



HAL
open science

Méthodes d'optimisation des trains d'atterrissage d'hélicoptère

Cédric Lopez

► **To cite this version:**

Cédric Lopez. Méthodes d'optimisation des trains d'atterrissage d'hélicoptère. Sciences de l'ingénieur [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2007. Français. NNT : 2007ENAM0038 . pastel-00003600

HAL Id: pastel-00003600

<https://pastel.hal.science/pastel-00003600v1>

Submitted on 8 Apr 2008

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.



Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

THÈSE

pour obtenir le grade de

Docteur

de

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Conception"

*présentée et soutenue publiquement
par*

Cédric LOPEZ

le 20 décembre 2007

**METHODES D'OPTIMISATION DES TRAINS D'ATERRISSAGE
D'HELICOPTERE**

Directeur de thèse : André Barraco

Co-encadrement de la thèse : François Malburet

Jury :

M. Jean-Claude GUINOT, Professeur, ISIR, Fontenay-aux-Roses Président
M. Régis DUFOUR, Professeur, LaMCoS, INSA, Lyon..... Rapporteur
M. Olivier SENAME, Professeur, GIPSAIab, ENSIEG, Grenoble..... Rapporteur
M. André BARRACO, Professeur, LMSP, ENSAM, Paris..... Examineur
M. François MALBURET, Maître de Conférences, LSIS, ENSAM, Aix en Provence . Examineur
M. Tomasz KRYSINSKI, Ingénieur, Chef du service Innovation, Eurocopter Invité

Laboratoire des Sciences de l'Information et des Systèmes
ENSAM, CER d'Aix en Provence

Remerciements

Ces travaux de thèse ont été réalisés au sein de l'équipe Ingénierie, Mécanique, Systèmes, du CER ENSAM de Aix en Provence qui constitue l'une des équipes du Laboratoire des Sciences de l'Information et des Systèmes. Je remercie M. Philippe VERON, directeur de l'équipe, pour m'avoir accueilli au sein de celle-ci.

J'adresse mes remerciements à M. André BARRACO, Professeur à l'ENSAM de Paris, pour la direction de cette thèse, ainsi qu'à M. François MALBURET, Maître de conférences à l'ENSAM d'Aix en Provence pour sa co-direction. Tous deux ont su me conseiller au cours de mes travaux de recherche.

Je remercie Messieurs les membres du jury : M. Jean-Claude GUINOT, Professeur à l'Université Paris VI, M. Régis DUFOUR, Professeur à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, et M. Olivier SENAME, Professeur à l'Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs Electriciens de Grenoble, pour leur collaboration durant l'examen de ce travail et leur participation à ma soutenance.

Je remercie tout particulièrement M. Tomasz KRYSINSKI, chef du service Innovation chez Eurocopter à Marignane, pour son dynamisme et son enthousiasme dans le suivi de mes activités de recherche.

Toute ma reconnaissance à mon collègue et ami Thierry RIPERT pour son aide et son travail qui ont permis de mener à bien l'ensemble des travaux expérimentaux de cette thèse.

Merci à mes collègues et amis Yohanna GAMBINO, Romain NEVERS, Olivier MARTENET ainsi qu'à l'ensemble des membres de l'équipe IMS, de la SERAM et des services Vibrations et Innovation de chez Eurocopter qui ont permis de mener cette thèse dans de très bonnes conditions de travail.

J'adresse un salut particulier et je souhaite bon courage à Anne BRINDEJONC, Minica HOURY et Thibaut MARGER pour la fin de leur thèse.

Un grand merci à mes parents pour leurs encouragements, leur patience, leur présence et leur soutien.

Un grand merci enfin à Elsa pour son amour, ses encouragements, sa présence et son soutien.

Table des matières

Abréviations et Notations	1
Introduction	3
CHAPITRE 1 : Les trains d'atterrissage: état de l'art et problématiques associées	
1.1. Les trains d'atterrissage et problématique associée à l'atterrissage	7
1.2. Les méthodes anti-vibratoires	12
1.3. Orientation des travaux de recherche	15
CHAPITRE 2 : Modélisation et analyse du phénomène physique d'un atterrissage	
2.1. Analyse et formalisation de la problématique	19
2.2. Modélisation analytique	23
2.2.1. Introduction et généralités	23
2.2.2. Modèle linéaire	24
2.2.3. Modèle non linéaire	29
2.3. Modélisation multi-corps	37
2.3.1. Introduction et généralités	37
2.3.2. Construction du modèle démonstrateur puits de chute	37
2.3.3. Modèle multi-corps appareil complet	39
2.4. Analyse des résultats de simulations	40
2.4.1. Généralités	41
2.4.2. Etude et analyse comparative des simulations des modèles analytiques	41
2.4.3. Analyse comparative des simulations des modèles analytiques et multi-corps	45
2.5. Bilan et synthèse	47
CHAPITRE 3 : Moyens expérimentaux et recalage	
3.1. Descriptif du puits de chute démonstrateur	51
3.1.1. Généralités	51
3.1.2. Aspects mécaniques	52
3.1.3. Dispositifs d'acquisition et instrumentation	57
3.2. Analyse des essais sur puits de chute	59
3.3. Recalage du modèle analytique non linéaire	60
3.4. Bilan et synthèse	65
CHAPITRE 4 : Optimisation passive des trains d'atterrissage	
4.1. Développement d'une méthode d'optimisation passive	69
4.1.1. Généralités	69
4.1.2. Analyse et identification des paramètres d'optimisation des trains d'atterrissage	69
4.1.3. Proposition d'une méthode d'optimisation passive	83
4.2. Analyse et validation expérimentale de la méthode d'optimisation passive proposée	85
4.2.1. Analyse théorique	86
4.2.2. Analyse et validation expérimentale	89
4.3. Application industrielle	96
4.4. Bilan et synthèse	97
CHAPITRE 5 : Etude de méthodes d'optimisation active et semi-active	
5.1. Analyse des méthodes actives et semi-actives	101
5.2. Développement d'une méthode semi-active : application aux trains d'atterrissage	103
5.2.1. Introduction et description de la structure de commande	103
5.2.2. Etude et développement des méthodes de définition de la loi d'effort optimale cible	109
5.2.3. Description, étude et modélisation du dispositif semi-actif	135
5.3. Etude expérimentale	141
5.3.1. Description du dispositif expérimental	141
5.3.2. Résultats d'essais du système semi-actif	144
5.4. Bilan et synthèse	148

Conclusion et perspectives	151
Bibliographie	155
Annexes	
Annexe 1 : Puits de chute pour tests de train d'atterrissage	163
Annexe 2 : Exemple de calcul de masses réduites.....	165
Annexe 3 : Calcul de l'effort de raideur d'un amortisseur bichambre de gaz	167
Annexe 4 : Optimisation passive - résultats d'essais pour une chute de 200 mm	171
Annexe 5 : Optimisation passive - résultats d'essais pour une chute de 400 mm	173
Annexe 6 : Caractéristiques constructeur de la servovalve du démonstrateur semi-actif.....	175

Table des illustrations

Figure 1 : L'avion Eole de Clément Ader - premier aéronef motorisée à quitter le sol en 1890	8
Figure 2 : Premier dispositif d'amortissement en élastomère monté sur les trains d'atterrissage d'avion du début du XXème siècle	8
Figure 3 : Configurations d'implantation des trains d'atterrissage.....	9
Figure 4 : Atterrisseurs pour hélicoptères	10
Figure 5 : Excitation du 1 ^{er} mode de flexion de la poutre de queue lors d'un atterrissage dur	11
Figure 6 : Exemple d'un dispositif anti-vibratoire passif - absorbeur dynamique	13
Figure 7 : Modélisation et paramétrage du démonstrateur	24
Figure 8 : Dispositif expérimental de caractérisation du pneumatique	30
Figure 9 : Courbe de raideur statique du pneumatique pour différentes pressions de gonflage	31
Figure 10 : Schéma d'un amortisseur oléopneumatique monochambre gaz.....	32
Figure 11 : Modèle multi-corps du démonstrateur puits de chute.....	38
Figure 12 : Modèle multi-corps de l'hélicoptère considéré pour l'étude	39
Figure 13 : Modèles des sous-systèmes trains d'atterrissage.....	40
Figure 14 : Comparaison modèles linéaire et non linéaire analytiques - effort sur la masse m_s	42
Figure 15 : Comparaison modèles linéaire et non linéaire analytiques - écrasement du pneumatique	42
Figure 16 : Comparaison modèles linéaire et non linéaire analytiques - accélération de la masse m_q	44
Figure 17 : Comparaison modèles non linéaire analytique et multi-corps - effort sur la masse m_s	46
Figure 18 : Similitude appareil et puits de chute.....	52
Figure 19 : Maquette numérique du puits de chute - dimensions et désignation des masses	53
Figure 20 : Amortisseur hydraulique réglable.....	54
Figure 21 : Lois d'amortissement effort/vitesse - réglages basses et hautes vitesses en compression.....	55
Figure 22 : Lois d'amortissement effort/vitesse - réglages basses et hautes vitesses en détente	56
Figure 23 : Lois d'amortissement effort/déplacement - dispositif de butée hydraulique.....	57
Figure 24 : Instrumentation du puits de chute.....	58
Figure 25 : Courbe de mesure d'effort sur m_s - $h_{chute}=400$ mm.....	60
Figure 26 : Courbe de mesure de l'accélération de la masse m_q - $h_{chute}=400$ mm.....	61
Figure 27 : Accélération de la masse m_q - comparaison mesure et simulation du modèle	63
Figure 28 : Course de la suspension - comparaison mesure et simulation du modèle	64
Figure 29 : Coupe d'un amortisseur oléopneumatique monochambre	72
Figure 30 : Courbe d'effort de raideur pour un amortisseur monochambre gaz	73
Figure 31 : Schéma d'un amortisseur oléopneumatique bichambre gaz.....	74
Figure 32 : Courbe d'effort de raideur pour un amortisseur bichambre gaz	76
Figure 33 : Phénomène de résonance sol	77
Figure 34 : Courbe de réglage de la raideur des trains d'atterrissage	78
Figure 35 : Dispositifs de laminage d'huile pour un train d'atterrissage.....	79
Figure 36 : Courbe d'effort transmis par un train d'atterrissage au fuselage au cours d'un atterrissage à grande vitesse (4 m/s)	80
Figure 37 : Courbe d'effort en fonction de la course pour un train d'atterrissage bichambre gaz.....	81
Figure 38 : Tendance d'optimisation de l'effort.....	84
Figure 39 : Optimisation passive - simulations de l'accélération de m_q ; $h_{chute}=240$ mm	87
Figure 40 : Evolution des maximums des mesures d'accélération de m_q en fonction des réglages haute vitesse en compression et de la butée hydraulique - $h_{chute}=200$ mm	90
Figure 41 : Optimisation passive - mesures de l'accélération de m_q ; $h_{chute}=200$ mm.....	91
Figure 42 : Optimisation passive - mesures de la course de la suspension ; $h_{chute}=200$ mm	91

Figure 43 : Evolution des maximums des mesures d'accélération de mq en fonction des réglages haute vitesse en compression et butée hydraulique - $h_{chute}=400$ mm	94
Figure 44 : Optimisation passive - mesures de l'accélération de mq ; $h_{chute}=400$ mm.....	94
Figure 45 : Optimisation passive - mesures de la course de la suspension ; $h_{chute}=400$ mm	95
Figure 46 : Schéma de la structure de la méthode semi-active développée	106
Figure 47 : Modélisation du système démonstrateur semi-actif.....	106
Figure 48 : Schématisation de la méthode de commande Skyhook	113
Figure 49 : Modèle Matlab/Simulink de la structure du correcteur PID développé.....	115
Figure 50 : Comparaison passif et PID sur ms - accélération de mq.....	116
Figure 51 : Comparaison passif, PID sur ms et PID sur mq - accélération de mq	117
Figure 52 : Analyse de la robustesse du PID sur ms et sur mq avec écart au nominal de 15% sur la masse suspendue ms - accélération de mq	118
Figure 53 : Comparaison passif et Mode Glissant - accélération de mq	124
Figure 54 : Analyse de la robustesse du correcteur Mode Glissant avec écart au nominal de 15% sur la masse suspendue ms - accélération de mq	125
Figure 55 : Comparaison passif et Quadratique pour différentes durées de fonctionnement du correcteur - accélération de mq.....	130
Figure 56 : Analyse de la robustesse du correcteur Quadratique avec écart au nominal de 15% sur la masse suspendue ms - accélération de mq	131
Figure 57 : Comparaison des méthodes de commande développées - accélération de mq	132
Figure 58 : Comparaison de l'effort amortisseur passif et des efforts de commande	133
Figure 59 : Diagramme de fonctionnement des correcteurs développés.....	134
Figure 60 : Photo du démonstrateur semi-actif et son schéma hydraulique équivalent	136
Figure 61 : Vue en coupe de la servovalve	136
Figure 62 : Maquettes numériques des orifices de laminage des servovalves CK et DK	137
Figure 63 : Modèle inverse de la servovalve du démonstrateur semi-actif.....	138
Figure 64 : Modèle du sous-système hydromécanique de la servovalve	138
Figure 65 : Courbe d'évolution de la course calculée de la navette mobile pour un effort désiré	139
Figure 66 : Courbe du courant d'alimentation du solénoïde en fonction de la course navette mobile	140
Figure 67 : Modèle Matlab/Simulink de la structure de commande du démonstrateur semi-actif.....	143
Figure 68 : Comparaison passif et semi-actif - mesure de l'accélération de mq ; $h_{chute}=400$ mm.....	144
Figure 69 : Comparaison passif et semi-actif - mesure de la course de la suspension ; $h_{chute}=400$ mm	145
Figure 70 : Comparaison passif et semi-actif - mesure de l'effort transmis par l'amortisseur.....	145
Figure 71 : Evolution de la tension d'alimentation de la servovalve par rapport à l'accélération de mq.....	146
Figure 72 : Diagramme de fonctionnement du système semi-actif.....	147

Index des tableaux

Tableau 1 : Caractéristiques du puits de chute.....	57
Tableau 2 : Caractéristiques des capteurs - plage de mesures.....	58
Tableau 3 : Synthèse des simulations effectuées - réglages de l'amortisseur	86
Tableau 4 : Synthèse des maximums des mesures pour différents réglages de l'amortisseur - $h_{chute}=200$ mm	89
Tableau 5 : Synthèse des maximums des mesures pour différents réglages de l'amortisseur - $h_{chute}=400$ mm	93

