Space Shuttle Américain). A cette époque, les CU sur le Shuttle étaient reliées à la structure du Shuttle par l'intermédiaire de joints à friction, limitant l'amplitude de certains modes de suspension. Le champ d'investigation de ces recherches concernait l'amélioration de cette protection vibratoire par des méthodes passives (joints à élastomères et combinaison élastomère/friction) et des méthodes actives (absorbeurs de vibration actifs), en particulier sur le cas de charge décollage, ayant une densité spectrale de puissance large bande en basse fréquence 0-100 Hz. Utilisant un modèle à cinq ddl, comprenant les deux premiers modes de CU, deux modes des absorbeurs de vibration, et un mode d'un sous-système du satellite, les principales conclusions sont que la protection la plus efficace est réalisée par une isolation passive avec un montage souple par matériaux élastomères, et que l'absorption active (équivalent structural des résonateurs de Helmholtz en acoustique) n'est efficace que pour réduire certains modes (principe qui était déjà connu depuis longtemps).

En 1998, l'US Air Force était en charge du lancement du satellite GEOSat Follow-On (GFO) par un lanceur type Taurus. Le Taurus est un lanceur à quatre étages à propulsion solide, capable de placer des petits satellites en orbite basse. Le satellite GFO, dans sa configuration avant tests, ne satisfaisait pas la boucle de qualification et devait subir des modifications impliquant un retard de lancement important. Pour éviter cela, l'Air Force Research Laboratory (AFRL) a développé, en contrat avec CSA Engineering, un isolateur passif uniquement axial, pour l'environnement chocs de séparation. Le système, sous le nom de Softride Uniflex, est un ensemble très compact d'une soixantaine de lames ressort, réparties sur la circonférence à la base de l'ACU, cf Annexe C. Sur chaque lame, une couche de matériau visco-élastique pré-contrainte (Constrained Layer Damping) permet d'apporter l'amortissement nécessaire. Le 10 Février 1998, le vol Taurus GFO est un succès, grâce à ce système. Ce vol sera suivi d'un autre succès avec Taurus STEX en octobre 1999. Lors de ce lancement, l'AFRL estime une économie de 5 à 6 millions de dollars et de 9 à 12 mois de redimensionnement. Ces deux lancements sont les prémices d'un véritable succès industriel de CSA Eng. avec Softride Uniflex et ses différentes évolutions, telle que Softride Multiflex, destinée à l'isolation basse fréquence 30-100 Hz en axial et latéral, et ShockRing, destinée à l'isolation de chocs pyrotechniques pour des fréquences supérieures à 70 Hz. Entre 1998 et 2001, 6 vols sur des lanceurs de moyenne capacité d'emport (Taurus, Minotaur) ont été un succès. Les vols prouvent une réduction de l'accélération en environnement type chocs de 40 à 90 % en certains points critiques de la CU. Les résultats en excitation basse fréquence ne sont pas encore connus. Aujourd'hui, les ambitions de CSA Eng. sont d'étendre le programme "Whole Spacecraft Vibration Isolation" sur des fréquences descendant jusqu'à 10 Hz, et sur des lanceurs de grosse capacité d'emport. Prochainement, l'Atlas V devrait voler avec le ShockRing (qualification réussie, fabrication en cours). Un certain nombre de références relatent les travaux conjoints de CSA Eng. et de l'AFRL : [92], [93], [94], [95].

Parallèlement à ces travaux, Honeywell Space Systems a lancé en 2001, conjointement avec Boeing, un programme d'isolation passive de CU sous le nom de ELVIS : Evolved Launch Vibration Isolation System, [22]. En 2003, le programme était en phase 2 sur 4, 4 étant le test sur lanceur de grande capacité type Delta. La phase 2 consistait en la réalisation d'un démonstrateur à échelle réduite. Le système préconisé est un ACU souple de configuration treillis (type plateforme de Stewart) de barres passives composées d'un ressort en parallèle à un amortisseur en série avec un ressort. Une telle configuration de barres ("three-parameter isolator") présente de meilleures performances d'isolation (transmissibilité de pente -40dB/dec en hautes fréquences) qu'un système à deux paramètres (transmissibilité de pente -20dB/dec en hautes fréquences pour un ressort en parallèle à un amortisseur). L'ACU est souple en longitudinal et en latéral pur, avec des fréquences d'isolation de l'ordre de 8 Hz, mais rigide en roulis, ce pour éviter que le satellite et la coiffe ne s'entrechoquent. Cette contrainte (appelée "minimum rat-

tle space”) est contraire à l’objectif d’isolation en roulis évidemment, mais elle est récurrente dans les programmes d’isolation de CU en lancement. Pour réaliser cette rigidité en roulis, une chambre (basse par exemple) d’un amortisseur est reliée à la chambre opposée (haute) de l’amortisseur diamétralement opposé. Cette technologie brevetée est appelée “low frequency three-parameter isolation system with cross-linking”. Les simulations et les tests sur démonstrateur (octapode supportant une charge utile de 1.25 tonne) révèlent une réduction moyenne en différents points de la CU d’environ 40 %.

Notons par ailleurs les travaux de ATA Engineering lancés en 2003, [96] et publiés en 2005 [97]. Cette entreprise a obtenu deux contrats de type SBIR (Small Business Innovative Research) en phase 1 en 2003 (étude conceptuelle) et en phase 2 en 2004 (démonstrateur expérimental) par l’AFRL sur leur proposition d’ACU hybride passif/actif pour des lanceurs de petite capacité, adapté de missiles ballistiques intercontinentaux (ICBM : InterContinental Ballistic Missile). Leur concept consiste en une interface passive composée d’un matériau graphite epoxy / nid d’abeille pour la partie élastique, à laquelle est ajoutée du viscoélastique précontraint (Constrained Layer Damping). La rigidité axiale étant faible pour fournir une isolation basse fréquence en longitudinal, le mode roulis (lui aussi basse fréquence en mode passif).

Notons pour finir sur l’isolation passive les travaux intéressants du département aérospatial de l’université de Harbin, Chine, [98] et [99] qui reprenne le concept de Honeywell d’une plateforme à 8 barres passives, avec blocage du mode de roulis par chambres croisées.

5.2.2 Isolation active et hybride active/passive

Comme déjà reporté plus haut, Lee Glauser et Ahmadi ont comparé les performances d’un système d’isolation passif à un système d’Absorbeur de Vibration Actif (AVA), montrant que l’AVA n’était capable de diminuer les vibrations qu’à certaines fréquences particulières. Il semble évident que la meilleure configuration pour répondre aux contraintes d’atténuation de CU en lancement est la configuration d’isolation, où l’atténuateur se situe à l’interface lanceur/CU. Cette configuration est largement retenue dans les systèmes passifs décrits plus haut, mais relativement peu de travaux existent sur l’isolation active de CU en lancement.

En utilisant le système d’isolation passif développé par CSA Eng., l’AFRL [100] a conçu et fabriqué un démonstrateur expérimental à échelle réduite utilisant une combinaison hybride passive/active. Connue sous le nom de “Hybrid Launch Isolation System”, l’AFRL rajouta à un élément du Softride Uniflex quatre pastilles piezoélectriques. Bien que non testé dans des conditions réelles de lancement, l’expérience montra une amélioration notable par rapport au système passif pur. Cependant, il n’est pas certain que la technologie piezoélectrique réponde aux conditions réelles de lancement, car il est bien connu que leur déformation est relativement faible.

En 1997, le Phillips Laboratory [101] a étudié les techniques de contrôle optimal telles que le LQR et le LQG pour l’isolation de CU en lancement, en utilisant un modèle d’ACU actif. L’étude montre que ces techniques de contrôle ont une efficacité certaine essentiellement pour les charges transitoires (telles que chocs) et pour les charges large bande (type décollage). Ces travaux ont cependant le défaut d’être essentiellement axés sur les techniques de contrôle et non sur le type d’actionneurs que l’on peut employer pour l’isolation active.

Karahalis [102] a utilisé un modèle unidirectionnel à cinq degrés de liberté (en longitudinal pur seulement) du lanceur couplé à la CU afin d'évaluer les performances d'un isolateur hybride passif/actif de CU. Les cinq ddl proviennent de : l'étage inférieur, l'étage supérieur, un étage inerte (entre l'étage supérieur et la CU), la CU, et un sous-composant de la CU (panneaux solaires par exemple). L'intérêt de ce modèle est qu'il produit un profil complet d'excitation au cours d'un vol. La limitation est probablement la corrélation avec la réalité en vol. La recherche effectuée sur la partie active concerne uniquement le type de contrôle et non le type d'actionneurs. Les contrôles envisagés sont de type feedback : PID et Positive Position Feedback. La partie passive concerne un isolateur dont la fréquence naturelle est comprise entre 25 et 40 Hz. L'influence de cette fréquence sur les performances de l'isolation et son interaction avec le contrôleur sont étudiées. Ce travail tend à montrer qu'une réduction de 80 % sur l'accélération maximale vue par la CU est atteignable avec le système passif et qu'une réduction supplémentaire de 10 % est possible avec un contrôle PID. Cependant, la fréquence de l'isolateur passif étant relativement haute, cela tend à augmenter les niveaux autour de cette fréquence. L'isolation n'est donc pas large bande sur 5-100 Hz. De plus, une limitation importante de ces résultats provient de la simplicité du modèle du lanceur où seulement un mode lanceur (environ à 13 Hz) est pris en compte.

Jarosh [103] a poursuivi les travaux de Karahalis en reprenant la même méthode mais en étendant le champ d'investigation du contrôle au skyhook damper et au contrôle adaptatif. L'idée sous-jacente à ce dernier contrôle est que les lois de commande classiques risquent de manquer de robustesse face à la base modale du lanceur qui change constamment en raison à la perte de masse. Un contrôleur adaptatif, dont les gains de retour varient en temps réel, devrait donc pallier ce problème. Ce travail tend à montrer qu'un tel contrôleur produit de meilleurs résultats que les contrôleurs classiques sur un cas de charge. Cependant, aucun résultat sur les performances des différents contrôles au cours d'un profil de mission n'est adressé. Ces résultats, s'il sont à prendre avec précaution, donnent néanmoins une piste intéressante du type de contrôle envisageable. Notons encore que le choix de la fréquence d'isolation (entre 25 et 40 Hz) n'est pas des plus judicieux.

Un travail intéressant est exposé dans [104]. Le concept d'energy harvesting est traité, avec une problématisation liée à l'isolation charge utile, l'idée étant de réaliser la conversion d'énergie mécanique en énergie électrique durant certaines phases de vol. Cependant, le thème de l'isolation CU est plus un prétexte à l'étude du concept mécatronique, qu'un véritable objectif. Dans [105] et [106], Ahmadi et al. étudient un contrôle hybride passif/actif utilisant des matériaux visco-élastiques pour le passif, des pastilles de PZT pour l'actif, un contrôleur LQG et différents types d'excitation : sinus, bruit blanc sur 0-100 Hz et l'enregistrement du vol STS-41 (Space Shuttle) au décollage. En configuration active, les performances sont assez pauvres puisque seulement 10 % d'atténuation est atteint. En configuration passive pure, le compromis classique surtension à la résonance / atténuation au-delà de la résonance réduit son efficacité. La configuration hybride passive/active produit une légère amélioration, mais peut-être insuffisante pour justifier la mise en place d'un système actif. Cependant, aucune raison n'est fournie sur le peu d'efficacité de l'actif. De plus, on peut reprocher à cette étude le manque de réalisme du démonstrateur expérimental utilisé (maquette de quelques dizaines de cm) et un choix d'actionneur peut-être inapproprié.

5.3 Résumé

Dans ce chapitre, l'étude du concept d'isolation semi-active a été étendue au cas échelle 1 du lanceur. L'état de l'art sur l'isolation de charge utile des vibrations et des chocs en vol montre que le thème est particulièrement d'actualité aux USA, depuis une dizaine d'année. Des solutions purement passives on déjà volé avec succès sur des petits lanceurs, et s'appêtent à être testées sur des lanceurs de grosse capacité, type Delta IV de Boeing. Nous essayons de montrer dans ce chapitre l'intérêt du dispositif semi-actif par rapport au dispositif purement passif, du point de vue de la sécurité et des performances.

Tout d'abord, une architecture de type treillis cylindrique à 24 barres est définie et déclinée sous 2 configurations, l'une optimisant les performances d'isolation, l'autre étant destinée à améliorer le problème de couplage au pilote, car légèrement plus raide en flexion.

Dans un premier temps, on calcule les déflexions de l'isolateur sous les charges quasi-statiques dues à la trajectoire du lanceur. Notre calcul donne une déflexion longitudinale acceptable, mais une déflexion latérale qui est tangente à une situation de déséquilibre statique du lanceur. Néanmoins, notre calcul est peut-être sur-dimensionnant. La question est donc à éclaircir.

Puis on simule le comportement du système soumis aux excitations mesurées en vol afin d'évaluer les performances de confort. La simulation confirme un avantage du contrôleur par Integral Force Feedback par rapport au système passif à amortissement égal, en terme d'atténuation des déflexions dynamiques dues aux modes de l'isolateur, essentiellement sur les phases de décollage et post-décollage [10 - 110]s. Néanmoins, son inefficacité à gérer le problème de la rafale de vent latérale sur des simulations de rafale synthétique nous a conduit à étudier un contrôleur à seuil de déclenchement, qui consiste à imposer l'amortissement maximal (amortissement surcritique) dans les barres afin de bloquer le système en cas de déflexion latérale importante. Ce contrôleur est particulièrement efficace en performance de sécurité sur la limitation de la déflexion latérale. De surcroît, il s'avère aussi efficace en performance de confort, puisqu'il reste en mode passif sur des excitations vibratoires plutôt HF, et s'active sur des excitations transitoires (DCL) ou entretenues (BUF) qui engendreraient des déflexions importantes en mode passif. On tire ainsi parti de la nature instationnaire des excitations en vol.

Une étude du système semi-actif couplé avec la structure lanceur et des charges utiles souples a été réalisée en parallèle de ces travaux et montre des résultats en performance consistants avec l'étude découplée. Néanmoins, des problèmes de simulation apparaissent lorsque l'isolateur repose sur un support souple, qui sont peut-être révélateurs de l'inadaptation du système dans ce cas. Ce point sera donc à étayer ultérieurement. Par ailleurs, on rappelle la problématique du couplage de l'isolateur souple avec les modes du lanceur et de l'implication sur le pilotage du lanceur. On donne quelques arguments plaidant en faveur de la solution semi-active, qui seront à confirmer par des études plus approfondies sur ce sujet.

Enfin, on termine la discussion par quelques considérations système en établissant des bilans provisoires en énergie, masse, compatibilité environnementale, et robustesse de la solution pour une gamme de charge utile. Ces bilans s'avèrent globalement positifs et plaident en faveur de la solution semi-active. On

montre notamment que le recours à des ressorts à gaz, de raideur réglable, et l'utilisation de contrôleurs robustes, pourraient s'avérer bénéfiques pour l'intégration du système semi-actif au lanceur.

5.4 Summary

In this chapter, the study of semi-active isolation was extended to the scale 1. The state of the art on the vibrations and the shocks isolation of payload during launch shows that the subject is particularly of topicality in the USA, since ten years. Purely passive solutions have already flown successfully on small launchers, and are on the point of being tested on launchers of large capacity, like the Delta IV of Boeing. We try to show in this chapter the interest of the semi-active device compared to the purely passive device, from the point of view of safety and the performances.

First of all, a cylindrical architecture composed of 24 struts is defined and declined under 2 configurations, one optimizing the performances of isolation, the other being intended to improve the problem of coupling to the pilot, being slightly stiffer in rocking mode.

Initially, one calculates the deflections of the isolator under the quasi-static loads due to the trajectory of the launcher. Our calculation gives an acceptable longitudinal deflection, but a lateral deflection which is tangent with a situation of static unbalance of the launcher. However, our calculation may be over-dimensionning. The question is thus to clear up.

Then one simulates the behavior of the system subjected to the excitations measured in flight in order to evaluate the performances of comfort. Simulation confirms the slight advantage of the Integral Forces Feedback controller compared to the passive system with equal damping, on the attenuation of the dynamic deflections due to the modes of the isolator, primarily on the phases of takeoff and post-takeoff [10 - 110] s. Nevertheless, its inefficiency to manage the problem of the lateral wind gust (simulations of synthetic gust) led us to study a controller with threshold, which consists in forcing maximum damping (over-damped case) in the struts in order to block the system in the event of important lateral deflection. This controller is particularly effective in performance of safety (limitation of the lateral deflection). In addition, it proves also effective in performance of comfort (acceleration attenuation), since it remains in passive mode during rather high frequency vibratory excitations, and is activated during transient excitations (lift-off) or forced response (post-takeoff [10 - 110] s) which would generate important deflections in passive mode. One thus benefits from the non-stationary nature of the excitations during flight.