Abréviations et Notations

Nom	Définition	Unité
$F_{\text{amort_susp}}$	effort d'amortissement de la suspension	N
$F_{\text{raid_gaz_mono}}$	effort de raideur généré par la compression d'une chambre de gaz	N
Gmns	centre d'inertie de la masse non suspendue mns	
Gms	centre d'inertie de la masse suspendue ms	
Gq	centre d'inertie de la masse poutre de queue mq	
K_p	constante de gain proportionnel du correcteur PID	
P	point de contact du pneumatique avec le sol	
S_{lam}	section de l'orifice de laminage hydraulique	cm ²
S_{cc}	section du piston chambre de compensation de l'amortisseur hydraulique	cm ²
S_{sec}	section du piston secondaire de l'amortisseur hydraulique	cm ²
S_t	section d'appui d'effort de raideur généré par la compression d'un gaz	cm ²
T_d	constante temporelle de la composante dérivée du correcteur PID	
T_i	constante temporelle de la composante intégrale du correcteur PID	
T_{pq}	pseudo-période du système poutre de queue	s
Zmns	déplacement absolu du centre de masse de la masse non suspendue	m
\dot{Z}_{mns}	vitesse absolue du centre de masse de la masse non suspendue	m/s
\ddot{Z}_{mns}	accélération relative du centre de masse de la masse non suspendue	m/s ²
Zms	déplacement absolu du centre de masse de la masse suspendue	m
\dot{Z}_{ms}	vitesse absolue du centre de masse de la masse suspendue	m/s
\ddot{Z}_{ms}	accélération relative du centre de masse de la masse suspendue	m/s ²
Zp	déplacement absolu du point de contact du pneumatique avec le sol	m
Zq	déplacement absolu du centre de masse de la masse poutre de queue	m
\dot{Z}_q	vitesse absolue du centre de masse de la masse poutre de queue	m/s
\ddot{Z}_q	accélération relative du centre de masse de la masse poutre de queue	m/s ²
a	paramètre de réglage du correcteur PID	
a_{bmns}	distance entre Gmns et point d'application du ressort de raideur kp	m
a_{bms}	distance entre Gms et point d'application du ressort de raideur ks	m
a_{hmns}	distance entre Gmns et point d'application du ressort de raideur ks	m
a_{hms}	distance entre Gms et point d'application du ressort de raideur kq	m
a_q	distance entre Gq et point d'application du ressort de raideur kq	m
c	course de la tige d'un amortisseur	cm
c_d	coefficient caractéristique de la géométrie et des conditions de laminage d'un fluide	
cq	coefficient d'amortissement pour le système poutre de queue	N.s/m
cs	coefficient d'amortissement pour la suspension	N.s/m
c_{scomp}	coefficient d'amortissement pour la suspension en compression	N.s/m
c_{sdet}	coefficient d'amortissement pour la suspension en détente	N.s/m
e	erreur entre un état désiré et un état mesuré	
f_{0i}	fréquence propre du système i	Hz
g	constante gravitationnelle	m/s ²

h_{chute}	hauteur de chute	m
h_0	hauteur initiale d'une chambre pneumatique	cm
K	paramètre de réglage du correcteur par Mode Glissant	
K_p	raideur du pneumatique	N/m
K_q	raideur du système poutre de queue	N/m
K_s	raideur de la suspension	N/m
l_{p0}	longueur à vide du pneumatique	m
l_{q0}	longueur à vide du ressort du système poutre de queue	m
l_{qstat}	hauteur statique du ressort poutre de queue	m
l_{s0}	longueur à vide du ressort de la suspension	m
mns	masse non suspendue	kg
M_p	masse ponctuelle liée au point P de valeur nulle	kg
M_q	masse du système poutre de queue	kg
M_s	masse suspendue	kg
p_{pneu}	pression de gonflage du pneumatique	bars
p_{occ}	pression à vide dans la chambre pneumatique de compensation de l'amortisseur	bars
p_{ord}	pression à vide dans la chambre pneumatique de raideur par défaut de l'amortisseur	bars
S	surface de glissement	
T	temps	s
t_{impact}	temps instantané à l'impact au sol	s
U	effort généré par le système semi-actif	N
u_{cible}	effort de commande cible généré par le correcteur	N
v_{impact}	vitesse d'impact au sol	m/s
v_{susp}	vitesse de débattement de la suspension	m/s
\underline{x}	vecteur	
α	taux d'amortissement	
α_{comp}	taux d'amortissement en compression de l'amortisseur hydraulique	
α_{det}	taux d'amortissement en détente de l'amortisseur hydraulique	
α_q	taux d'amortissement du système poutre de queue	
E	erreur entre une valeur consigne et une valeur mesurée	
$\delta_{moyenne}$	décroissance logarithmique moyenne	
δp	différentiel de pression entre deux chambres	bars
λ	paramètre de réglage dynamique du correcteur par Mode Glissant	
λ_{amort}	paramètre d'amortissement d'un système	s ⁻¹
ρ	masse volumique d'un fluide	kg/m ³
ω_0	pulsation propre d'un système	rad/s
ω_{0q}	pulsation propre du système poutre de queue	rad/s
ω_{pq}	pseudo-pulsation du système poutre de queue	rad/s

Introduction

De par les conséquences parfois dramatiques que cela peut avoir, l'étude des vibrations et la conception de dispositifs anti-vibratoires en vue de minimiser les conséquences de celles-ci sur le bon fonctionnement et la pérennité des systèmes soumis à des excitations mécaniques ont fait l'objet de nombreuses recherches. Les travaux de recherche effectués au cours de cette thèse et présentés dans ce mémoire puisent leurs motivations et leurs fondements dans le constat des conséquences néfastes des vibrations induites par un choc mécanique excitant un système mécanique complexe composé de plusieurs sous-systèmes mécaniques couplés.

Au cours du développement d'un hélicoptère, une étude expérimentale portant sur les différents cas d'atterrissage a montré l'apparition d'oscillations non négligeables de la poutre de queue de l'appareil lors d'atterrissages à grande vitesse qualifiés de durs. Lors de ces atterrissages dont les vitesses verticales minimales sont de l'ordre de 2 m/s et survenant lors de la vie d'un hélicoptère en cas d'incidents ou d'appontage sur un bateau, ces oscillations génèrent des contraintes mécaniques importantes portant atteinte à la pérennité de la structure et conduisant dans un cas extrême à la rupture de la poutre de queue. Afin de prévenir ce

phénomène, un renforcement de la structure de l'appareil au niveau de la liaison entre la poutre de queue et la cabine a été réalisé. Cette solution coûteuse en masse, diminue la place de chargement utile et modifie les fréquences propres de l'appareil. La modification des fréquences propres d'un hélicoptère où les sources de vibrations sont nombreuses n'est pas sans conséquence et peut détériorer le fonctionnement d'autres équipements dimensionnés en fonction des fréquences initiales de l'appareil.

L'hélicoptère considéré pour cette étude possède des trains d'atterrissage oléopneumatiques associés à des roues. Lors d'un atterrissage, les trains d'atterrissage ont pour rôle d'emmagasiner et de dissiper l'énergie d'impact. La force d'excitation de la structure résultante de l'impact au sol est transmise par les trains d'atterrissage. Ainsi afin de minimiser les oscillations de la poutre de queue et plus particulièrement le pic d'accélération subi par celle-ci lors de l'atterrissage, nous proposons dans ces travaux de maîtriser l'effort transmis par les trains d'atterrissage en agissant sur les caractéristiques dynamiques de ceux-ci. La démarche utilisée au cours de ces travaux de recherche repose en permanence sur une synergie entre une étude théorique basée sur des simulations numériques et une étude expérimentale effectuée sur un démonstrateur conçu au cours de cette thèse sur lequel les méthodes développées sont testées et validées.

Ainsi au cours d'un premier chapitre, dans lequel un état de l'art des trains d'atterrissage d'aéronefs et leur problématique associée sont présentés, nous décrivons les principes généraux des méthodes anti-vibratoires et nous indiquons l'orientation de nos travaux.

Puis un second chapitre présente différentes modélisations du démonstrateur mécaniquement équivalent à l'hélicoptère considéré lors de cette étude. Deux premiers modèles analytiques linéaire et non linéaire sont validés par un modèle multi-corps. L'analyse des simulations des différents modèles nous permettra de justifier l'apparition des oscillations de la poutre de queue lors d'un atterrissage.

Une description des moyens expérimentaux mis en œuvre et le recalage des modèles sont réalisés dans le troisième chapitre.

Des méthodes d'optimisation passive et semi-active des trains d'atterrissage sont alors proposées, développées et validées expérimentalement sur le démonstrateur, respectivement au cours d'un quatrième et d'un cinquième chapitre.

In fine, un bilan de ces travaux de recherche et les perspectives des méthodes étudiées au cours de ceux-ci, sont exposés.

CHAPITRE 1

Les trains d'atterrissage : état de l'art et problématiques associées

SOMMAIRE

1.1. Les trains d'atterrissage et problématique associée à l'atterrissage.....	7
1.2. Les méthodes anti-vibratoires.....	12
1.3. Orientation des travaux de recherche	15

Si la fonction principale d'un aéronef est de voler, une des phases cruciales de son cycle opératoire est l'atterrissage. En effet au cours de celui-ci, l'énergie emmagasinée par l'appareil doit être absorbée puis dissipée dans un temps très court de l'ordre de quelques dixièmes de seconde. Un des éléments principaux séparant l'appareil de la catastrophe sont les trains d'atterrissage, seules interfaces entre l'aéronef et le sol. A l'instar des suspensions pour les véhicules, les trains d'atterrissage vont emmagasiner puis dissiper l'énergie résultante de l'effort de sollicitation mécanique auquel un véhicule roulant sur route ou un appareil en phase d'atterrissage et de roulage est soumis. Ces différentes sollicitations mécaniques génèrent des vibrations désagréables pour les passagers et contraignantes pour la structure [KRU 00]. En effet lors d'une phase de décollage, un avion au sol peut atteindre une vitesse de l'ordre de 360 km/h [VEA 06] induisant d'importantes vibrations en cabine. Le choix des caractéristiques des trains d'atterrissage en vue d'isoler au maximum la structure des sollicitations mécaniques extérieures est ainsi primordial afin d'assurer le confort des passagers et la pérennité de l'appareil. En effet, à l'instar de l'ensemble des systèmes mécaniques soumis à des vibrations tels que les véhicules, les machines outils ou les ouvrages civils, un niveau vibratoire élevé contribuera à une détérioration prématurée du système pouvant mener dans des cas extrêmes à sa destruction.

Outre cet aspect de sollicitations mécaniques continues telles que les phases de roulage, les aéronefs se distinguent par des phases de sollicitations mécaniques particulières que sont les atterrissages.

Dans ce chapitre, après un état de l'art des trains d'atterrissage nous nous proposons d'étudier la problématique associée à l'atterrissage et les conséquences de celui-ci. Ensuite une analyse des méthodes anti-vibratoires sera effectuée et nous amènera à la présentation des travaux de recherche menés au cours de cette thèse.

1.1. Les trains d'atterrissage et problématique associée à l'atterrissage

Le propre d'un avion ou d'un hélicoptère est de voler. Ces deux types d'aéronefs diffèrent toutefois fortement dans leur cycle opératoire. En effet afin de décoller, un avion s'élance sur une piste d'envol et est soumis à une phase de roulage au sol importante. Il en est de même lors des atterrissages où les avions possèdent une vitesse horizontale importante. En outre les avions sont soumis à de nombreuses manœuvres au sol (roulage vers la piste ou vers les terminaux). Ainsi depuis les balbutiements de l'aviation, les trains d'atterrissage d'avions ont toujours possédé des roues. En effet l'Eole de Clément Ader qui fut le premier avion à prendre son envol en 1890, possédait déjà des roues. S'en suivirent alors pour les plus connus historiquement, les avions de Santos-Dumont, le « Santos-DumontNo.14 Bis » en 1906, puis

Voisin, et Delagrangé en 1907, Farman, Bleriot, Curtiss, Cody, et Ellehammer en 1908, McCurdy, Roe, et Short en 1909 [CUR 88].

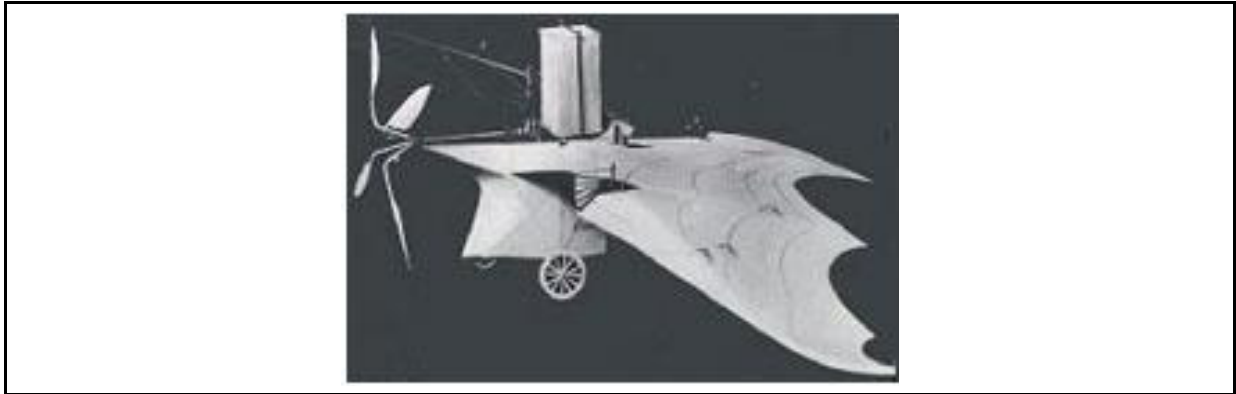


Figure 1 : L'avion Eole de Clément Ader - premier aéronef motorisée à quitter le sol en 1890

Avec les progrès de l'aviation motivés par la première guerre mondiale, les avions devinrent plus lourds avec des vitesses d'atterrissage plus importantes. C'est alors que le besoin de dissiper l'énergie de l'impact autrement que par la structure elle-même fut ressenti. Les premiers dispositifs d'amortissement employés étaient constitués de sangles en élastomère (désignées par bungee) qui enserraient l'axe de fusée de la roue et les deux axes fixés à la structure de l'appareil [CUR 88]. Ce dispositif que l'on peut voir sur la Figure 2 autorisait un mouvement de pivotement de la roue.

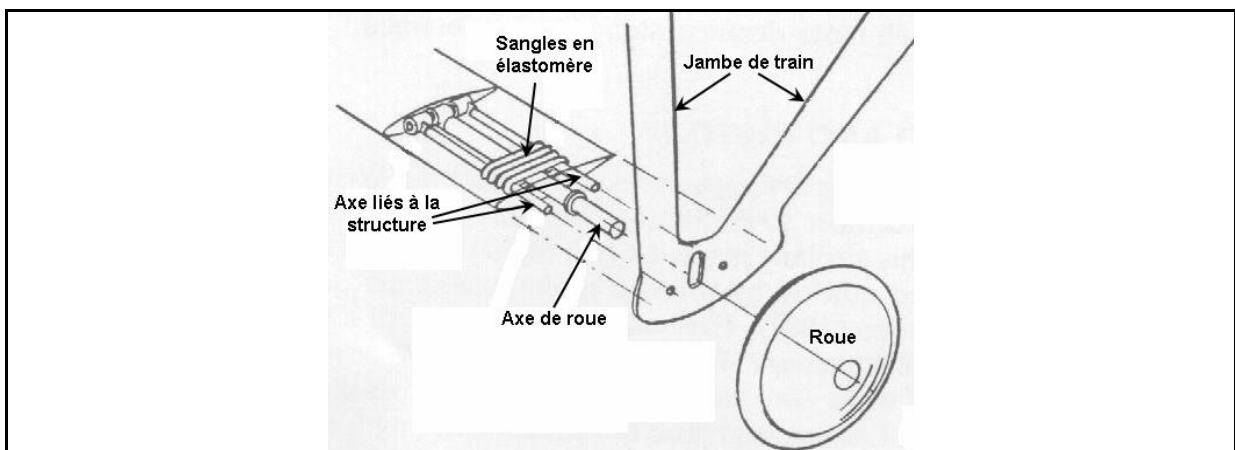


Figure 2 : Premier dispositif d'amortissement en élastomère monté sur les trains d'atterrissage d'avion du début du XXème siècle

Pendant l'entre deux guerres, conjointement aux progrès accomplis dans la conception des structures des aéronefs, où l'on passa du bois aux alliages d'aluminium, la technologie des trains d'atterrissage se développa rapidement. Les trains d'atterrissage devinrent ainsi rétractables et employèrent une grande variété de dispositifs d'amortissement de plus en plus performants tels que les amortisseurs oléopneumatiques utilisés actuellement et qui seront étudiés dans la suite de ce mémoire. En effet l'augmentation de la capacité à dissiper une plus grande énergie lors de l'atterrissage devint de plus en plus nécessaire avec la constante

augmentation des masses et des vitesses d'atterrissage [CHA 96]. De plus compte tenu de l'augmentation des vitesses d'atterrissage, les besoins en freinage devinrent importants. C'est alors qu'une modification de l'implantation des trains d'atterrissage survint. En effet jusqu'alors, les trains d'atterrissage comportaient deux trains d'atterrissage principaux et une roulette de queue. Les deux trains d'atterrissage étaient positionnés à l'avant du centre de masse de l'appareil comme l'illustre la Figure 3-a. Or lors du freinage des roues principales, un moment de piquet était appliqué à l'appareil et pouvait conduire au basculement de l'appareil sur son nez. Pour éviter ce phénomène et autoriser un freinage plus important, une nouvelle implantation des trains d'atterrissage fut proposée. Cette nouvelle configuration possède un train auxiliaire situé à l'avant du centre de masse et deux trains principaux positionnés à l'arrière du centre de masse est présentée à la Figure 3-b. Ainsi lors du freinage, le moment de piquet induit est récupéré par le train auxiliaire. De par les masses et les vitesses d'atterrissage importantes des appareils actuels, cette configuration est adoptée.

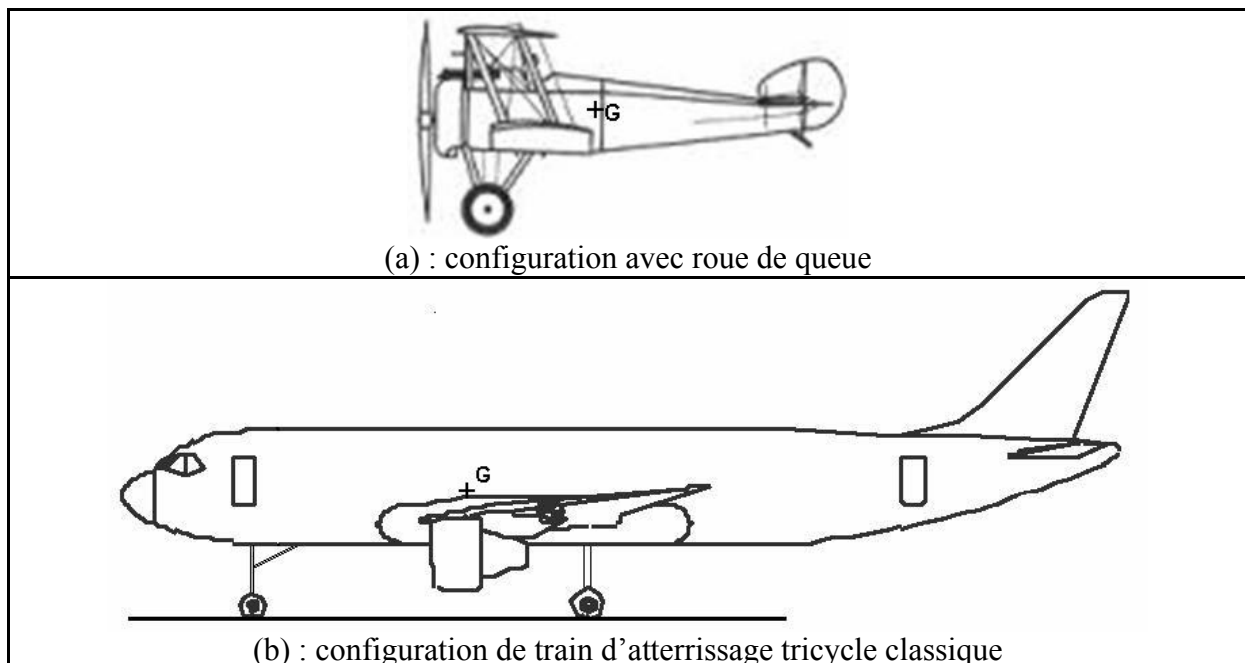


Figure 3 : Configurations d'implantation des trains d'atterrissage

Depuis le début de l'aviation, le cycle opératoire d'un avion n'a pas changé et comporte toujours des phases de roulage conséquentes nécessitant la présence de roues. Avec l'augmentation des masses et des vitesses d'atterrissages, les trains d'atterrissage d'avions ont cependant dû rapidement évoluer afin de dissiper une énergie lors des atterrissages de plus en plus importante.

Avec les hélicoptères, on entre dans un domaine bien particulier des atterrisseurs. En effet le mode opératoire d'un hélicoptère est différent de celui d'un avion [LEF 96]. Les phases de roulage sont rares. Pour décoller ou atterrir, un hélicoptère ne roule pas. De plus de par les faibles vitesses horizontales et verticales lors d'un atterrissage, les besoins de dissipation

d'énergie ne sont pas les mêmes que ceux d'un avion. Ils ont longtemps été beaucoup plus réduits et le sont encore aujourd'hui pour des hélicoptères légers. Ainsi pour des appareils dits légers dont la masse n'excède pas les 4000 kg et dont les vitesses d'atterrissage sont peu importantes, des patins assurent le rôle d'atterrisseurs comme l'illustre la Figure 4-a. Un certain confort lors de l'atterrissage est néanmoins assuré par la flexibilité de la liaison des patins avec la structure.

Avec l'accroissement des masses, les hélicoptères se sont dotés au fur à mesure d'amortisseurs oléopneumatiques et de roues permettant une augmentation de la capacité de dissipation d'énergie. En France, les premiers hélicoptères équipés d'amortisseurs furent le SA 316 Alouette III et le SE 3200 Frelon en 1959. Par la suite avec l'augmentation des vitesses de croisière, les atterrisseurs sont devenus rétractables. La configuration tricycle des trains d'atterrissage avec un train auxiliaire et deux trains principaux est adoptée (cf. Figure 4-b). Leur configuration, leurs jambes directes, leurs vérins de contre-fiche et leur système de freinage sur les roues principales, leur confèrent l'allure d'atterrisseur d'avions.

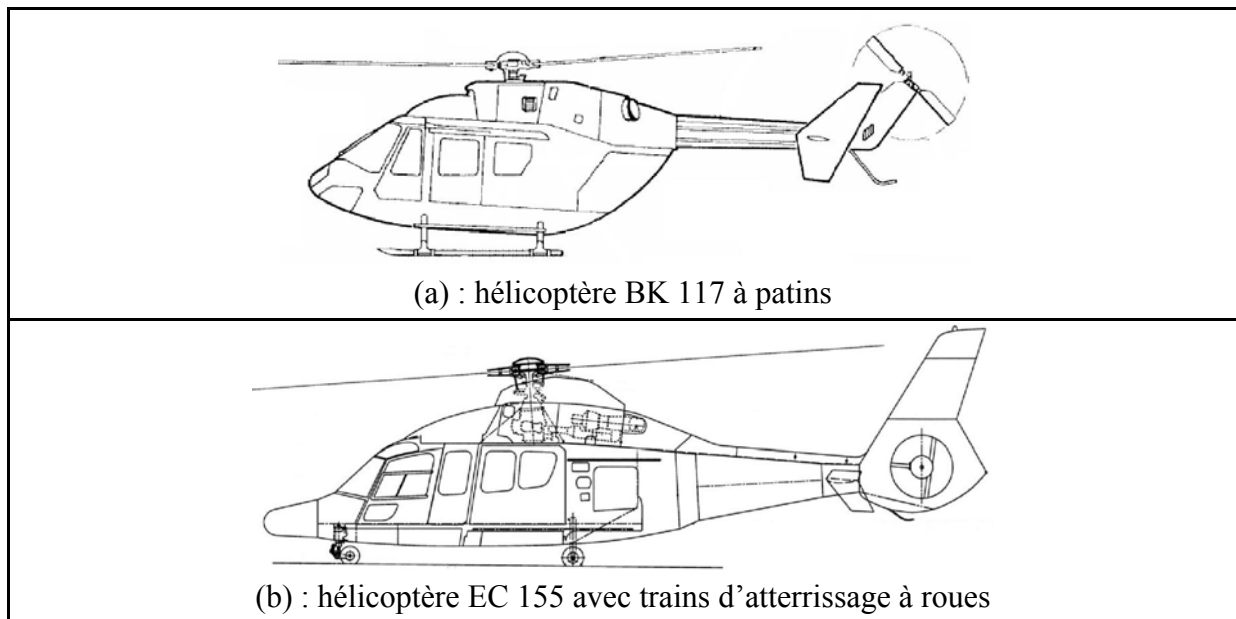


Figure 4 : Atterrisseurs pour hélicoptères

Avec l'essor de l'utilisation des hélicoptères dans le domaine civil et militaire, de nouveaux besoins en termes de capacités d'atterrissage se sont fait ressentir. En effet avec l'arrivée du Super Puma, un nouveau besoin propre aux hélicoptères militaires est apparu : la capacité anti-crash. Alors que des atterrisseurs résistent classiquement à des vitesses verticales de l'ordre de 3 m/s et absorbent l'énergie correspondante, il est demandé aux atterrisseurs anti-crash d'absorber l'énergie d'un atterrissage à 5 m/s soit une énergie correspondant à trois fois plus que celle d'un atterrissage à 3 m/s à masse égale. De plus ceux-ci doivent résister à des vitesses pouvant atteindre 10 m/s sans augmenter la valeur de l'effort transmis à la

structure. Cette capacité anti-crash a depuis été mise en application sur différents hélicoptères militaires tels que l'Agusta A129, le Tigre et plus récemment le NH 90.

Outre les cas particuliers que sont les cas d'atterrissage qualifiés de crash où l'appareil de manière générale ne re-décolle pas après, la norme de certification aéronautique CS-29 applicable aux hélicoptères [EAS 03] spécifie la résistance des trains d'atterrissage à des cas d'atterrissage à grande vitesse qualifiés de durs qui ne doivent pas contraindre l'appareil à rester au sol. La vitesse minimale d'atterrissage considérée par la norme est de 1,9 m/s. Au-delà de cette vitesse, les atterrissages sont considérés comme étant des atterrissages durs. Ces cas d'atterrissage bien que ponctuels, peuvent survenir lors d'incidents en vol contraignant l'appareil à se poser à des vitesses importantes ou lors d'apportage en mer où les mouvements relatifs du bateau par rapport à l'approche de l'hélicoptère conduisent à des vitesses d'atterrissage élevées. Ces atterrissages particulièrement violents sollicitent fortement la structure et induisent de grandes vibrations. De récentes études expérimentales portant sur des cas d'atterrissages durs d'un hélicoptère, ont montré que de par le couplage mécanique existant entre la cabine et la poutre de queue, la sollicitation mécanique de la structure par l'effort transmis par les trains d'atterrissage excitait le premier mode de flexion de la poutre de queue ce qui engendrait des oscillations non négligeables de celle-ci. Comme l'illustre la Figure 5, ces oscillations génèrent un niveau de contraintes important au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue [LOP 05] [LOP 06a].

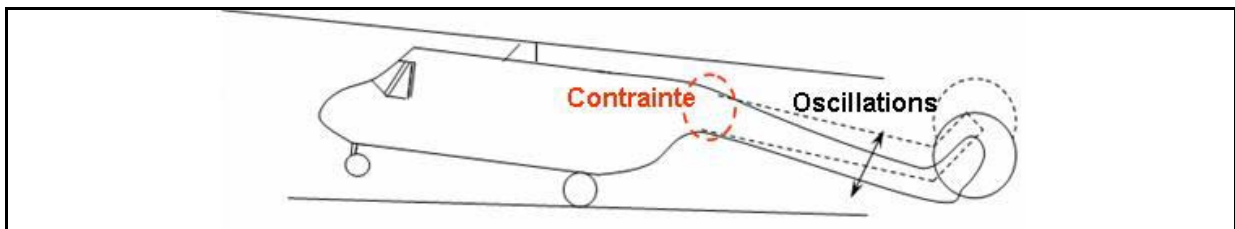


Figure 5 : Excitation du 1^{er} mode de flexion de la poutre de queue lors d'un atterrissage dur

Bien que survenant de manière ponctuelle au cours de la vie d'un hélicoptère, les vibrations de la poutre de queue induites par l'effort transmis par les trains d'atterrissage lors d'un atterrissage dur fragilisent la structure au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue. Dans un cas extrême comme cela s'est déjà produit pour un avion, cela peut conduire à la rupture de la poutre de queue. Afin de prévenir ce phénomène, des renforts mécaniques ont été mis en place sur l'hélicoptère considéré. La mise en place de ces renforts n'est pas sans inconvénients. En effet dans un domaine où le gain de masse est roi, ceux-ci alourdissent la structure. De plus ils diminuent la place de chargement utile et modifient les fréquences propres de l'appareil. La modification des fréquences propres d'un hélicoptère où les sources de vibrations sont nombreuses [KRY 03] n'est pas sans conséquence et peut détériorer le fonctionnement d'autres équipements dimensionnés en fonction des fréquences initiales de l'appareil.

En vue de lutter contre les vibrations indésirables de la poutre de queue lors d'un atterrissage dur, nous nous proposons d'analyser dans leur principe de fonctionnement l'ensemble des méthodes anti-vibratoires.

1.2. Les méthodes anti-vibratoires

L'étude des vibrations induites par des sollicitations mécaniques externes ou internes et la conception de systèmes anti-vibratoires concernent beaucoup de domaines. Bien qu'il y ait une grande diversité en termes d'applications, l'ensemble des méthodes anti-vibratoires ont pour principales raisons d'être l'augmentation de la durée de vie des machines et de leurs performances [KRY 03] [XU 97] et la résistance des structures de génie civile [JOH 02] [KUE 00] ; mais aussi l'amélioration du confort des passagers dans le cas de systèmes de transport [FIS 04] [GAS 03] [KRU 00] [LIN 95]. En effet de nombreux systèmes sont soumis à des excitations mécaniques. Celles-ci peuvent être d'origine naturelle, telles que les séismes et le vent, ou d'origine mécanique telles que le balourd, des pièces en mouvement ou des chocs mécaniques [LAL 99a] [LOP 06b] tels que dans le cas des atterrissages d'aéronefs.