A study of the semi-active system coupled with the launcher structure and with flexible payloads was carried out in parallel of this work and shows consistent results in performance with the uncoupled study. Nevertheless problems of simulation appear when the isolator is supported by a flexible structure, which are perhaps revealing that the system is not adapted in this case. This point will be thus to support later on. In addition, one recalls the problems of the coupling of the flexible isolator with the modes of the launcher and the implication on the piloting of the launcher. One gives some arguments pleading in favor of the semi-active solution, which will be to confirm by thorough studies on this subject.

Lastly, one finishes the discussion with some considerations from a system point of view, by establishing provisional assessments in energy, mass, environmental compatibility, and robustness of the solution for a range of payload. These assessments prove overall positive and plead in favor of the semi-active solution. It is shown in particular that the recourse to gas springs, of adjustable stiffness, and the

use of robust controllers could be beneficial for the integration of the semi-active system to the launcher.

Chapitre 6

Conclusion et perspectives

6.1 Résumé

Le chapitre 1 nous a permis d'introduire la problématique de l'isolation vibratoire 5-100 Hz d'une charge utile lors de sa mise en orbite. On a vu en particulier que les principaux cas de charge dimensionnants rencontrés pendant les 150 premières secondes de vol recouvrent plusieurs types de sollicitations : quasi-statiques, vibratoires HF, BF, large bande et transitoires, ce qui est bien mis en évidence par une analyse temps-fréquence. La variété de ces sollicitations induit pour l'isolation passive à la fois un compromis sur le choix de la raideur et un compromis sur le choix de l'amortissement, selon que l'on recherche des performances de confort (isolation des hautes fréquences) ou des performances de sécurité (amortissement des basses fréquences, vibrations et/ou réponse transitoire). Afin de pallier au compromis en amortissement, on peut avoir recours à des solutions d'isolation active ou semi-active. C'est cette dernière stratégie qui est envisagée dans le cadre de cette thèse, avec les amortisseurs magnéto-rhéologiques, qu'on introduit brièvement dans ce chapitre. Enfin, on procède à l'analyse du cahier des charges d'un isolateur pour l'application lanceur.

Le chapitre 2 a ensuite décrit l'identification d'un modèle semi-paramétrique de l'amortisseur magnéto-rhéologique, à partir de mesures en mouvement sinusoïdal, pour différents cas de courants constants. Il est apparu que si la corrélation entre modèle et mesure était assez bonne dans l'ensemble, le modèle souffrait d'un manque de robustesse, en particulier pour représenter correctement les cas de courants variables dans le temps. Bien que cela corresponde au cas du contrôle, cela a quand même permis d'avoir une base pour faire des simulations de contrôle semi-actif avec de tels amortisseurs, en vue de la préparation des essais de contrôle.

Le chapitre 3 s'est intéressé à la question des performances du semi-actif en large bande, lorsqu'on lui demande à la fois des performances de confort et de sécurité. Au terme des simulations d'une multitude de cas d'excitations large bande, on a pu dégager quelques tendances à ce sujet. En particulier, il est apparu que le semi-actif était significativement meilleur que le passif, pour des cas où le contenu spectral haute fréquence est au moins deux fois supérieur au contenu basse fréquence. Des essais expérimentaux sur un banc d'isolation à un degré de liberté, avec un contrôleur skyhook damper en commutation continue, viennent confirmer ces résultats. Dans le contexte des vibrations large bande, les excitations lanceur semblent ne pas être un cas très favorable au gain du contrôleur skyhook commuté, par rapport à un système passif dont l'amortissement serait optimal.

Cependant, le critère de niveau d'accélération RMS HF/BF retenu dans le chapitre 3 n'est pas suffisant pour juger les performances d'isolation semi-active des excitations lanceurs. Les résultats expérimentaux du chapitre 4 semblent en effet montrer une amélioration de 30 % sur les déflexions dynamiques maximales de la suspension lors des excitations vol, par rapport au système en boucle ouverte. Le démonstrateur expérimental présenté dans ce chapitre est une plateforme de Stewart semi-active à 6 barres contenant chacune un amortisseur magnéto-rhéologique, ce qui constitue une certaine originalité. Le contrôleur basé sur une stratégie par Integral Force Feedback en commutation continue, est testé pour les excitations lanceurs, reproduites de manière assez fidèle. Par ailleurs, l'identification modale des modes latéraux de l'hexapode s'est avérée difficile car, dans ce cas, les excitations étaient fortement couplées aux autres directions, ce qui constitue un défaut du montage.

Enfin, le dernier chapitre a repris les méthodologies développées jusqu'alors et les a appliquées à l'étude d'un isolateur échelle 1, comportant 24 barres. Après des considérations sur l'architecture du dispositif, la question des déflexions quasi-statiques de la suspension souple a été abordée, en considérant la trajectoire de vol du lanceur. Ce point s'avère tangent aux spécifications du lanceur et méritera qu'on s'y attarde un peu plus. On a également évalué les performances d'isolation vibratoire HF et d'amortissement BF des déflexions dynamiques. Sur des excitations transitoires latérales, du type rafale de vent, qui n'avaient pas été considérées jusqu'à présent, on s'est aperçu que le contrôleur par Integral Force Feedback n'était pas très performant, dans la mesure où il n'amortit pas suffisamment les déflexions latérales, qui sont pourtant critiques au vu de l'espace admissible sous coiffe. On propose alors d'utiliser un contrôleur comprenant un seuil de déclenchement. Celui-ci impose l'amortissement maximal, qui est sur-critique, lorsque la déflexion devient supérieure à un seuil défini. Le contrôleur présente de bonnes performances non seulement pour la rafale, mais aussi pour l'ensemble des cas de charges des 150 premières secondes. On termine par un bilan sur le système semi-actif, en terme de masse, d'énergie, et d'implémentation pratique.

6.2 Conclusion et principales contributions

L'état de l'art sur l'isolation de charge utile des vibrations et des chocs en vol montre que le thème est particulièrement d'actualité aux USA, depuis une dizaine d'année. Des solutions purement passives ont déjà volé avec succès sur des petits lanceurs, et s'appêtent à être testées sur des lanceurs de grosse capacité, type Delta IV de Boeing.

Néanmoins, si les performances sont bonnes pour les chocs, elles restent limitées pour les vibrations BF à cause la contrainte de stationnarité des systèmes passifs. En effet, le compromis isolation HF / amplification BF de l'isolation passive est particulièrement difficile à gérer dans le cas des lanceurs, de par la richesse des spectres d'une part (quasi-statique, vibrations BF, chocs), et les problème fondamentaux d'espace admissible sous coiffe et de couplage avec le système de guidage et de navigation du lanceur.

L'isolation vibratoire 5-100 Hz de la charge utile requiert pourtant une interface souple, qu'elle soit passive, active ou semi-active. Dans cette thèse, nous avons essayé d'apporter un certain nombre d'éclairages sur la question de l'isolation charge utile, en considérant une solution semi-active souple. La solution envisagée semblait a priori intéressante, notamment parce qu'elle reposait sur l'utilisation d'amortisseurs magnéto-rhéologiques, une technologie fiable, mûre et répondant aux besoins en effort et en courses. Les résultats obtenus ne semblent pas disqualifier cette solution, même s'ils ne sont pas forcément à la hauteur de ce à quoi on s'attendait en ce qui concerne les vibrations large bande rencontrées dans le lanceur. Notons que les performances de confort sont à peu près conformes aux spécifications du cahier des charges (-12 dB sur les cas de charge dimensionnants).

Par ailleurs, quatre contributions intéressantes semblent se dégager de cette thèse :

- Un ensemble de cas large bande a été étudié, et l'isolation semi-active semble apporter un gain significatif de performance d'isolation haute fréquence et d'amortissement basse fréquence, pour une certaine classe d'excitations : **bruits blancs en vitesse et en déplacement**.
- En ce qui concerne la question de l'isolation charge utile, le **contrôleur à seuil de déclenchement** proposé semble particulièrement bien adapté au problème. Il permet en effet de résoudre efficacement le conflit isolation vibratoire haute fréquence / amortissement des déflexions basse fréquence, que l'on trouve classiquement pour un système passif, au moins sur des **cas de charge**

transitoires latéraux, conflit que nous avons aussi baptisé **conflit performance de confort / performance de sécurité**.