Différents phénomènes entrent alors en jeu ; soit la fatigue mécanique des éléments composant le système excité soit le phénomène de résonance qui engendre une instabilité du système [SHA 96]. Dans tous les cas, cela génère des conséquences plus ou moins importantes et peut mener jusqu'à la destruction prématurée du système. Un des exemples les plus célèbres illustrant ces propos est le pont de Tacoma (Etats-Unis, 1940) qui fut détruit suite à une excitation par le vent. Un exemple plus léger de conséquence, nous concerne dans la vie de tous les jours à bord d'un moyen de transport. Notre corps est mécaniquement couplé au système qui nous transporte. Ainsi si celui-ci est soumis à des excitations mécaniques de fréquences particulières, nous sommes victimes du mal des transports. Dans son article, Moreau nous indique deux plages de sensibilité du corps humain. Une première plage de sensibilité entre 4 et 8 Hz selon la direction verticale ; et une seconde plage de sensibilité entre 0 et 0,8 Hz où un sujet en position assise et excité par sa base sera victime du mal des transports [MOR 01].

Dès lors la dynamique et l'étude des vibrations ont pris une place considérable dans la conception des structures et des systèmes mécaniques afin de garantir leur bon fonctionnement pendant une longue durée de vie et d'assurer le confort des passagers. Connaissant mieux les phénomènes vibratoires et leur impact sur la pérennité des systèmes, des méthodes permettant de lutter contre ceux-ci se sont alors développées.

Un système soumis à une excitation extérieure se met à vibrer à une certaine fréquence. Ainsi si la fréquence de vibration correspond à la fréquence propre du système, alors celui-ci entre en résonance. L'amplitude des vibrations augmente, l'effort résultant augmente et peut

mener à la destruction du système. De manière intuitive si nous voulons éviter la destruction ou la détérioration du système, nous devons éviter de se trouver à la fréquence propre et minimiser l'amplitude des vibrations du système. Pour ce faire, nous avons recours à trois méthodes : une méthode passive, une méthode active et une méthode semi-active.

Par définition une méthode passive consiste à ajuster les caractéristiques du système que sont la masse, la raideur et l'amortissement afin que les fréquences propres du système ne se situent pas dans les plages de fréquences d'excitation identifiées lors d'un fonctionnement normal du système. Le terme passif est utilisé car les caractéristiques de la structure sont fixées. Un exemple de dispositif anti-vibratoire passif consiste à ajouter un résonateur, défini aussi sous le nom d'absorbeur dynamique. Comme nous pouvons le voir à la Figure 6-a, ce dispositif consiste à ajouter un système masse ressort caractérisé par la masse M_2 et la raideur k_2 , au système caractérisé par la masse M_1 , la raideur k_1 et l'amortissement c_1 dont nous voulons réduire les vibrations à une fréquence spécifique.

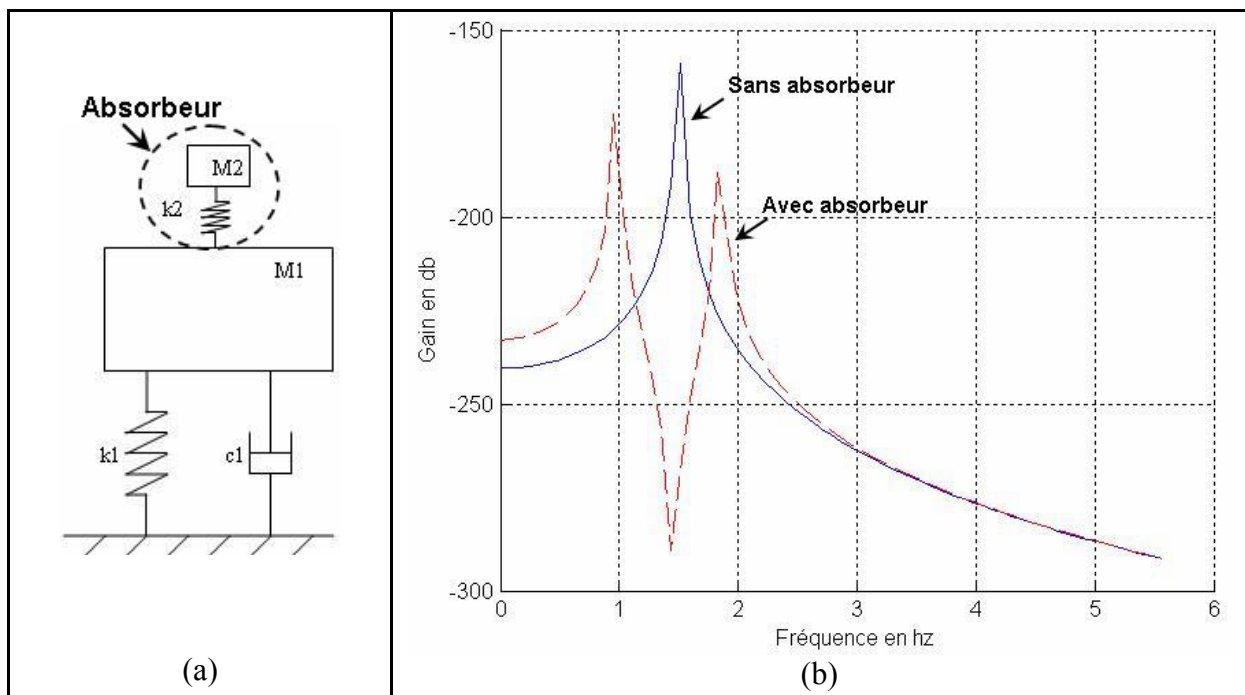


Figure 6 : Exemple d'un dispositif anti-vibratoire passif - absorbeur dynamique

Comme nous pouvons le constater sur la Figure 6-b, l'ajout de l'absorbeur dynamique crée une anti-résonance à la fréquence propre du système sans absorbeur. Le système avec absorbeur comporte deux pics de résonance dont l'écart entre les deux pics est fonction du rapport $\frac{M_2}{M_1}$. Plus le rapport est grand et plus l'écart entre les deux pics est important. A masse M_1 fixée, l'écart sera d'autant plus grand que M_2 est grande. Tout l'art de la méthode consistera à adapter le rapport entre les masses de sorte que les deux pics de résonance soient suffisamment éloignés de la plage d'excitation initiale située dans la plage de la fréquence

propre du système sans absorbeur ; sans pour autant que la masse M_2 de l'absorbeur pénalise la masse globale du système.

Ce type de dispositif passif est parfaitement adapté au système dont la fréquence d'excitation est spécifique et bien définie. C'est le cas notamment pour des structures soumises à du balourd excitées à une fréquence de rotation bien définie ou pour les hélicoptères dont les fréquences d'excitation de l'appareil par la rotation du rotor sont bien identifiées [KRY 03]. Toutefois, dans certaines situations particulières (séisme pour les édifices, bosse sur une route pour les suspensions de voitures, phase de roulage et d'atterrissage pour les aéronefs) où les fréquences d'excitation sont variables, les systèmes passifs sont peu adaptés et il survient alors des pics d'effort d'excitation qui contraignent le système [GHI 04] entraînant la fatigue des éléments constitutifs du système ou le manque de confort pour les passagers d'un système de transport. C'est pourquoi, deux autres méthodes dites active et semi-active sont employées.

Une méthode active consiste à injecter dans le système, un effort dynamique supplémentaire. L'application de cet effort peut être localisée au niveau de la source d'excitation [ALA 98], au niveau de l'interface entre la source d'excitation et la structure mécanique [KIM 03] [XU 97], ou directement à l'endroit où nous venons maîtriser les vibrations [KRY 03]. L'effort injecté vient s'opposer à l'effort perturbateur en vue de limiter ou d'annuler son effet sur le système. Cette méthode nécessite donc la mise en place d'actionneurs supplémentaires, de capteurs et d'un calculateur dans le système, ce qui a pour principal inconvénient de complexifier celui-ci. Les dispositifs actifs sont utilisés principalement dans les systèmes où l'excitation agit en permanence sur le système et la minimisation de l'amplitude des vibrations est le critère dominant. C'est essentiellement le cas des moyens de transports routiers où le confort des passagers est dépendant de l'amplitude des vibrations [KIM 03] [LI 99] [LIN 95] [SAM 04] [YAG 04]. De tels dispositifs s'appliquent aussi particulièrement aux hélicoptères qui sont soumis à des vibrations permanentes [KRY 03]. Les dispositifs actifs bien que complexes à mettre en œuvre de par l'ajout d'actionneurs, sont très efficaces. Cependant un des inconvénients majeur réside dans le fait que nous injectons un effort, ce qui en cas de perte de contrôle du système peut avoir un effet déstabilisant. De plus de par leur complexité de mise en œuvre et leur besoin en énergie, ces méthodes sont quelque fois difficilement applicables.

Pour éviter ces inconvénients et conserver l'avantage d'une structure adaptative à diverses situations, nous adoptons une méthode dite semi-active.

Contrairement à la méthode active, nous ne venons pas combattre les efforts d'excitation en lui opposant un effort que nous venons rajouter au système par l'intermédiaire d'un actionneur. En effet il n'y a pas d'ajout d'actionneurs mais pilotage de manière continue d'un

des paramètres du système (masse, raideur, amortissement) afin que celui s'adapte à l'effort d'excitation en vue de minimiser ses effets sur le système.

Pour un véhicule routier ou un avion en phase de roulage et d'atterrissage, l'effort d'excitation de la route sur le châssis ou le fuselage est transmis par la suspension, ainsi on vient agir sur un des paramètres de la suspension de sorte que l'on minimise l'effort d'excitation. Dans la plupart des cas, on agit sur le coefficient d'amortissement [GHI 00] [GIU 03] [GIU 04] [SOM 03]. Dans leur étude, Guglielmino et al pilotent les efforts de frottement de la suspension [GUG 04]. Contrairement au dispositif actif, la méthode semi-active n'ajoute pas d'effort dans le système évitant ainsi tout risque d'instabilité du système.

Nous venons de présenter les différentes stratégies adoptées vis-à-vis du contrôle des vibrations induites dans un système soumis à une excitation mécanique. Dans la suite de ce mémoire au cours du chapitre 5, nous reviendrons plus précisément sur les dispositifs actifs et semi-actifs.

1.3. Orientation des travaux de recherche

Au cours de leur cycle de fonctionnement, les hélicoptères sont soumis à certains cas d'atterrissage à grande vitesse qualifiés de durs. Ces atterrissages particulièrement violents induisent de fortes vibrations dans la structure générant des niveaux de contraintes préjudiciables pour la pérennité de la structure. En effet lors de drop tests d'atterrissage dur d'un hélicoptère, des oscillations non négligeables de la poutre de queue ont été constatées. Ces oscillations génèrent des contraintes nuisibles au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue pouvant mener à la rupture de celle-ci. Une solution passive de renforcement de la structure a été apportée. Cette solution pénalisante pour la masse de l'appareil et perturbatrice pour le bon fonctionnement d'équipements dimensionnés par rapport aux fréquences initiales de l'appareil, n'est pas optimale et judicieuse.

Lors d'un atterrissage, l'effort résultant de l'impact au sol est transmis par les trains d'atterrissage dont le rôle consiste à emmagasiner l'énergie de l'impact et à la dissiper. L'effort d'excitation de la structure de l'appareil est alors modulé par les caractéristiques des trains d'atterrissage. Fort de cela, plutôt que d'agir sur la structure de l'hélicoptère qui engendrait des modifications des fréquences propres de l'appareil pouvant porter atteinte au bon fonctionnement de l'ensemble des équipements de celui-ci, nous nous proposons de maîtriser le comportement dynamique des trains d'atterrissage afin d'optimiser l'effort transmis à la structure en vue de minimiser les oscillations de la poutre de queue et plus particulièrement le premier pic d'accélération auquel la poutre de queue est soumise. En effet le premier pic d'accélération survenant lors de l'impact au sol est le plus préjudiciable.

En vue de maîtriser le comportement dynamique des trains d'atterrissage afin de minimiser les oscillations de la poutre de queue, nous devons tout d'abord nous attacher à comprendre le phénomène physique des atterrissages durs. Pour ce faire, dans le chapitre suivant nous modélisons un système mécanique composé de différents sous-systèmes mécaniquement couplés et mécaniquement équivalent à un hélicoptère soumis à un impact au sol similaire à un atterrissage dur. Ensuite, après un recalage des modélisations proposées, nous étudierons des méthodes d'optimisation passive et semi-active des trains d'atterrissage qui seront validées expérimentalement sur un démonstrateur.

CHAPITRE 2

Modélisation et analyse du phénomène physique d'un atterrissage

SOMMAIRE

2.1. Analyse et formalisation de la problématique	19
2.2. Modélisation analytique	23
2.2.1. Introduction et généralités	23
2.2.2. Modèle linéaire	24
2.2.3. Modèle non linéaire	29
2.3. Modélisation multi-corps	37
2.3.1. Introduction et généralités	37
2.3.2. Construction du modèle démonstrateur puits de chute	37
2.3.3. Modèle multi-corps appareil complet	39
2.4. Analyse des résultats de simulations	40
2.4.1. Généralités	41
2.4.2. Etude et analyse comparative des simulations des modèles analytiques	41
2.4.3. Analyse comparative des simulations des modèles analytiques et multi-corps	45
2.5. Bilan et synthèse	47

Afin de justifier l'apparition des oscillations de la poutre de queue d'un hélicoptère lors des atterrissages durs, nous allons dans ce chapitre développer et présenter plusieurs approches de modélisations d'un système mécaniquement équivalent à un hélicoptère impactant au sol. L'analyse des résultats de simulations numériques de ces modèles nous permettra d'identifier la cause de ces vibrations. De plus les modèles développés serviront de base pour l'étude des méthodes passive et active de minimisation des vibrations de la poutre de queue lors des atterrissages à grande vitesse. En effet nous avons vu au cours du chapitre précédent que les phases d'atterrissage dur étaient problématiques car elles engendraient des vibrations et plus particulièrement un pic d'accélération au niveau de la poutre de queue, entraînant un moment au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue. Ces sollicitations néfastes pour la structure de l'hélicoptère doivent être minimisées. Différentes méthodes de minimisation seront étudiées dans la suite de ce mémoire (cf. chapitre 4 et 5). Dans un premier temps, il s'agit de modéliser le système étudié. Pour ce faire, au cours de ce chapitre, nous nous proposons d'analyser et de formaliser le problème des atterrissages d'un hélicoptère. Ensuite, nous présenterons les approches utilisées pour la modélisation du système hélicoptère impactant au sol. Deux approches ont été étudiées : une première approche analytique et une seconde approche multi-corps. L'approche analytique permettra par la suite de définir les lois de commande des méthodes active et semi-active. L'approche multi-corps servira de base de travail pour le développement des méthodes passives et de support de travail pour une extension des travaux futurs sur l'appareil complet. Une analyse des résultats de simulations numériques des modèles permettra d'expliquer les oscillations de la poutre de queue. Enfin, nous effectuerons une synthèse des modélisations effectuées et de leurs limitations.

2.1. Analyse et formalisation de la problématique

Les interactions d'un hélicoptère avec le sol sont très largement étudiées car leur analyse donne des informations capitales dans la conception et le développement de la structure d'un appareil. En effet la connaissance des efforts transmis par les trains d'atterrissage à la structure permet de la dimensionner au plus juste. Ce dimensionnement au plus juste est un point crucial dans un domaine tel que l'aéronautique où l'on cherche le gain de masse. Les interactions d'un hélicoptère avec le sol sont nombreuses et complexes. Typiquement les interactions à étudier et à considérer pour un hélicoptère sont celles apparaissant lors des phases de roulage à vitesse élevée sur un obstacle ou en présence de shimmy (vibrations de la roue due à l'élasticité de la jambe du train d'atterrissage), lors du phénomène de résonance sol (cf. chapitre 4 : partie 4.1.2) qui comporte des grands débattements sur les trains d'atterrissage et des efforts aérodynamiques du rotor tournant, lors des atterrissages à grande vitesse. Les configurations à considérer pour ces différents cas de charge sont définies par l'European Aviation Safety Agency (EASA) dans la norme CS-29 [EAS 03]. Dans notre étude, nous nous

concentrerons sur les efforts transmis à la structure lors des atterrissages qui viennent exciter la structure et provoquer les oscillations de la poutre de queue générant des contraintes au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue.

Classiquement, le calcul de l'effort transmis à la structure par les trains d'atterrissage lors des atterrissages s'effectue de manière analytique en égalisant les énergies du système lors de l'atterrissage avec l'énergie dissipée par les trains d'atterrissage. Nous obtenons l'expression suivante [CUR 88], [NIC 07] :

$$\frac{M \cdot V^2}{2} + M \cdot g \cdot (1-L) \cdot (\Delta_{\text{pneu}} + \Delta_{\text{amort}}) = F_V \cdot (\Delta_{\text{pneu}} \cdot n_{\text{pneu}} + \Delta_{\text{amort}} \cdot n_{\text{amort}}) \quad (2.1)$$

Avec :

M , masse de l'appareil.

V , vitesse d'atterrissage.

L , valeur de la portance.

F_V , effort vertical transmis par le train d'atterrissage à la structure.

Δ_{pneu} , écrasement du pneumatique.

Δ_{amort} , course de l'amortisseur.

g , constante d'accélération gravitationnelle.

n_{pneu} , coefficient d'efficacité du pneumatique. Généralement pris égal à 0,47 [CUR 88].

n_{amort} , coefficient d'efficacité d'un amortisseur. Généralement pris égal à 0,8 pour un amortisseur oléopneumatique [CUR 88].

Afin d'intégrer une notion de rapport entre l'effort transmis à l'appareil et sa masse, un facteur de charge à l'atterrissage est défini et correspond au rapport de la force transmise par le train d'atterrissage sur la masse de l'appareil. Noté N , celui-ci s'exprime par :

$$N = \frac{F_V}{M} \quad (2.2)$$

A partir de l'expression (2.2), l'équation (2.1) devient :

$$\frac{V^2}{2} + g \cdot (1-L) \cdot (\Delta_{\text{pneu}} + \Delta_{\text{amort}}) = N \cdot (\Delta_{\text{pneu}} \cdot n_{\text{pneu}} + \Delta_{\text{amort}} \cdot n_{\text{amort}}) \quad (2.3)$$

Avec le développement des outils numériques, nous avons la possibilité de développer des modèles permettant de simuler des atterrissages et les différents cas de charge qui ont été

décrits précédemment. Dans leur étude, Gualdi et al présentent une analyse des interactions entre un hélicoptère et le sol [GUA 02]. Ils étudient un cas d'atterrissage dur purement vertical et les oscillations libres de l'hélicoptère au sol (phénomène de résonance sol). Pour ce faire, ils construisent un modèle multi-corps de l'appareil à partir du logiciel MBDyn développé au sein de leur laboratoire de recherche. Une approche multi-corps consiste à obtenir un modèle comportant différents sous-systèmes paramétrables qui représentent les divers constituants de l'hélicoptère (pneumatiques, trains d'atterrissage, fuselage, rotor). Chaque sous-système est défini séparément puis ces sous-systèmes sont assemblés en définissant les différentes liaisons mécaniques existantes les reliant. In fine, nous obtenons un assemblage de sous-systèmes définis individuellement. Cette approche multi-corps facilite la modélisation de systèmes complexes. La définition de chaque sous-système peut être établie à partir d'une formulation analytique ou/et à partir d'une caractérisation expérimentale. Enfin les simulations du modèle complet obtenu permettent de prédire le comportement dynamique de l'appareil en fonction de ses configurations initiales et des excitations qui lui sont appliquées. Dans l'article de Gualdi et al [GUA 02], il s'agit d'une excitation de l'appareil par les efforts transmis par les trains d'atterrissage lors d'un atterrissage dur et d'une excitation de l'appareil par des efforts s'exerçant sur les pales du rotor à la suite de la mise en rotation de celui-ci. Ainsi il est possible de déterminer les efforts auxquels est soumise la structure. Dans son article, Nicholas utilise lui aussi une approche multi-corps afin d'étudier les efforts transmis à la structure par les trains d'atterrissage lors d'un atterrissage [NIC 07]. Dans son étude, il utilise le logiciel MSC.Adams pour développer son modèle d'appareil complet dans lequel il incorpore les modèles des pneumatiques, des trains d'atterrissage, du fuselage flexible et du rotor. Il compare son modèle à partir des mesures d'essais de drop test et montre ainsi la validité des modèles développés par une approche multi-corps dont les résultats de simulations corréleront fortement les résultats d'essais.

A l'instar de ces études, un modèle multi-corps de l'hélicoptère considéré pour notre étude, a été développé sous MSC.Adams/Aircraft. Ce modèle a été recalé à partir des résultats d'essais de drop test d'atterrissage dur sur lesquels ont été détectées les oscillations de la poutre de queue. Ce modèle sera présenté dans la suite de ce chapitre dans la partie 2.3.3.

Dans notre étude, nous cherchons à minimiser les oscillations de la poutre de queue et plus particulièrement le pic d'accélération auquel la poutre de queue est soumise lors d'un atterrissage à grande vitesse. Nous ne développons pas un nouvel appareil. Comme nous l'avons vu précédemment, l'objectif principal de ces travaux est de développer des méthodes permettant à partir de l'appareil existant de minimiser le pic d'accélération et les vibrations induites par le pic d'effort transmis à la structure par les trains d'atterrissage lors d'un atterrissage dur. De plus il s'agit de mettre en application les méthodes développées et de démontrer leurs faisabilités techniques en les validant expérimentalement. Travailler

directement sur appareil réel était difficile à mettre en place. Ainsi pour ce faire, nous avons mené nos travaux de recherche sur un démonstrateur.

Un hélicoptère est un système complexe composé principalement d'un rotor principal, d'un rotor anti-couple généralement monté en bout de la poutre de queue, d'un fuselage flexible (cabine et poutre de queue) et de trains d'atterrissage. Tous ces éléments sont mécaniquement couplés entre eux. L'objectif de notre étude est d'analyser le comportement dynamique d'un hélicoptère lors d'un atterrissage. Dans cette optique, nous avons mené une analogie fonctionnelle des différents constituants d'un hélicoptère ciblé lors de cette étude et nous avons simplifié celui-ci en un système constitué de trois sous-systèmes mécaniquement couplés et équivalent d'un point de vue dynamique à la poutre de queue, à une cabine d'hélicoptère avec un train d'atterrissage. Ainsi le démonstrateur se compose d'un système mono train d'atterrissage comportant une roue, une suspension et un système masse ressort monté sur la masse suspendue portée par la suspension (cf. Figure 7). De plus ce démonstrateur est mécaniquement équivalent à un hélicoptère (cf. Figure 18 au chapitre 3) de par les fréquences propres des sous-systèmes qui sont similaires à ceux de l'hélicoptère considéré pour cette étude et de par les proportions respectées entre les différentes masses des sous-systèmes. Celui-ci, développé et réalisé pendant la thèse, sera détaillé au cours du chapitre 3 de ce mémoire.

Le démonstrateur devait permettre de simuler des atterrissages de l'hélicoptère considéré pour cette étude. Pour des raisons de faisabilité expérimentale, nous avons utilisé une architecture simple qui est similaire à l'architecture d'un puits de chute utilisé pour tester les trains d'atterrissage. Une brève description d'un puits de chute de train d'atterrissage est donnée en annexe 1 de ce document. Sur le démonstrateur, nous considérons uniquement un impact vertical pur à la suite d'une chute libre. Toutefois les calculs de cas de charge d'un hélicoptère sont réalisés pour différentes configurations d'atterrissage. Il s'agit de considérer des cas d'atterrissages sur 3 points (contact simultané des trois roues avec le sol), cas d'atterrissage sur 2 points, vitesse verticale, vitesse horizontale et différents types de centrage de l'appareil (centrage avant ou centrage arrière). Le centrage d'un aéronef étant défini par la position de son centre de masse dans l'enveloppe de centrage. En effet lors de la conception d'un appareil, le constructeur définit une enveloppe de centrage dans laquelle doit se situer le centre de masse de l'appareil afin que celui-ci ait un bon fonctionnement. Afin de réaliser ces différentes configurations sur un puits de chute à impact vertical pur, nous utilisons la notion de masse réduite. La masse réduite embarquée sur le train d'atterrissage à tester se détermine en fonction de la masse totale, des inerties de l'appareil, des distances entre le centre de gravité et les centres des roues (centrage de l'appareil). Le détail du calcul de la masse réduite en fonction des configurations des atterrissages est donné en annexe de ce mémoire (cf. Annexe 2). Sur un puits de chute de train d'atterrissage, pour réaliser la vitesse verticale on modifie la hauteur de chute et pour la vitesse horizontale on fait tourner la roue, qui est folle

sur son axe de rotation. Dans le cas de notre démonstrateur, nous considérerons uniquement des vitesses verticales définies par la hauteur de chute libre ; en effet nous ne simulerons pas de sustentation. Les cas de chute libre étant considérés comme les cas de transmission d'effort à la structure les plus purs car ils ne sont pas influencés par la force de sustentation de l'appareil. De plus, la roue du système étant fixe, nous n'étudions pas les vitesses horizontales. La prise en compte des différentes configurations d'atterrissage, à l'instar des essais réalisés sur puits de chute, seront réalisées en faisant varier la masse suspendue portée par la suspension. Toutefois nos travaux seront essentiellement axés sur une problématique de configuration d'atterrissage 3 points correspondant au cas réalisé lors des drop tests de l'appareil réel.

Au cours de cette étude, notre travail est basé sur le démonstrateur qui représente un hélicoptère atterrissant avec une vitesse verticale pure. Ainsi toute notre démarche de modélisation et de développement des méthodes de minimisation des oscillations poutre de queue sera basée sur le système démonstrateur. Les configurations d'atterrissages étudiées et réalisées sur le démonstrateur sont des cas d'atterrissages verticaux sans sustentation et sans rotation de la roue générant des efforts horizontaux. Le poids du système est la seule force extérieure considérée. Nous nous plaçons dans des cas de chute libre et nous étudions la transmission des efforts par le train d'atterrissage. Le train d'atterrissage étudié sur le démonstrateur est un train d'atterrissage direct à une seule roue. La roue étant alignée avec l'axe de l'amortisseur (cf. Figure 18 au chapitre 3). Dans notre étude, nous considérons uniquement les composantes verticales des mouvements et des efforts. Dans cette optique, l'architecture du démonstrateur développé (rail de guidage linéaire et positionnement des centres de masses dans l'axe de l'amortisseur) permet de négliger les composantes horizontales résiduelles. Ainsi dans toutes les modélisations exposées, seuls les mouvements verticaux seront considérés. Afin de modéliser le système démonstrateur, nous proposons deux approches : une approche analytique et une approche multi-corps. Dans un premier temps, nous présenterons des modélisations analytiques linéaire et non linéaire du démonstrateur. Puis une modélisation multi-corps sera exposée et considérée comme référence afin de valider les modèles analytiques. Dans la suite des travaux, le modèle multi-corps et les modèles analytiques seront respectivement utilisés pour le développement des méthodes d'optimisation passive et active des trains d'atterrissage.

2.2. Modélisation analytique

2.2.1. Introduction et généralités

Comme nous l'avons vu précédemment, nous étudions un système démonstrateur équivalent à un hélicoptère en phase d'atterrissage. Les atterrissages réalisés sur le

démonstrateur comportent deux phases principales. Une première phase de chute libre et une seconde phase d'évolution au sol succédant à l'impact. Dans la suite de nos travaux, ces deux phases seront toujours prises en compte. Afin de modéliser le comportement du démonstrateur lors de ces deux phases et en vue d'analyser la transmission des efforts par le train d'atterrissage, nous avons tout d'abord choisi une approche analytique. Dans cette partie, nous allons étudier et présenter deux modèles analytiques du démonstrateur. Le premier modèle développé sera un modèle linéaire et le second modèle sera un modèle non linéaire. Le premier modèle supposera les différents éléments déformables du démonstrateur comme étant linéaires (pneumatique, suspension). Le second modèle non linéaire prendra en compte les non linéarités intrinsèques au système qui sont engendrées par le pneumatique de la roue possédant une chambre à air, par les deux chambres de gaz contenues dans l'amortisseur hydraulique et l'amortisseur (laminage d'huile). En effet, par défaut l'amortisseur utilisé sur le démonstrateur possède deux chambres de gaz. Une première chambre de gaz de pression initiale (p_{0cc}) égale à 5 bars, est située dans la partie inférieure de l'amortisseur et constitue une chambre de compensation du volume de tige de l'amortisseur. La seconde chambre de gaz de pression initiale (p_{0rd}) égale à 1 bar, est située dans la tige de l'amortisseur et permet d'éviter les phénomènes de cavitation lors de la détente.