- En effet, on ne saurait considérer les performances de l'isolateur sans prendre en compte le système global du lanceur. Les considérations d'ordre industriel avec une **approche système** nous ont ainsi semblé être le dernier point intéressant à aborder. Même si un certain nombre de questions restent en suspens, au moins ce travail aura-t-il permis de dégager des pistes de réflexions pour la suite.
- Enfin, des **mises en oeuvres expérimentales** originales ont été faites, notamment le développement et les essais vibratoires d'une plateforme de Stewart semi-active avec amortisseurs magnéto-rhéologiques, ce qui à la connaissance de l'auteur n'avait jamais été réalisé auparavant. Même si elles n'ont pas toutes abouties, ces techniques auront permis elles aussi de soulever des questions d'une part, et d'acquérir un savoir-faire pratique, qui pourra s'avérer utile par la suite. En effet, le projet de recherche devrait être poursuivi dans les années à venir.

6.3 Perspectives

Au terme de notre travail de réflexion sur le sujet de l'isolation vibratoire des charges utiles lors de leur mise en orbite, quelques pistes de réflexion nous sont apparues, que nous signalons ici sans prétendre à l'exhaustivité, et sans hiérarchiser les idées :

- Amélioration du modèle de l'amortisseur, dans le cadre plus général du courant variable dans le temps. Réflexion sur une manière de rendre le modèle moins raide numériquement, pour améliorer la convergence du calcul, en vue de son intégration dans un modèle plus global.
- Dimensionnement d'un amortisseur pour le cas échelle 1, intégration avec ressort à gaz.
- Vérification des résultats de simulation sur le balayage des excitations large bande du 1 ddl par une approche expérimentale.
- Amélioration de l'hexapode semi-actif : excitation mieux maîtrisée, changement de sorties de mesure pour le contrôle (remplacement des capteurs de force par des LVDT), implémentation du contrôle à seuil de déclenchement, remplacement éventuel des ressorts, pour shifter vers le haut les modes de spires, qui dégradent l'isolation.
- Prise en main du modèle couplé lanceur / isolateur / charge utile souple, et nouveaux développements.
- Vérification de l'évaluation des charges quasi-statiques (0.25 ou 0.5 g en latéral ?).
- Approche robuste du problème.
- Prise en compte complète du problème de pilotage, avec mise en oeuvre d'une base modale pilote prenant en compte l'amortissement passif en boucle ouverte, diagnostic, et autre approche prenant en compte l'amortissement semi-actif si réponse négative en boucle ouverte.

Bibliographie

- [1] N. D. Sims, N. J. Holmes, and R. Stanway, "A unified modelling and model updating procedure for electrorheological and magnetorheological vibration dampers," *Smart Mater. Struct.*, vol. 13, pp. 100–121, 2004.
- [2] A. A. Hanieh, *Active Isolation and Damping of Vibrations via Stewart Platform*. PhD thesis, Active Structures Laboratory, Université Libre de Bruxelles, 2003.
- [3] A. R. Timmins and R. E. Heuser, "A study of first-day space malfunctions," *NASA Technical Note D-6474*, 1971.
- [4] A. R. Timmins, "A study of first-month space malfunctions," *NASA Technical Note D-7750*, 1974.
- [5] D. T. A. Plan, "Space platforms dtos," <http://www.dtic.mil>, 1998.
- [6] A. Preumont, *Vibration control of active structures - An introduction - 2nd edition*. Solid Mechanics and its Applications - Kluwer Academic Press, 2002.
- [7] C. C. Fuller, S. J. Elliott, and P. A. Nelson, *Active Control of Vibration*. Academic Press, 1997.
- [8] H. S. Black, "Stabilized feedback amplifiers," *Bell system technical journal*, vol. 13, pp. 1–18, 1934.
- [9] H. Nyquist, "Regeneration theory," *Bell system technical journal*, vol. 11, pp. 126–147, 1932.
- [10] H. W. Bode, "Relation between attenuation and phase in feedback amplifier design," *Bell system technical journal*, vol. 19, pp. 421–454, 1940.
- [11] R. E. Kalman, "When is a linear control system optimal?," *Transactions of ASME, Journal of basic engineering*, vol. 85, pp. 51–60, 1964.
- [12] D. Sciulli, *Dynamics and control for vibration isolation design*. PhD thesis, Virginia Tech, Blacksburg, VA, 1997.
- [13] G. Ferreres, M. Gauvrit, P. Apkarian, C. Cumer, and D. Alazard, *Robustesse et commande optimale*. Cepadues, 1999.
- [14] L. Vaillon, B. Petitjean, B. Frapard, and D. Lebihan, "Active isolation in space truss structures : from concept to implementation," *Smart materials and structures*, vol. 8, pp. 781–790, 1999.
- [15] E. K. Bender, "Optimum linear control of random vibrations," in *Joint Automatic Control Conference*, Proc. JACC, pp. 135–143, 1967.
- [16] P. Nelson, "An active vibration isolation system for inertial reference and precision measurement," *Rev. Sci. Instrum, American Institute of Physics*, vol. 62, 1991.
- [17] D. C. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood, "Vibration control using semi-active force generators," *Journal of Engineering for Industry*, vol. 96, pp. 619–626, 1974.
- [18] D. C. Karnopp, "Are active suspensions really necessary?," in *ASME paper*, pp. DE–12, 1978.

- [19] W. Li, *Rheology of MR fluids and MR damper dynamic response : experimental and modeling approaches*. PhD thesis, Nanyang Technological University, Singapore, 2001.
- [20] K. D. Weiss, J. D. Carlson, and D. A. Nixon, “Viscoelastic properties of magneto- and electro-rheological fluids.,” *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 5, pp. 772–775, 1994.
- [21] F. Khorrami, J. Rastegar, and R. S. Erwin, “A three degrees-of-freedom adaptive passive isolator for launch vehicle payloads,” in *Smart Structures and Materials 2000*, vol. 3991 of *Proc. SPIE*, pp. 164–175, 2000.
- [22] D. T. Ruebsamen, “Satellite launch isolation,” *Proc. of the 2001 S/C and L/V dynamics Environments Workshop*, The Aerospace Corporation, 2001.
- [23] D. T. Ruebsamen, “Evolved launch vibration isolation system (elvis) demonstration unit test results,” *Proc. of the 2003 S/C and L/V dynamics Environments Workshop*, The Aerospace Corporation, 2003.
- [24] D. T. Ruebsamen, “Design study for small satellite soft-ride launch vibration isolation system,” *Proc. of the 2005 S/C and L/V dynamics Environments Workshop*, The Aerospace Corporation, 2005.
- [25] P. Jean, “Rt 1/08832 - atténuation des vibrations basse fréquence par utilisation d’amortisseurs magnéto-rhéologiques,” *tech. rep.*, ONERA, 2004.
- [26] P. Jean, R. Ohayon, and D. L. Bihan, “Payload/launcher vibration isolation : Mr dampers modeling with fluid compressibility and inertia effects through continuity and momentum equations,” in *9th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions*, World Scientific, 2004.
- [27] P. Jean, R. Ohayon, and D. L. Bihan, “Payload/launcher vibration isolation : Mr dampers modeling with fluid compressibility and inertia effects through continuity and momentum equations,” *International Journal of Modern Physics*, vol. 19, pp. 1534–1541, 2005.
- [28] R. Stanway, J. Sproston, and N. Stevens, “Non-linear modelling of an electro-rheological vibration damper.s,” *J. Electrostatics*, vol. 20, pp. 167–184, 1987.
- [29] D. Gamota and F. Filisko, “Dynamic mechanical studies of electrorheological materials : moderate frequencies.,” *J. Rheology*, vol. 35, pp. 399–425, 1991.
- [30] G. Kamath and N. Wereley, “A nonlinear viscoelastic-plastic model for electrorheological fluids.,” *Smart Materials and Structures*, vol. 6, pp. 351–359, 1997.
- [31] N. Makris, S. Burton, D. Hill, and M. Jordan, “Analysis and design of er damper for seismic protection of structures.,” *J. Engineering Mechanics*, vol. 122, pp. 1003–1011, 1996.
- [32] N. Makris, S. Burton, and D. Taylor, “Electrorheological damper with annular ducts for seismic protection applications.,” *Smart Materials and Structures*, vol. 5, pp. 551–564, 1996.
- [33] F. Gandhi and W. Bullough, “On the phenomenological modeling of electrorheological and magnetorheological fluid preyield behavior,” *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 16, pp. 237–248, 2005.
- [34] W. H. Li, H. Du, G. Chen, S. Yeo, and N. Guo, “Nonlinear viscoelastic properties of mr fluids under large-amplitude-oscillatory-shear,” *Rheol. Acta*, vol. 42, pp. 280–286, 2003.
- [35] S. Savaresi, S. Bittanti, and M. Montiglio, “Identification of semi-physical and black-box non-linear models : the case of mr dampers for vehicles control,” *Automatica*, vol. 41, pp. 113–127, 2005.