2.2.2. Modèle linéaire

Le démonstrateur est modélisé de la manière suivante [LOP 06b] :

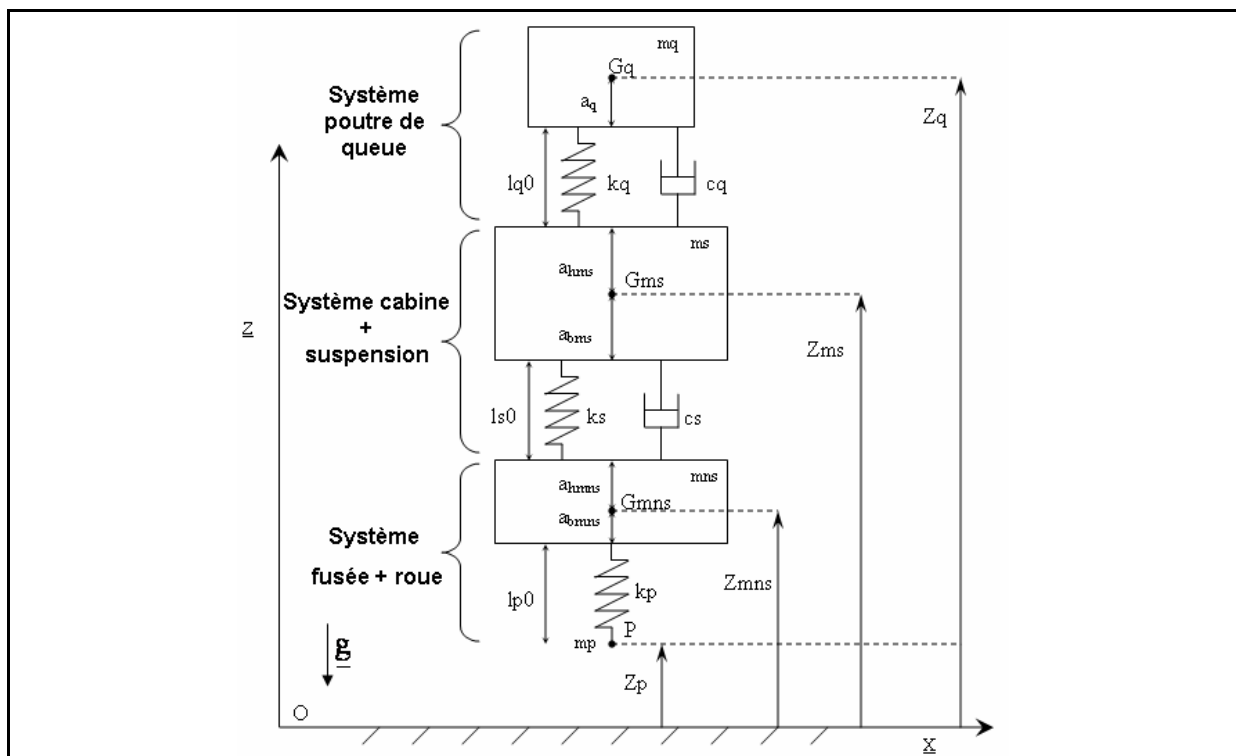


Figure 7 : Modélisation et paramétrage du démonstrateur

On considère quatre degrés de liberté (ddl) qui sont les suivants :

- Z_q , déplacement absolu de la masse poutre de queue (m_q).
- Z_{ms} , déplacement absolu de la masse suspendue (m_s).
- Z_{mns} , déplacement absolu de la masse non suspendue (m_{ns}).
- Z_p , déplacement absolu du point bas P (point de contact) du pneumatique.

En considérant le déplacement du point bas du pneumatique, cela permet en posant une condition sur celui-ci de différencier la phase de chute de la phase de contact au sol lors des simulations du comportement du système.

En effet on pose les conditions suivantes :

- Si $Z_p > 0$, on se trouve dans une phase de chute.
- Si $Z_p \leq 0$, on se trouve dans une phase d'évolution du système au sol.

En effet nous avons que pour $Z_p > 0$, le système chute. Le pneumatique ici modélisé par le ressort de raideur k_p n'exerce aucun effort sur la masse non suspendue (m_{ns}).

Nous divisons le démonstrateur en trois systèmes. Chaque sous-système représentant un ensemble de l'hélicoptère considéré. Les valeurs des masses et des raideurs de chaque sous-système ont été sélectionnées afin que les rapports entre les différentes masses du démonstrateur soient similaires aux rapports entre les masses considérées sur l'appareil et que les fréquences des systèmes soient similaires à celles de l'appareil. De plus les différents éléments ont été choisis en fonction des contraintes dimensionnelles du banc d'essai et des éléments que l'on peut trouver sur catalogue tels que les ressorts. Les valeurs des masses et des raideurs sont détaillées dans le Tableau 1 au chapitre 3. Nous considérons les sous-systèmes suivants :

Sous-système poutre de queue :

La poutre de queue de l'hélicoptère est modélisée par un système masse ressort de raideur k_q et de coefficient d'amortissement c_q . Les paramètres du système poutre de queue sont les suivants :

m_q , masse du système équivalent à la poutre de queue de valeur numérique 7,3 kg.

G_q , centre d'inertie du système poutre de queue.

l_{q0} , longueur à vide du ressort de poutre de queue de raideur k_q .

k_q , raideur de la poutre de queue de valeur numérique 15130 N/m.

c_q , coefficient d'amortissement de la poutre de queue.

a_q , distance séparant G_q du point d'application du ressort de poutre de queue.

Pour le système poutre de queue, on choisit un taux d'amortissement structural, noté α_q , égal à 3% et fixé à partir du taux d'amortissement structural de l'appareil considéré. Le taux d'amortissement s'exprime de la manière suivante :

$$\alpha_q = \frac{c_q}{2 \cdot \sqrt{k_q \cdot m_q}} \quad (2.4)$$

Compte tenu des valeurs de la masse et de la raideur, la fréquence propre du système poutre de queue du démonstrateur est égale à 7,25 Hz. La fréquence propre de la poutre de queue de l'appareil considéré est égale à 7 Hz. Une tolérance de ± 1 Hz autour de cette fréquence était permise par les spécifications techniques définies par le bureau d'étude de l'hélicoptériste.

Sous-système cabine (masse suspendue) et suspension :

La cabine de l'hélicoptère avec l'atterrisseur est modélisée par un système masse ressort de raideur k_s et de coefficient d'amortissement c_s . Comme nous le verrons dans la suite de ce document au cours du chapitre 3, sur le démonstrateur afin de mieux étudier l'influence de chacun des paramètres d'un train d'atterrissage et pour des raisons de commodité expérimentale, on découple la raideur réalisée par des ressorts hélicoïdaux mécaniques, considérés linéaires dans leur plage de fonctionnement utile sur le démonstrateur, et l'amortissement réalisé par un amortisseur hydraulique. On utilise une masse généralisée, appelée masse suspendue, qui inclut la masse cabine et les masses des éléments de la suspension liées à la cabine. Les paramètres du système cabine et atterrisseur (suspension) sont les suivants :

m_s , masse suspendue de valeur numérique 200 kg.

G_{ms} , centre d'inertie de la masse suspendue.

l_{s0} , longueur à vide du ressort de la suspension de raideur k_s .

k_s , raideur du ressort de suspension de valeur numérique 20000 N/m.

c_s , amortissement général de la suspension.

a_{hms} , distance séparant G_{ms} du point d'application de l'effort de raideur de la poutre de queue sur la masse suspendue.

a_{bms} , distance séparant G_{ms} du point d'application de l'effort de raideur de la suspension sur la masse suspendue.

Le taux d'amortissement d'une suspension est différent pour la phase de compression et la phase de détente. Les taux d'amortissement en compression et en détente s'expriment respectivement à partir des expressions (2.5) et (2.6) suivantes :

$$\alpha_{\text{comp}} = \frac{c_{s_{\text{comp}}}}{2 \cdot \sqrt{k_s \cdot m_s}} \quad (2.5)$$

$$\alpha_{\text{det}} = \frac{c_{s_{\text{det}}}}{2 \cdot \sqrt{k_s \cdot m_s}} \quad (2.6)$$

Avec respectivement $c_{s_{\text{comp}}}$ et $c_{s_{\text{det}}}$, les coefficients d'amortissements en compression et en détente. Nous avons choisi un taux d'amortissement de 60% en compression et de 90% en détente. Ces taux d'amortissement ont été sélectionnés à partir de l'analyse des lois d'amortissement utilisées sur les trains d'atterrissage de l'appareil étudié et en fonction des masses mises en œuvre sur le démonstrateur afin d'éviter un rebond du système après impact au sol. La configuration initiale de l'amortisseur utilisé sur le démonstrateur adoptera ces valeurs de coefficients d'amortissement.

Sous-système fusée (masse non suspendue) et roue :

L'ensemble fusée du train d'atterrissage et roue est modélisé par un système masse ressort de raideur k_p . On utilise une masse généralisée, appelée masse non suspendue, qui inclut la fusée du train d'atterrissage et la roue dont la masse principale est la jante. On néglige l'amortissement du pneumatique. Les paramètres du système sont :

m_{ns} , masse non suspendue de valeur numérique 70 kg.

G_{mns} , centre d'inertie de la masse non suspendue.

l_{p_0} , longueur à vide du pneumatique, modélisé par un ressort linéaire de raideur k_p .

k_p , raideur du pneumatique.

a_{hmns} , distance séparant G_{mns} du point d'application de l'effort de raideur de la suspension sur la masse non suspendue.

a_{bmns} , distance séparant G_{mns} du point d'application de l'effort de compression du pneumatique sur la masse non suspendue.

m_p , masse ponctuelle liée au point P de valeur nulle.

Pour la raideur du pneumatique, nous avons pris une raideur moyenne de celui-ci caractérisant son fonctionnement linéaire.

● Mise en équations :

Par application du principe fondamental de la dynamique appliqué à chaque centre d'inertie des différentes masses, nous obtenons les équations décrivant le comportement du démonstrateur :

$$m_q \cdot \ddot{Z}_q = -m_q \cdot g - k_q \cdot (Z_q - Z_{ms} - l_{q_0}) - c_q \cdot (\dot{Z}_q - \dot{Z}_{ms}) \quad (2.7)$$

$$m_s \cdot \ddot{Z}_{ms} = -m_s \cdot g + k_q \cdot (Z_q - Z_{ms} - l_{q_0}) + c_q \cdot (\dot{Z}_q - \dot{Z}_{ms}) - k_s \cdot (Z_{ms} - Z_{mns} - l_{s_0}) + F_{\text{amort_susp}} \quad (2.8)$$

$$m_{ns} \cdot \ddot{Z}_{mns} = -m_{ns} \cdot g + k_s \cdot (Z_{ms} - Z_{mns} - l_{s_0}) - F_{\text{amort_susp}} - k_p \cdot (Z_{mns} - Z_p - l_{p_0}) \quad (2.9)$$

$$m_p \cdot \ddot{Z}_p = -m_p \cdot g + k_p \cdot (Z_{mns} - Z_p - l_{p_0}) \quad (2.10)$$

Avec $F_{\text{amort_susp}}$, effort d'amortissement de la suspension. L'expression de celui-ci dépend de la phase de fonctionnement dans laquelle se trouve l'amortisseur. En effet, nous avons deux phases de fonctionnement de celui-ci qui sont : une phase de compression et une phase de détente. Le fonctionnement en compression ou en détente de l'amortisseur est fonction du signe de la vitesse de débattement de la suspension. La vitesse de débattement de la suspension, notée v_{susp} , s'exprime de la manière suivante :

$$v_{\text{susp}} = (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) \quad (2.11)$$

Le comportement de l'effort d'amortissement se décrit de la manière suivante :

- pour $(\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) < 0$, l'amortisseur est dans une phase de compression, on a :

$$F_{\text{amort_susp}} = c_{s_{\text{comp}}} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) \quad (2.12)$$

- pour $(\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) \geq 0$, l'amortisseur est dans une phase de détente, on a :

$$F_{\text{amort_susp}} = c_{s_{\text{det}}} \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) \quad (2.13)$$

A partir des équations (2.7), (2.8), (2.9) et (2.10), nous construisons un modèle Matlab/Simulink qui nous permet d'effectuer les simulations de chute du démonstrateur. La méthode d'intégration pour l'exécution des simulations, est une méthode de Runge-Kutta (2,3) avec un pas de calcul variable auto adaptatif au fur et à mesure des intégrations afin d'optimiser le temps de calcul.

Les configurations d'atterrissage sont définies par les conditions initiales des positions absolues des différents centres d'inertie des masses par rapport au sol et des vitesses initiales nulles. En effet utilisant la chute libre, la vitesse d'impact au sol, notée v_{impact} , est directement proportionnelle à la hauteur de chute du système qui correspond à la hauteur du point P, notée h_{chute} . La vitesse d'impact au sol est directement calculable par la relation suivante :

$$v_{\text{impact}} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{\text{chute}}} \quad (2.14)$$

Dans notre étude, les vitesses initiales des différentes masses sont nulles. De plus nous nous plaçons dans la même configuration qu'un appareil en phase d'approche. C'est-à-dire le train d'atterrissage détendu (tige amortisseur sortie) et la poutre de queue soumise à son propre poids. Ainsi comme nous le verrons dans le chapitre 3, en configuration initiale avant lâcher, le démonstrateur est maintenu par la masse suspendue (m_s), la suspension étant complètement détendue et la hauteur du ressort du système poutre de queue sera à sa hauteur statique, noté $l_{q_{stat}}$.

Les résultats des simulations de chutes seront présentés et analysés dans la suite de ce chapitre au cours de la partie 2.4.

Nous venons de développer et de présenter une modélisation analytique linéaire du démonstrateur étudié lors de nos travaux de recherche. Toutefois les éléments utilisés sur le démonstrateur sont non linéaires, tels que le pneumatique, la raideur générée par les chambres de gaz présentes dans l'amortisseur et l'amortisseur. Afin de modéliser au mieux le démonstrateur, il est nécessaire de développer une modélisation non linéaire de celui-ci.

2.2.3. Modèle non linéaire

Nous nous proposons dans cette partie, de développer une modélisation non linéaire du démonstrateur. Nous étudions dans cette partie les non linéarités induites par le pneumatique, les chambres de gaz contenues dans l'amortisseur et l'amortisseur. Une approche expérimentale a été mise en œuvre pour la modélisation du pneumatique. Pour la modélisation des chambres de gaz, nous avons utilisé une approche théorique analytique. Le comportement de l'amortisseur sera modélisé à partir d'une approche analytique du laminage de l'huile.

- Modélisation du pneumatique :

Afin de modéliser le pneumatique, nous le caractérisons de manière expérimentale. Nous construisons ainsi un réseau de courbes caractéristiques d'effort de raideur en fonction de l'écrasement du pneumatique pour plusieurs pressions de gonflage. Ensuite compte tenu de la pression de gonflage du pneumatique, il s'agit d'incorporer la courbe correspondante à la pression de gonflage dans le modèle Matlab/Simulink du démonstrateur. Lors des simulations du modèle, une méthode d'interpolation polynomiale cubique par morceaux a été choisie pour déterminer les valeurs d'effort/écrasement non mesurées. Cette méthode assure la monotonie de la courbe de données et conserve la forme de celle-ci. Ainsi nous obtenons des lois de comportement du pneumatique qui permettent d'extrapoler l'effort restitué par le pneumatique pour des valeurs d'écrasement de celui-ci non mesurées lors des essais.

La caractérisation du pneumatique a été réalisée sur un banc de compression. Tous les éléments sont supposés rigides au regard du pneumatique. Le dispositif expérimental utilisé est décrit sur la figure suivante :

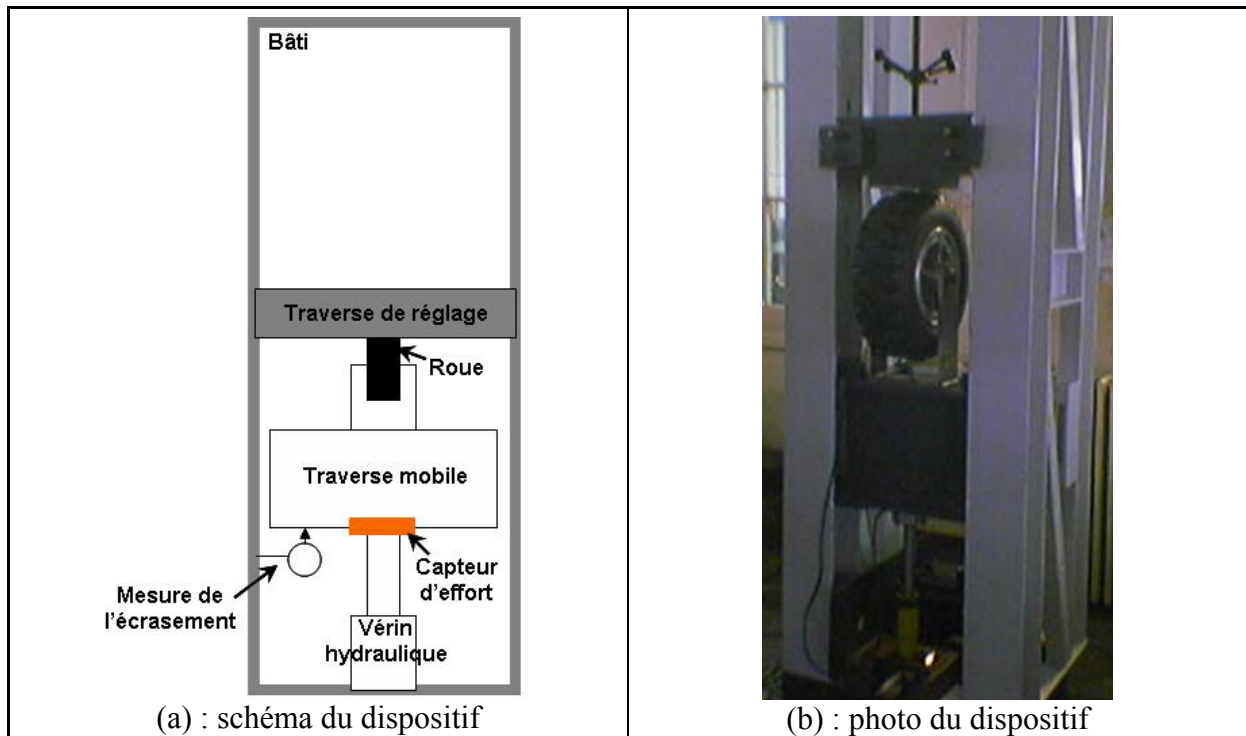


Figure 8 : Dispositif expérimental de caractérisation du pneumatique

Afin de déterminer les courbes caractéristiques pour différentes pressions de gonflage du pneumatique, nous appliquons à l'aide d'un vérin hydraulique, un effort sur le pneumatique mis en contact avec la traverse de réglage. L'effort appliqué au pneumatique est mesuré à l'aide d'un capteur d'effort monté en série entre le vérin hydraulique et la traverse mobile rigidement liée au pneumatique. Soumis à cet effort, le pneumatique se déforme et nous mesurons son écrasement.

Les essais de caractérisation du pneumatique ont été réalisés pour différentes pressions de gonflage : 2,6 bars, 4,5 bars et 5,5 bars. Nous avons réalisé des essais statiques du pneumatique. Le comportement du pneumatique est ainsi isotherme. Lors de l'impact au sol, le pneumatique a un comportement dynamique transitoire correspondant à un comportement adiabatique. En effet l'écrasement du pneumatique étant de courte durée, l'énergie dissipée sous forme de chaleur n'a pas le temps de s'évacuer et l'élévation de température dans la chambre du pneumatique vient modifier le comportement du gaz présent dans celle-ci. Le comportement adiabatique du pneumatique est alors à étudier. Ainsi une analyse comparative entre le comportement isotherme et adiabatique d'un pneumatique a été menée. Il apparaît un faible écart de l'ordre de 3% sur les valeurs des efforts entre les deux courbes caractéristiques d'effort de raideur en fonction de l'écrasement. Compte tenu du faible écart existant entre le comportement isotherme et adiabatique d'un pneumatique, nous utiliserons les courbes caractéristiques expérimentales de raideur que nous avons obtenues lors des essais statiques, afin de modéliser le pneumatique du démonstrateur.

Sur la figure suivante, nous obtenons les courbes caractéristiques de l'effort de raideur en fonction de l'écrasement du pneumatique pour différentes pressions de gonflage :

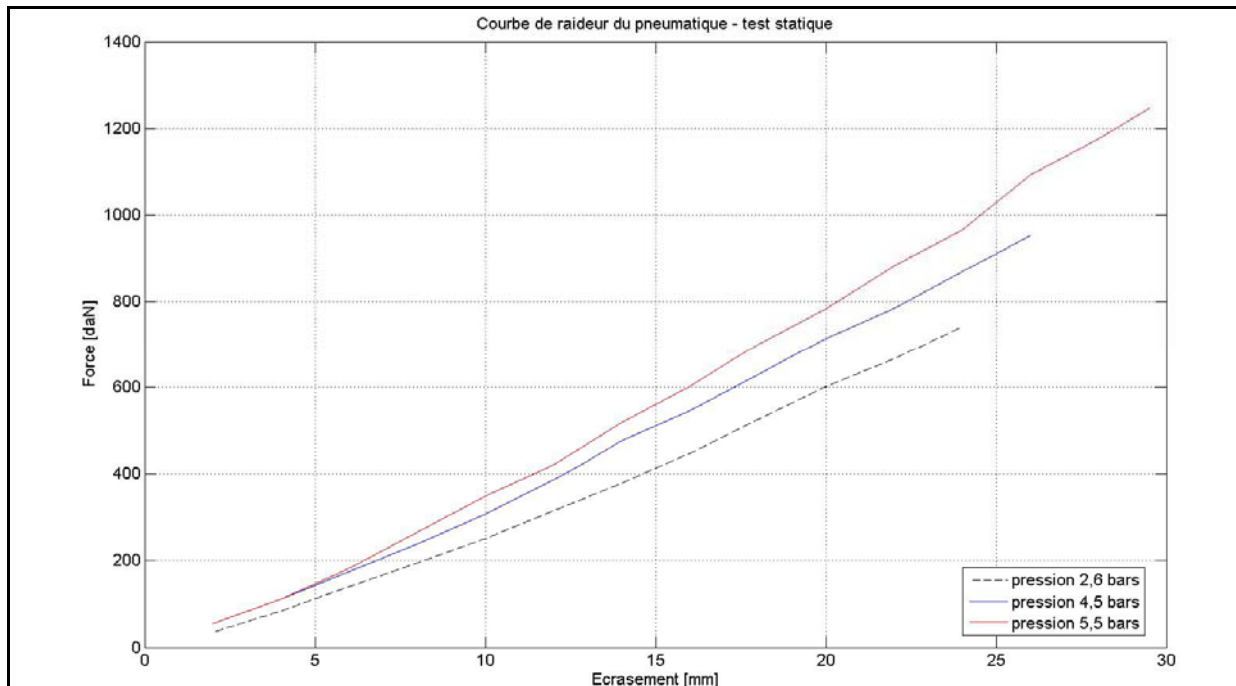


Figure 9 : Courbe de raideur statique du pneumatique pour différentes pressions de gonflage

D'après la Figure 9, nous pouvons voir que plus la pression de gonflage est grande et plus l'effort de raideur est grand pour des écrasements identiques du pneumatique.

Dans la suite de cette étude, en vue d'obtenir un comportement mécanique équivalent entre le système masse non suspendue (fusée + roue) du démonstrateur et le système masse non suspendue de l'hélicoptère, nous choisissons une pression de gonflage de 5,5 Bars du pneumatique. Ainsi la caractéristique d'effort de raideur du pneumatique pour une pression de gonflage de 5,5 Bars sera utilisée pour la modélisation du pneumatique.

- Modélisation de la raideur gaz amortisseur :

Comme nous l'avons vu précédemment (cf. partie 2.2.1), l'amortisseur utilisé sur le démonstrateur possède par défaut deux chambres de gaz. Une première chambre de gaz de pression initiale (p_{0cc}) égale à 5 bars, est située dans la partie inférieure de l'amortisseur et constitue une chambre de compensation du volume de tige de l'amortisseur. La seconde chambre de gaz de pression initiale (p_{0rd}) égale à 1 bar, est située dans la tige de l'amortisseur et permet d'éviter les phénomènes de cavitation lors de la détente. Ces deux chambres de gaz induisent un effort de raideur qui doit être modélisé. Afin d'incorporer l'effort de raideur généré par la compression de ces deux chambres dans le modèle du démonstrateur, nous utilisons une modélisation analytique de ces efforts en fonction de la course de l'amortisseur.

Les deux chambres étant physiquement dissociées, le comportement de chacune d'elles est équivalent à une chambre de gaz que l'on viendrait comprimer. Ainsi afin de modéliser

l'effort de raideur généré par la compression d'une chambre de gaz, considérons le schéma suivant :

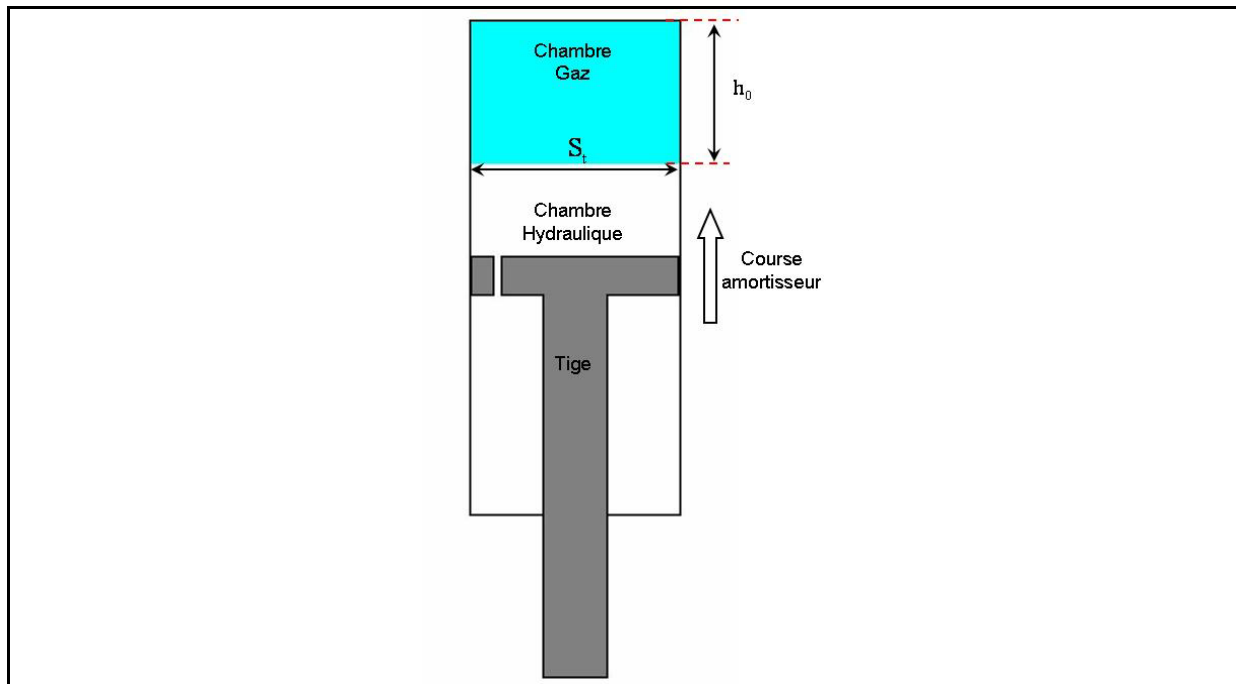


Figure 10 : Schéma d'un amortisseur oléopneumatique mono-chambre gaz

La Figure 10 représente schématiquement un amortisseur avec une chambre de gaz. Lors de la compression de l'amortisseur, le volume de la chambre de gaz, de hauteur initiale h_0 et de section S_t , diminue augmentant ainsi la pression dans la chambre de gaz. Nous considérons l'huile comme étant incompressible. Cette hypothèse se justifie par le fait que les expérimentations sur démonstrateur se déroulent à température ambiante influençant ainsi très peu la masse volumique du fluide et le Bulk Modulus de celui-ci.

L'effort de raideur généré par la compression de la chambre de gaz s'exprime de la manière suivante :

$$F_{\text{raid_gaz_mono}} = p_{\text{chambre}} \cdot S_t \quad (2.15)$$

Avec :

S_t , section d'appui d'effort généré par la compression d'une chambre de gaz.

p_{chambre} , pression dans la chambre de gaz.

Le gaz utilisé dans les chambres est de l'azote. Nous le supposons parfait. Afin de déterminer la pression régnante dans la chambre de gaz en fonction de la course de l'amortisseur, notée c , nous utilisons une des lois de Laplace pour la transformation isentropique (ou adiabatique et réversible) d'un gaz parfait :

$$p_0 \cdot V_0^\gamma = p_{\text{chambre}} \cdot V_{\text{chambre}}^\gamma \quad (2.16)$$

Avec :

p_0 , pression initiale dans la chambre de gaz.

V_0 , volume initial de la chambre de gaz.

p_{chambre} , pression instantanée de la chambre de gaz.

V_{chambre} , volume instantané de la chambre de gaz.

γ , coefficient de Laplace des gaz parfaits. Il est égal au rapport des capacités thermiques d'un gaz à pression et à volume constants. Il varie entre 1 et 1,4. La valeur 1 correspond au comportement isotherme d'un gaz, traduisant une non influence de la température sur le comportement du gaz. La chaleur provoquée par la compression de celui-ci est supposée directement dissipée vers l'extérieur. Pour un comportement adiabatique, celui-ci vaut 1,4. L'échauffement du gaz est alors pris en compte. Entre ces deux valeurs, le comportement d'un gaz est polytropique.

Si nous explicitons les volumes V_0 et V_{chambre} dans l'expression (2.16) en fonction des caractéristiques géométriques de la chambre de gaz et de la course de l'amortisseur, nous obtenons :

$$p_0 \cdot (h_0 \cdot S_t)^\gamma = p_{\text{chambre}} \cdot ((h_0 - c) \cdot S_t)^\gamma \quad (2.17)$$

Avec :

h_0 , hauteur de la colonne de gaz dans l'état initial.

c , course de l'amortisseur.

Ainsi l'expression de la pression instantanée dans la chambre de gaz est :

$$p_{\text{chambre}} = \frac{p_0 \cdot (h_0 \cdot S_t)^\gamma}{((h_0 - c) \cdot S_t)^\gamma} \quad (2.18)$$

En substituant dans l'équation (2.15) la pression dans la chambre par son expression définie par l'équation (2.18), on obtient l'effort de raideur généré par la compression de la chambre de gaz en fonction de la course de l'amortisseur :

$$F_{\text{raid_gaz_mono}} = \frac{p_0 \cdot (h_0 \cdot S_t)^\gamma}{((h_0 - c) \cdot S_t)^\gamma} \cdot S_t \quad (2.19)$$

L'expression des efforts de raideur des deux chambres de gaz du démonstrateur sont :

- pour la chambre de compensation de pression initiale p_{0cc} :

$$F_{\text{raid_gaz_cc}} = \frac{p_{0cc} \cdot (h_{0cc} \cdot S_{cc})^\gamma}{((h_{0cc} - c) \cdot S_{cc})^\gamma} \cdot S_{cc} \quad (2.20)$$

Avec :

S_{cc} , section de la chambre de compensation.

h_{0cc} , hauteur initiale de gaz de la chambre de compensation.