-
- [36] L. Pang, G. Kamath, and N. Wereley, "Analysis and testing of a linear stroke magnetorheological damper," in *AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Forum* (N. M. Wereley, ed.), vol. 98-2040. of AIAA, pp. 2841–2856, 1998.
- [37] B. F. Spencer, S. J. Dyke, M. K. Sain, and J. D. Carlson, "Phenomenological model for magnetorheological dampers.," *J. Engineering Mechanics*, vol. 123, pp. 230–238, 1997.
- [38] H. Gavin, "Multi-duct er dampers," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 12, pp. 353–366, 2001.
- [39] J. Claracq, J. Sarrazin, and J. Montfort, "Viscoelastic properties of magnetorheological fluids," *Rheol. Acta*, vol. 43, pp. 38–49, 2004.
- [40] J. H. Koo, F. D. Goncalves, and M. Ahmadian, "A comprehensive analysis of the response time of mr dampers," *Smart Materials and Structures*, vol. 15, pp. 351–358, 2006.
- [41] X. Song, *Design of adaptive vibration control systems with application of magneto-rheological dampers*. PhD thesis, Virginia Tech, Blacksburg, VA, 1999.
- [42] A. Milecki, "Investigation of dynamic properties and control method influences on mr fluid dampers' performances," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 13, pp. 453–458, 2002.
- [43] G. Yang, *Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation : modeling, testing and control*. PhD thesis, University of Notre Dame, Indiana, 2001.
- [44] P. D. Man, P. Lemerle, P. Mistrot, J. P. Vershueren, and A. Preumont, "An investigation of a semi-active suspension for a lift truck," in *Proceedings of Euromech Colloquium of Semi-active Vibration Suppression*, pp. 1–14, 2004.
- [45] D. C. Karnopp and A. K. Trikha, "Comparative study of optimization techniques for shock and vibration isolation," *Journal of Engineering for Industry*, vol. 91, pp. 1128–1132, 1969.
- [46] S. J. Dyke, B. F. S. Jr., M. K. Sain, and J. D. Carlson, "An experimental study of mr dampers for seismic protection," *Smart Materials and Structures*, vol. 7, pp. 693–703, 1998.
- [47] O. Yoshida and S. J. Dyke, "Seismic control of nonlinear benchmark building using smart dampers," *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 130, pp. 386–392, 2004.
- [48] D. H. Wang and W. H. Liao, "Ride quality improvement ability of semi-active, active and passive suspension systems for railway vehicles," in *Smart Structures and Materials* (A. M. Baz, ed.), vol. 5056 of *Proc. SPIE*, pp. 201–212, 2003.
- [49] D. Hrovat, "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications," *Automatica*, vol. 33, pp. 1781–1817, 1997.
- [50] T. Kawabe, O. Isobe, Y. Watanabe, S. Hanba, and Y. Miyasato, "New semi-active suspension controller design using quasi-linearization and frequency shaping," *Control Engineering Practices*, vol. 6, pp. 1183–1191, 1998.
- [51] H. Du, K. Y. Sze, and J. Lam, "Semi-active h_∞ control of vehicle suspension with magnetorheological dampers," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 283, pp. 981–996, 2005.
- [52] S.-B. Choi and S.-S. Han, " H_∞ control of electrorheological suspension system subjected to parameter uncertainties," *Mechatronics*, vol. 13, pp. 639–657, 2003.
- [53] Y. S. Kim, K. W. Wang, and H. S. Lee, "Feedback control of er-fluid-based structures for vibration suppression," *Smart materials and structures*, vol. 1, pp. 139–145, 1992.
- [54] Y. T. Choi and N. M. Wereley, "Vibration control of a landing gear system featuring electrorheological/magnetorheological fluids," *Journal of Aircraft*, vol. 40, pp. 432–439, 2003.

- [55] Y. T. Choi, N. M. Wereley, and Y.-S. Jeon, "Semi-active vibration isolation using magnetorheological isolators," *Journal of Aircraft*, vol. 42, pp. 1244–1251, 2005.
- [56] D. C. Batterbee and N. D. Sims, "Vibration isolation with smart fluid dampers : a benchmarking study," *Smart Structures and Systems*, vol. 1, pp. 235–256, 2005.
- [57] T. Sun, Z. Huang, and D. Chen, "Signal frequency-based semi-active fuzzy control for two-stage vibration isolation system," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 280, pp. 965–981, 2005.
- [58] C.-H. Loh, L. Y. Wu, and P. Y. Lin, "Displacement control of isolated structures with semi-active control devices," *Journal of Structural Control*, vol. 10, pp. 77–100, 2003.
- [59] Z. D. Xu, Y. P. Shen, and Y. Q. Guo, "Semi-active control of structures incorporated with magnetorheological dampers using neural networks," *Smart materials and structures*, vol. 12, pp. 80–87, 2003.
- [60] Z. G. Ying, W. Q. Zhu, and T. T. Soong, "A stochastic optimal semi-active control strategy for er/mr dampers," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 259, pp. 45–62, 2003.
- [61] S. Savaresi, E. Silani, and S. Bittanti, "Acceleration-driven-damper (add) : an optimal control algorithm for comfort-oriented semiactive suspensions," *Journal of dynamic systems, measurement and control*, vol. 127, pp. 218–229, 2005.
- [62] H. Gavin and C. Alhan, "Guidelines for low-transmissibility semi-active vibration isolation," *Smart Materials and Structures*, vol. 14, pp. 297–306, 2005/04.
- [63] J. H. Koo, F. D. Goncalves, and M. Ahmadian, "Investigation of the response time of magnetorheological fluid dampers," in *Smart Structures and Materials*, vol. 5386 of *Proc. SPIE*, pp. 63–71, 2004.
- [64] D. Fischer and R. Isermann, "Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions," *Control Engineering Practices*, vol. 12, pp. 1353–1367, 2003.
- [65] X. M. Dong, M. Yu, S. L. Huang, Z. Li, and W. M. Chen, "Half car magnetorheological suspension system accounting for nonlinearity and time delay," in *9th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions*, World Scientific, 2004.
- [66] C. Park and D. Jeon, "Semi-active control of a smart seat with an mr fluid damper considering its time delay," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 13, pp. 521–524, 2002.
- [67] N. McLellan, "On the development of a real-time embedded digital controller for heavy truck semiactive suspensions," Master's thesis, Faculty of Virginia Tech, 1998.
- [68] Y. T. Choi, N. M. Wereley, and Y.-S. Jeon, "Semi-active vibration isolation using magnetorheological isolators," in *Smart Structures and Materials*, vol. 4697 of *Proc. SPIE*, pp. 284–291, 2002.
- [69] D. C. Karnopp and R. Allen, "Semiactive control of multimode vibratory systems using the ilsm concept," *Journal of Engineering for Industry*, vol. 98, pp. 914–918, 1976.
- [70] S. J. Dyke, B. F. S. Jr., M. K. Sain, and J. D. Carlson, "Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction.," *Smart Materials and Structures*, vol. 5, pp. 565–575, 1996.
- [71] H. Yoshioka, J. C. Ramallo, and B. F. Spencer, "Smart base isolation strategies employing magnetorheological dampers," *J. Engineering Mechanics*, vol. 128, pp. 540–551, 2002.
- [72] Y. Lee and D. Jeon, "A study on the vibration attenuation of a driver seat using an mr fluid damper," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 13, pp. 437–441, 2002.
- [73] P. Jean, R. Ohayon, and D. L. Bihan, "Low-frequency semi-active vibration isolation of a spacecraft during its launch using mr dampers," in *6th International Symposium on Launcher Technology, Munich*, 11/2005.

-
- [74] Y. Liu, *Semi-active damping control for vibration isolation of base disturbances*. PhD thesis, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, UK, 2004.
- [75] D. Stewart, "A platform with six degrees of freedom," in *Proceedings Institution of the Mechanical Engineers*, vol. 180, pp. 371–386, 1965-66.
- [76] J.-P. Merlet, *Les Robots Paralleles - 2nd edition*. Hermes, 1997.
- [77] V. E. Gough and S. G. Whitehall, "Universal tyre testing machine," in *Proc. Ninth International Technical Congress F.I.S.I.T.A.*, vol. 117, 1962.
- [78] Z. Geng and L. Haynes, "Six degree of freedom active vibration isolation system using the stewart platforms," in *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 2, pp. 45–53, 1994.
- [79] Z. R. J. Spanos and G. Blackwood, "A soft 6-axis active vibration isolator," in *Proceedings of the American Control Conference*, 1995.
- [80] D. Thayer, M. Campbell, and J. Vagners, "Six axis vibration isolation using modern control techniques," in *21st Annual AAS Guidance and Control Conference*, American Astronautical Society, pp. 1–15, 1998.
- [81] D. Thayer, M. Campbell, J. Vagners, and A. V. Flotow, "Six-axis vibration isolation system using soft actuators and multiple sensors," *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol. 39, pp. 206–212, 2002.
- [82] Y. X. Su, B. Y. Duan, B. Peng, and R. D. Nan, "Mechatronics design of response enhancement of stewart fine tuning platform for the square kilometer array," *Mechatronics*, vol. 13, pp. 111–125, 2003.
- [83] M. Unsal, C. D. Crane, and C. Niezrecki, "Vibration control of parallel platforms based on magnetorheological damping," in *Smart Structures and Materials : Damping and Isolation*, vol. 5052 of *Proc. SPIE*, pp. 163–174, 2006.
- [84] M. Unsal, C. D. Crane, and C. Niezrecki, "Vibration control of parallel platforms based on magnetorheological damping," in *Florida Conference on Recent Advances in Robotics*, pp. 1–6, 2006.
- [85] E. H. Anderson, M. F. Cash, M. E. Evert, and S. C. Pendleton, "Magnetorheological-fluid damper with integral step-and-repeat actuator," in *10th International Conference on ER Fluids and MR Suspensions*, World Scientific, 2006.
- [86] P. Jean, R. Ohayon, and D. Lebihan, "Semi-active control using magneto-rheological dampers for payload launch vibration isolation," in *Smart Structures and Materials : Damping and Isolation*, vol. 5052 of *Proc. SPIE*, pp. 163–174, 2006.
- [87] A. Preumont, M. Horodincu, I. Romanescu, B. de Marneffe, M. Avraam, A. Deraemeker, F. Bossens, and A. A. Hanieh, "A 6 axes single stage active vibration isolator based on stewart platform," in *16th International Conference on Adaptive Structures and Technologies, Paris*, 10/2005.
- [88] P. Jean, R. Ohayon, and D. L. Bihan, "Semi-active vibration isolation of broadband base disturbance using magneto-rheological dampers," in *16th International Conference on Adaptive Structures and Technologies, Paris*, 10/2005.
- [89] G. L. Glauser, *Vibration Control of Spacecrafts and Space Structures from Lift-Off to On-Orbit Environment*. PhD thesis, Mechanical and Aeronautical Engineering Department, Clarkson University, Potsdam, NY, 1994.
- [90] G. L. Glauser and G. Ahmadi, "Vibration isolation of a launch vehicle payload and its subsystem," in *AIAA*, vol. 93, p. 1598, 1993.
- [91] G. L. Glauser and G. Ahmadi, "Satellite active and passive vibration control during liftoff," *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol. 33, pp. 428–432, 1996.

- [92] P. S. Wilke, C. D. Johnson, P. J. Gosserode, and D. Sciulli, "Whole-spacecraft vibration isolation on small launch vehicles," in *Smart Structures and Materials 2000 : Damping and Isolation*, vol. 3989 of *Proc. SPIE*, pp. 440–451, 2000.
- [93] C. D. Johnson, P. S. Wilke, and K. R. Darling, "Multi-axis whole-spacecraft vibration isolation for small launch vehicles," in *Smart Structures and Materials 2001 : Damping and Isolation*, vol. 4331 of *Proc. SPIE*, pp. 153–161, 2001.
- [94] C. D. Johnson and P. S. Wilke, "Protecting satellite from the dynamics of the launch environment," *Proc. of the 2001 S/C and L/V dynamics Environments Workshop*, The Aerospace Corporation, 2001.
- [95] C. D. Johnson and P. S. Wilke, "Whole-spacecraft shock isolation system," in *Smart Structures and Materials 2002 : Damping and Isolation*, vol. 4697 of *Proc. SPIE*, pp. 313–323, 2002.
- [96] K. L. Napolitano, "Hybrid vibration isolation system for whole-spacecraft launch protection," <http://www.winbmdo.com/scripts/sbir;topicMDA03-068>, 2003.
- [97] G. R. Thomas, C. M. Fadick, and B. J. Fram, "Launch vehicle payload adapter design with vibration isolation features," in *Smart Structures and Materials 2005 : Damping and Isolation*, vol. 5760 of *Proc. SPIE*, pp. 35–45, 2005.
- [98] L. K. Liu, L. Liang, G. T. Zheng, and W. H. Huang, "Dynamic design of octostrut platform for launch stage whole-spacecraft vibration isolation," *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol. 42, pp. 654–662, 2005.
- [99] L. K. Liu, G. T. Zheng, and W. H. Huang, "Octo-strut vibration isolation platform and its application to whole spacecraft vibration isolation," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 289, pp. 726–744, 2006.
- [100] D. Sciulli and S. Griffin, "Hybrid launch isolation system," in *Smart Structures and Materials 1999*, *Proc. of the 6th SPIE*, pp. 1–8, 1999.
- [101] D. L. Edberg, "Launch vibration isolation system," tech. rep., Kirtland AFB, Phillips Laboratory, 1997.
- [102] G. G. Karahalidis, "Whole spacecraft vibration isolation," Master's thesis, Air Force Institute of Technology, 1999.
- [103] J. R. Jarosh, "Active and adaptive control for payload launch vibration isolation," Master's thesis, Air Force Institute of Technology, 2000.
- [104] N. Vujic, "Power regeneration in actively controlled structures," Master's thesis, Faculty of Virginia Tech, 2002.
- [105] M. Pausley, R. Jha, and G. Ahmadi, "Optimal vibration control of onboard equipment during space vehicle lift-off," in *AIAA*, vol. 1628, 2002.
- [106] R. Jha, A. Bailey, and G. Ahmadi, "Combined active and passive control of space structure vibrations during launch," in *AIAA*, vol. 1724, 2003.
- [107] J. Craig, *Introduction to Robotics*. Addison-Wisley, 1986.

Annexe A

Construction de la matrice Jacobienne

In this appendix, we will use different notations from those used in the text of chapter 4 for clarity reasons and to follow those used in the robotics community [107]. To estimate the Jacobian matrix that relates the elongation of the legs of the Stewart platform to the motion of the platform, let us consider the vectorial representation of the hexapod shown in figure A.1.

$\{B\}$ = inertial reference frame of the lower platform (assumed fixed).

$\{P\}$ = reference frame at the center of mass C of the upper platform.

\vec{r}_i = position of the extremity of leg i in the lower platform.

\vec{p}_i = position of the extremity of leg i in the upper platform.

\vec{x}_0 = vector connecting the origin of $\{B\}$ to that of $\{P\}$.

$\vec{1}_i$ = Unit vector along leg i.

R is the rotation matrix relating $\{P\}$ to $\{B\}$, defined for example in terms of roll/pitch/yaw angles :

$\theta = (\gamma, \beta, \alpha)$.

The relationship between $\{B\}$ and $\{P\}$ is completely defined by \vec{x}_0 and θ . The Jacobian matrix J relates the elongation velocities of the legs q_i to the velocity vector $\dot{\chi} = (v^T, \omega^T)$, where $v = \dot{x}_0$ and $\omega = \dot{\theta}$

$$q = J\dot{\chi} \quad (\text{A.1})$$

The analytical expression can be obtained by expressing the absolute velocity \vec{v}_i of the extremity A_i (the extremity B_i is fixed in the inertial reference frame $\{B\}$), and projecting it along $\vec{1}_i$, we get

$$\vec{v}_i = \vec{v} + \vec{\omega} \times \vec{p}_i$$

where \vec{v} is the absolute velocity of O_A and $\vec{\omega}$ is the angular velocity of the upper plate.

$$\dot{q}_i = \vec{1}_i \cdot (\vec{v} + \vec{\omega} \times \vec{p}_i)$$

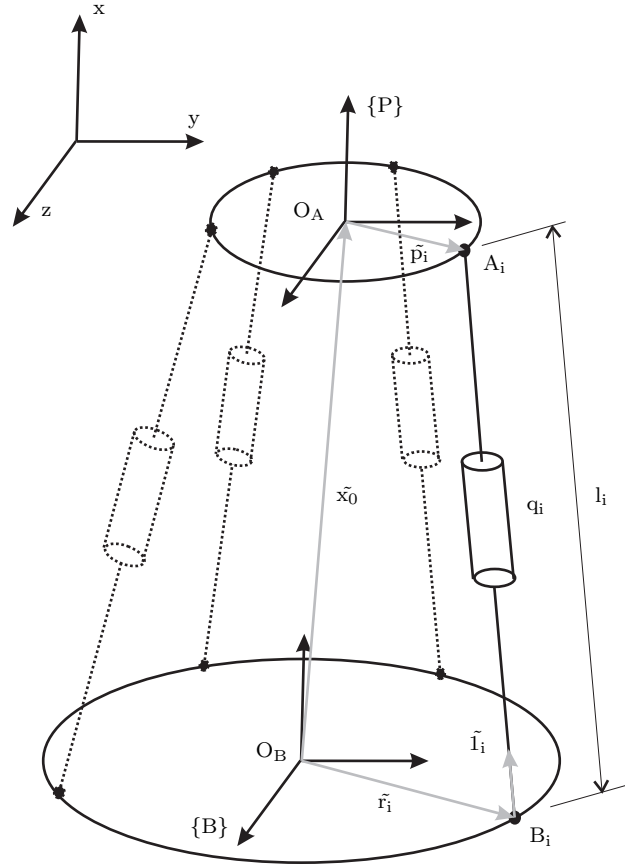


FIG. A.1 – Vectorial representation of Stewart platform

$$\dot{q}_i = \vec{1}_i \cdot \vec{v} - \vec{1}_i \cdot \vec{p}_i \times \vec{\omega}$$

and, upon projecting in the appropriate reference frame,

$$\dot{q}_i = 1_i^T v - 1_i^T \tilde{p}_i \omega$$

where we have used the antisymmetric matrix \tilde{p}_i , also called the spin matrix, to express the cross product :

$$p_i \times \omega = \tilde{p}_i \omega \quad \text{with} \quad \tilde{p}_i = \begin{bmatrix} 0 & -p_{i,3} & p_{i,2} \\ p_{i,3} & 0 & -p_{i,1} \\ -p_{i,2} & p_{i,1} & 0 \end{bmatrix}$$

The above equation constitute the i^{th} line of the Jacobian, or in detail

$$q = J\dot{\chi} = \begin{bmatrix} \cdots & \cdots \\ 1_i^T & -1_i^T \tilde{p}_i \\ \cdots & \cdots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v \\ \omega \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

The right side of the equation can be expressed either in the inertial reference frame $\{B\}$ or in the reference frame of the upper platform $\{P\}$. If v and ω are expressed in the moving frame $\{P\}$,

$$1_i = \frac{1}{l_i} [R^T (x_0 - r_i) + p_i]$$

where it has been assumed that x_0 and r_i are expressed in $\{B\}$. It follows that

$$-1_i^T \tilde{p}_i = -\frac{1}{l_i} (x_0 - r_i)^T R \tilde{p}_i$$

The velocity Jacobian matrix becomes

$$J = \begin{bmatrix} \cdots & \cdots \\ \frac{1}{l_i} [(x_0 - r_i)^T R + p_i^T] & -\frac{1}{l_i} (x_0 - r_i)^T R \tilde{p}_i \\ \cdots & \cdots \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

The force Jacobian can be obtained from the virtual work theorem,

$$f^T \delta q = f^T J \delta \chi = (F^T, T^T) \delta \chi$$

where f stands for the forces along the legs of the platform and F and T are respectively the resultant force and the resultant torque applied to the upper platform. It follows that F and T , expressed in the same reference frame as v and ω , are related to the forces acting in the leg f by :

$$\begin{bmatrix} F \\ T \end{bmatrix} = B f \quad (\text{A.4})$$

where $B = J^T$ is the force Jacobian and equals to :

$$B = \begin{bmatrix} \vdots & 1_i & \vdots \\ \vdots & \tilde{p}_i 1_i & \vdots \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

or in more details

$$B = \begin{bmatrix} \vdots & \frac{1}{l_i} [R^T (x_0 - r_i) + p_i] & \vdots \\ \vdots & \frac{1}{l_i} \tilde{p}_i R^T (x_0 - r_i) & \vdots \end{bmatrix} \quad (\text{A.6})$$

To calculate the general stiffness matrix of the platform, assuming that the only stiffness exists here is the axial stiffness k of the leg. Equation A.4 gives

$$\begin{bmatrix} F \\ T \end{bmatrix} = Bf = Bk\delta q \quad (\text{A.7})$$

where δq is the elongation of the legs. From equation A.1 we know that $\delta q = J\delta\chi = B^T\delta\chi$, then

$$\begin{bmatrix} F \\ T \end{bmatrix} = [BkB^T] \delta\chi \quad (\text{A.8})$$

Finally, assuming that the damping c in each leg is purely in the same direction than its stiffness, the same calculus gives

$$C = [BcB^T] \quad (\text{A.9})$$

If the stiffness and the damping elements are uniform in the platform, the structure has the following property

$$C = [BcB^T] = c [BB^T] = \frac{c}{k} K \quad (\text{A.10})$$

The damping matrix being exactly proportional to the stiffness matrix, the hypothesis of proportional damping is valid, which means that the modes of the platform are theoretically decoupled from each other.

These expressions assume that the joints at the end of the leg behave perfectly, i.e. have a zero bending stiffness. Further readings about the kinematics of the hexapods can be found in [76].

Annexe B

Transferts de commandes des excitateurs hydrauliques et synthèse expérimentale des excitations lanceurs.

Les vérins hydrauliques sont pilotés en déplacement : les servovalves sont commandés par une tension, le capteur de déplacement potentiométrique fournit la mesure de rétroaction. D'abord, il est nécessaire de régler les gains et phases des vérins de manière identique, afin de réaliser correctement les combinaisons de déplacement de la base. La figure B.1 montre les transferts déplacement/tension réglés. Les vérins 2 et 3 ont des FRFs proches jusqu'à 100 Hz tandis que le vérin 1 chute plus rapidement en amplitude, parce que l'impédance du montage est différente en V1 de V2 et V3.

Les transferts étant réglés au mieux, on les identifie à l'aide d'un passe-bas du second ordre $H_v^{id}(s)$ (courbe en noir). Notons que celle-ci représente assez mal en phase les fonctions de transferts des vérins. Néanmoins, les passe-bas mieux représentatifs essayés étaient non causaux, ce qui ne convenait pas à la technique d'inversion de transfert expliquée ci-dessous.

Afin de réaliser une commande en tension représentative d'une donnée en déplacement, on compense les transferts vérins par $H_v^{id-1}(s)$, comme on peut le voir en figure B.2.

Puis la procédure de synthèse des excitations lanceurs est la suivante :

1. Les mesures vol $[\ddot{x}_{vol,k}]_{k=1..3}$ sont intégrées 2 fois pour obtenir les déplacements dans chaque direction $[x_{vol,k}]_{k=1..3}$ en ayant pris soin de filtrer la composante quasi-statique due à l'intégration par un filtre passe-haut de Butterworth d'ordre 3, de fréquence de coupure 1 Hz.
2. On calcule la tension de commande des vérins correspondant à ces déplacements en effectuant le produit de convolution $U_{vol,j,k}(t) = \left(h_{v,j}^{inv} \otimes x_{vol,k} \right) (t)$ où $h_{v,j}^{inv}$ est la réponse impulsionnelle de l'inverse du transfert vérin identifié $H_{v,j}^{id-1}(s)$.
3. On applique cette tension aux vérins en utilisant le système d'acquisition OROS/NVGate qui possède 2 générateurs dont la tension est issue du fichier Matlab $U_{vol,j,k}(n)$.

Les excitations lanceurs sont ainsi assez bien reproduites.

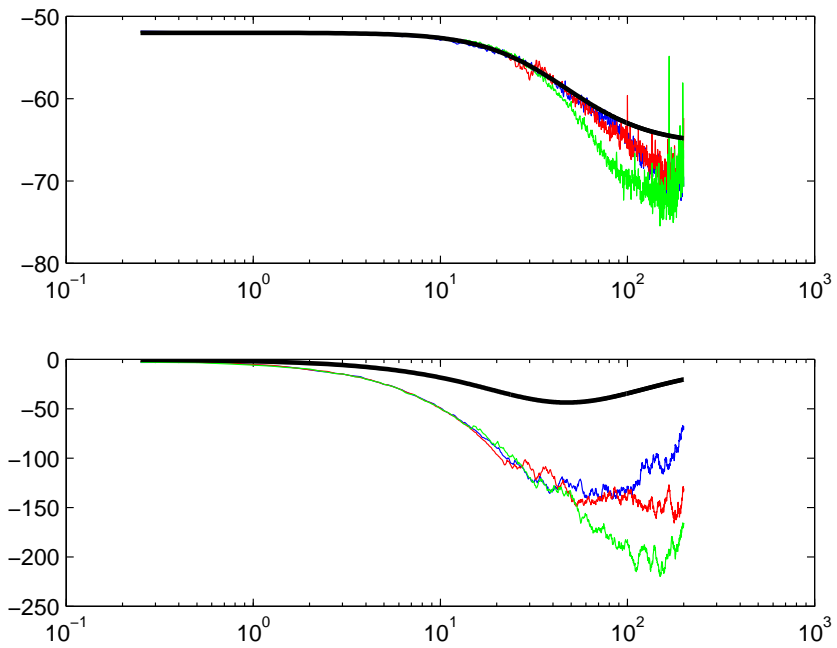


FIG. B.1 – FRFs of displacement / voltage of the hydraulic actuators used to excite the base platform. The 3 FRFs are tuned, and identified by a low-pass filter $H_v^{id}(s)$ (black).

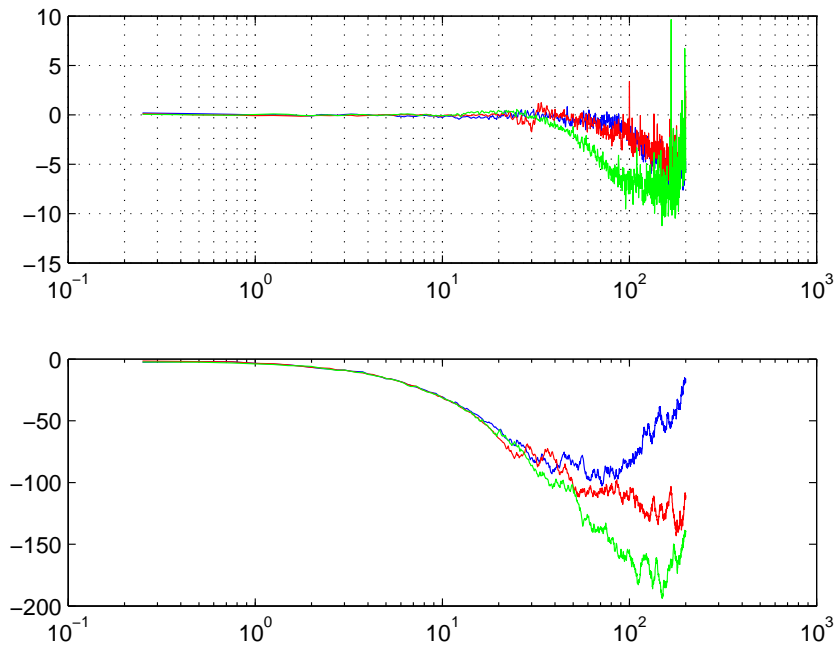


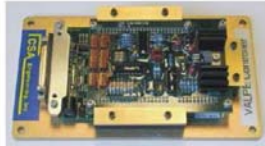
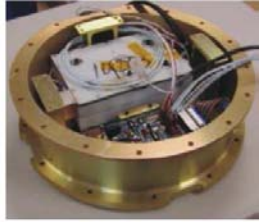
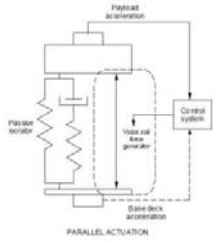
FIG. B.2 – Hydraulic actuators compensated by $H_v^{id-1}(s)$.

Annexe C

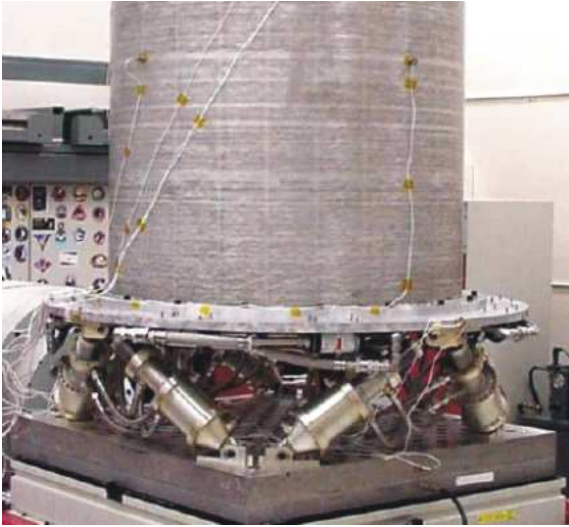
Etat de l'art de l'isolation vibratoire dans les lanceurs



(a) SoftRide, ShockRide : CSA Engineering passive (HF) solutions.



(b) CSA Engineering hybrid passive active proposal.



(c) ELVIS : Honeywell (LF) proposal.

FIG. C.1 – Solutions in the United States

Résumé

Le travail présenté dans cette thèse a pour objet l'isolation vibratoire entre 5 et 100 Hz d'une charge utile durant les 150 premières secondes de son lancement, par contrôle semi-actif d'amortisseurs magnéto-rhéologiques. L'isolateur envisagé est une interface souple dont les modes, compris entre 2 et 7 Hz, sont amortis par le dispositif à amortissement contrôlable. Dans un premier temps, afin de réaliser des simulations de contrôle semi-actif réalistes, un modèle de l'amortisseur magnéto-rhéologique utilisé est identifié à partir des mesures de l'effort et de la vitesse du piston. Puis on étudie l'isolateur semi-actif à 1 degré de liberté, à la fois par simulations et expérimentalement. On s'intéresse en particulier au contrôleur skyhook damper et à ses performances d'isolation haute fréquence et d'amortissement basse fréquence pour différents types d'excitations large bande, performances qui sont systématiquement comparées à celles de l'isolateur passif optimal. On présente ensuite une étude originale qui concerne un isolateur semi-actif à 6 degrés de liberté, basé sur la plateforme de Stewart, dont un démonstrateur expérimental a été développé et testé. On détaille en particulier les résultats du contrôle par Integral Force Feedback semi-actif pour les excitations lanceur reproduites expérimentalement. Enfin, l'étude est étendue à la configuration échelle 1 pour laquelle on envisage les performances de confort et de sécurité de l'isolateur. On considère en particulier un cas d'excitation transitoire latérale, la rafale de vent, pour laquelle on développe un contrôleur on-off à seuil de déclenchement, lequel semble également efficace pour l'isolation vibratoire. L'isolateur semi-actif ainsi obtenu semble présenter de meilleures performances qu'un isolateur passif stationnaire, tout en étant conforme aux contraintes propres à l'environnement lanceur.

Mots-clés : isolation vibratoire, lanceur, charge utile, contrôle semi-actif, amortisseurs magnéto-rhéologiques, plateforme de Stewart

Summary

The present study deals with 5-100 Hz vibration isolation of a payload during the first 150 seconds of its launch, with the resort to semi-active control of magneto-rheological dampers. The envisaged isolation system consists in a soft interface, whose modes, located between 2 and 7 Hz, are damped by the controllable damping device. First, in order to perform realistic simulations of semi-active control, a model of the utilized magneto-rheological damper is identified, based on measurements of the piston force and velocity. Then, a semi-active single degree-of-freedom isolator is studied by simulation and experiments. We focus particularly on skyhook damper control and its performance of both high frequency isolation and low frequency damping for various types of broadband disturbances, by systematically comparing them to those of passive isolation systems. The single degree-of-freedom isolator case is followed by an original study, which concerns a 6 degree-of-freedom isolator, based on Stewart platforms. An experimental demonstrator has been developed and tested and we report here the results of the semi-active integral force feedback controller for the launch excitations, which are reproduced experimentally. Finally, the study is extended to the scale 1 configuration, by considering the performances of comfort and safety of the isolator. A transient lateral excitation case, the wind gust, is considered, and for this case we develop an on-off controller with threshold, which also presents good overall performance for vibration isolation. The resulting semi-active isolator seems to give better performance than stationary passive isolation systems, while being conform to the constraints that are inherent to the launch environment.

Key-words : launch vibration isolation, payload, semi-active control, magneto-rheological damper, Stewart platform