- pour la chambre secondaire de pression initiale p_{0rd} :

$$F_{\text{raid_gaz_sec}} = \frac{p_{0rd} \cdot (h_{0sec} \cdot S_{sec})^\gamma}{((h_{0sec} - c) \cdot S_{sec})^\gamma} \cdot S_{sec} \quad (2.21)$$

Avec :

S_{sec} , section de la chambre de raideur secondaire.

h_{0sec} , hauteur initiale de gaz de la chambre secondaire.

Nous avons ainsi les efforts de raideur générés par les deux chambres de gaz présentes dans l'amortisseur du démonstrateur en fonction de la course de celui-ci. Dans la modélisation du démonstrateur, nous supposons que les chambres de gaz ont un comportement polytropique. γ sera pris égal à 1,2. L'effort de raideur engendré par ces chambres de gaz a un comportement hyperbolique comme le montre la Figure 30 du chapitre 4.

- Modélisation de l'amortisseur :

Précédemment dans ce mémoire, nous avons présenté un modèle linéaire analytique du démonstrateur. L'effort d'amortissement était directement proportionnel à la vitesse de débattement de la suspension au coefficient d'amortissement près (cf. équations (2.12) et (2.13)). Le coefficient d'amortissement est différent pour les phases de compression et de détente. Dans un amortisseur, l'amortissement s'effectue par laminage d'huile qui est un phénomène non linéaire. L'huile circule au travers d'un orifice calibré correspondant à une restriction hydraulique qui génère une perte de charge. Ainsi de manière générale, on peut exprimer l'effort d'amortissement par l'expression suivante :

$$F_{\text{amort}} = \delta p \cdot S_{\text{piston}} \quad (2.22)$$

Avec :

δp , perte de charge s'exprimant en bars, cela revient à un différentiel de pression entre les deux cotés de la restriction hydraulique (orifice de laminage).

S_{piston} , section utile du piston qui traduit en fait la surface solide du piston sur laquelle l'huile vient buter.

La perte de charge δp est fonction des caractéristiques géométriques de l'orifice de laminage, des caractéristiques du fluide de l'amortisseur (viscosité de l'huile, coefficient lié à la température du fluide) et de la vitesse de déplacement du fluide. De plus des considérations de vitesse du fluide sont en prendre en compte afin de définir dans quel type de régime hydraulique on se trouve. Dans son ouvrage, Idel'cik [IDE 86] présente des abaques permettant de déterminer les pertes de charges en tenant compte de la géométrie de la restriction hydraulique utilisée et des conditions d'écoulement du fluide. Ces études sont essentiellement basées sur des expérimentations. Toutefois certains auteurs étudient des modèles analytiques non linéaires d'effort d'amortissement. Dans leur article, Fischer et al [FIS 04] proposent l'expression suivante d'un effort d'amortissement :

$$F_{\text{amort}} = d_1 \cdot (v_{\text{susp}}) + F_0 \cdot \text{sign}(v_{\text{susp}}) + d_{\text{nl}} \cdot |v_{\text{susp}}|^{2/(1+2 \cdot n)} \cdot \text{sign}(v_{\text{susp}}) \quad (2.23)$$

Avec :

v_{susp} , vitesse de débattement de la suspension.

d_1 , paramètre linéaire de la courbe caractéristique d'amortissement.

d_{nl} , paramètre non linéaire de la courbe caractéristique d'amortissement.

F_0 , un effort constant.

n , une constante usuellement prise à $n=1,5$ [MAJ 97].

Cette modélisation s'appuie sur des aspects mathématiques de la courbe caractéristique d'amortissement d'un amortisseur et ne permet pas une relation directe avec les aspects physiques de l'amortisseur tels que les réglages de celui-ci. Or dans notre étude, cette relation est importante afin de déterminer des méthodes d'optimisation des trains d'atterrissages. Dans cette optique, Lalanne [LAL 99b] propose une expression qui lie directement l'effort d'amortissement aux caractéristiques géométriques de l'amortisseur et qui peut être facilement exploitable :

$$F_{\text{amort}} = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot S_{\text{piston}}^2}{c_d^2 \cdot S_{\text{lam}}^2} \cdot |v_{\text{susp}}| \cdot v_{\text{susp}} \right) \cdot S_{\text{piston}} \quad (2.24)$$

Avec :

S_{lam} , section de l'orifice de laminage.

S_{piston} , section solide du piston de l'amortisseur.

c_d , coefficient expérimental fonction de la température de l'huile, de la géométrie de l'orifice et du nombre de Reynolds. Dans leur étude, Rittweger et al spécifient que ce coefficient est usuellement fixé entre 0,6-0,64 [RIT 02].

v_{susp} , vitesse de la suspension.

ρ , masse volumique du fluide.

A partir de l'expression (2.22), nous pouvons identifier l'expression de la perte de charge en fonction des caractéristiques de l'amortisseur dans l'expression (2.24). En effet la perte de charge correspond au terme inclus dans les parenthèses.

L'expression (2.24) permet une bonne approximation de l'effort d'amortissement dans le cas d'équilibre ou de pseudo-équilibre du fluide c'est-à-dire pour des fréquences d'oscillations de l'amortisseur inférieures à 4Hz. Celle-ci est cependant peu adaptée pour des sollicitations de fréquence supérieure, dans le sens où l'on ne tient pas compte de l'inertie du fluide ou de sa compressibilité qui influence la résistance du fluide lors du laminage. Dans leur étude, Popov et al [POP 95] proposent une modélisation qui tient compte des paramètres inertiels du fluide et qui s'adapte alors à un modèle dynamique d'un amortisseur pour des fréquences de sollicitation supérieures à 4 Hz. Lors de nos travaux, l'amortisseur n'est pas sollicité pour des fréquences supérieures à 4 Hz. Nous pouvons donc faire l'hypothèse que nous sommes dans un état de pseudo-équilibre du fluide et donc l'expression (2.24) peut être utilisée. Ainsi un modèle numérique de l'amortisseur du démonstrateur basé sur cette expression analytique et tenant compte des réglages des dispositifs de laminage a été développé. En effet comme nous le verrons plus en détail au cours du chapitre 3 de ce document, l'amortisseur utilisé sur le démonstrateur possède des dispositifs de réglages des coefficients d'amortissement en basse et en haute vitesses pour la compression et la détente. Un tel amortisseur a été choisi dans l'optique de pouvoir complètement régler l'amortisseur et ajuster son comportement dynamique afin de développer et de tester une méthode d'optimisation passive des trains d'atterrissage. Le modèle paramétrique de l'amortisseur incluant comme entrées les différents réglages de celui-ci, a de plus été recalé à partir d'essais de caractérisations expérimentales réalisés par le constructeur de l'amortisseur hydraulique. Comme indiqué précédemment, nous reviendrons plus en détail sur les réglages de l'amortisseur au cours du chapitre 3.

Ainsi à partir des simulations du modèle numérique de l'amortisseur, nous obtenons les lois caractéristiques d'amortissement de celui-ci. Ces lois donnant l'effort d'amortissement en fonction de la vitesse de débattement de la suspension sont ensuite intégrées dans le modèle Matlab/Simulink du démonstrateur.

Nous venons de modéliser le pneumatique, les raideurs générées par les chambres de gaz contenues dans l'amortisseur et l'amortisseur du démonstrateur. Ces modèles obtenus, nous les incorporons dans le modèle du démonstrateur. Nous avons ainsi un modèle analytique non linéaire du démonstrateur. Dans la suite de ce chapitre, des simulations de ce modèle seront analysées et comparées avec les simulations du modèle linéaire précédemment exposé.

Les modèles analytiques développés et présentés au cours de ce chapitre s'appuient sur des hypothèses de modélisation du comportement dynamique global du démonstrateur. Afin de valider ces modèles analytiques, nous nous proposons de développer un modèle du démonstrateur basé sur une approche multi-corps qui décompose le démonstrateur en trois sous-systèmes et qui permet de travailler sur chaque sous-système individuellement avant de les assembler pour constituer le système démonstrateur dans sa globalité. Ainsi dans la suite, nous exposons un modèle multi-corps du démonstrateur dont les résultats de simulations permettront de valider les modèles analytiques développés qui seront utilisés dans la suite de notre étude pour concevoir des méthodes actives d'optimisation des trains d'atterrissage.

2.3. Modélisation multi-corps

2.3.1. Introduction et généralités

Une approche multi-corps consiste à développer des modèles paramétriques détaillés de chaque sous-système composant un système. Ainsi nous construisons chaque sous-système individuellement puis nous les assemblons afin de constituer le système démonstrateur. L'assemblage s'effectue en respectant la cinématique du système réel. In fine, nous avons une maquette numérique du système réel qui est visuellement similaire au démonstrateur (cf. Figure 11). Nous développons ce modèle sous le logiciel Adams/Aircraft. Compte tenu de la robustesse des méthodes de calcul de celui-ci, le modèle multi-corps du démonstrateur pris pour référence nous permettra de vérifier la cohérence des modèles analytiques développés.

2.3.2. Construction du modèle démonstrateur puits de chute

Afin de développer le modèle multi-corps du démonstrateur, nous reprenons chaque sous-système composant le système démonstrateur qui sont exposés précédemment au cours de la partie 2.2.2 et nous construisons chaque sous-système afin de les implanter dans le modèle multi-corps du démonstrateur.

Sous-système poutre de queue :

Le sous-système poutre de queue est modélisé par un système masse ressort. Sur le puits de chute, ce sous-système est physiquement réalisé par une masse montée sur un ressort

mécanique hélicoïdal. La raideur de celui-ci est modélisée par une loi linéaire effort/déformation du ressort. Un amortissement structural de 3% est considéré et nous modélisons cet amortissement par une loi linéaire effort/vitesse.

Sous-système cabine (masse suspendue) et suspension :

Le sous-système est modélisé par un système masse ressort. Sur le puits de chute, ce sous-système est physiquement réalisé par une masse portée par deux ressorts mécaniques hélicoïdaux montés en parallèles d'un amortisseur hydraulique. Compte tenu de la plage utile de la course des ressorts, la raideur de la suspension est modélisée par une loi linéaire effort/déformation du ressort. L'amortissement est modélisé à partir des lois caractéristiques d'amortissement obtenues à partir des simulations du modèle numérique de l'amortisseur. Ces lois intègrent les données géométriques des orifices de laminage et les propriétés de l'huile.

Sous-système fusée (masse non suspendue) et roue :

Le sous-système fusée et roue est modélisé par une masse portée par une roue. En effet le logiciel Adams/Aircraft contient des modèles paramétriques de roue. Nous avons donc incorporé dans ces modèles les caractéristiques du pneumatique utilisé sur le puits de chute. Ainsi nous avons repris ses dimensions (diamètre de jante, largeur et hauteur du pneumatique) et nous avons incorporé les lois caractéristiques effort/écrasement obtenues expérimentalement et exposées précédemment (cf. partie 2.2.3).

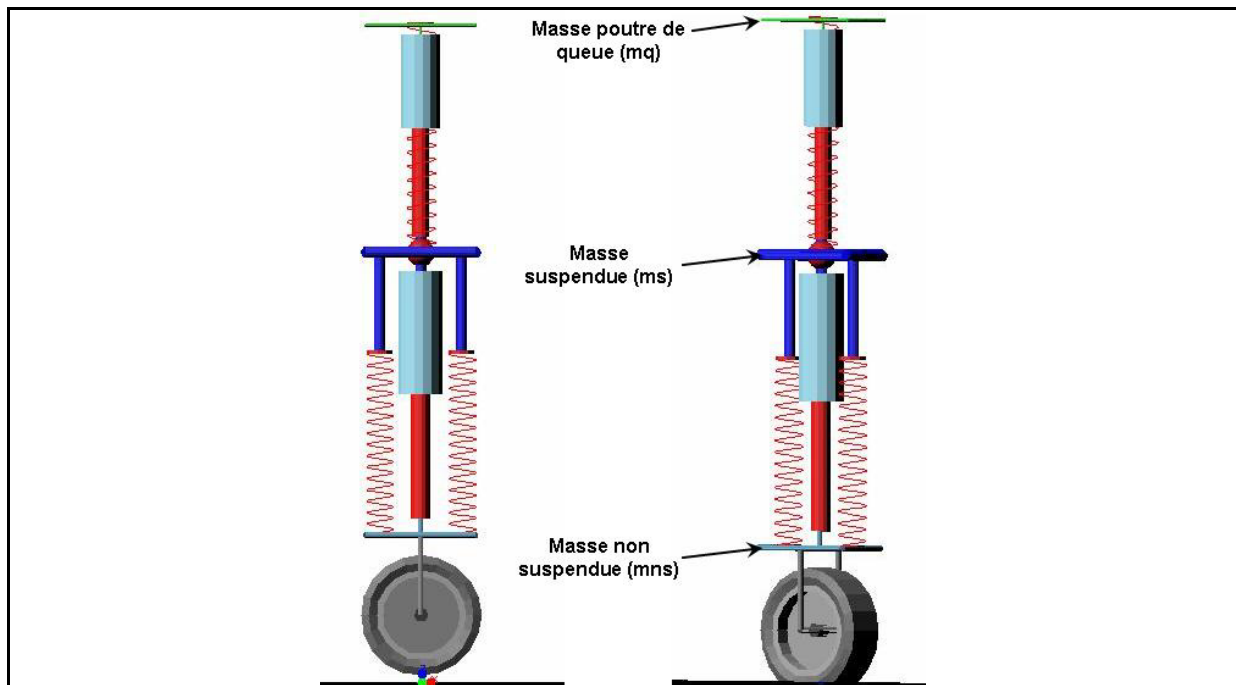


Figure 11 : Modèle multi-corps du démonstrateur puits de chute

De manière générale, la géométrie des éléments constituant le système démonstrateur tels que les longueurs à vide des ressorts ou les distances séparant les différentes masses ont été respectées. Ainsi nous obtenons un modèle numérique similaire au système démonstrateur.

Les résultats de simulations du modèle multi-corps du démonstrateur sont présentés et analysés dans la suite de ce mémoire au cours de la partie 2.4.

Nous venons de développer un modèle multi-corps du démonstrateur mécaniquement équivalent à un hélicoptère et permettant de simuler des cas d'atterrissages. L'ensemble de nos travaux de recherche est construit sur ce démonstrateur. Toutefois des études ont été menées sur l'appareil complet. Un modèle multi-corps de l'appareil a été développé et recalé à partir des résultats d'essais de drop test.

2.3.3. Modèle multi-corps appareil complet

Dans cette partie, nous présentons le modèle multi-corps de l'hélicoptère considéré pour notre étude. Ce modèle a été développé en utilisant la même approche multi-corps décrite précédemment. Ce modèle comporte trois sous-systèmes principaux que sont le fuselage, le train d'atterrissage auxiliaire et les trains d'atterrissage principaux. Chacun de ces sous-systèmes ont été développés individuellement, puis ceux-ci ont été assemblés entre eux pour constituer le modèle de l'appareil complet. Une illustration du modèle de l'appareil complet est donnée sur la figure suivante :

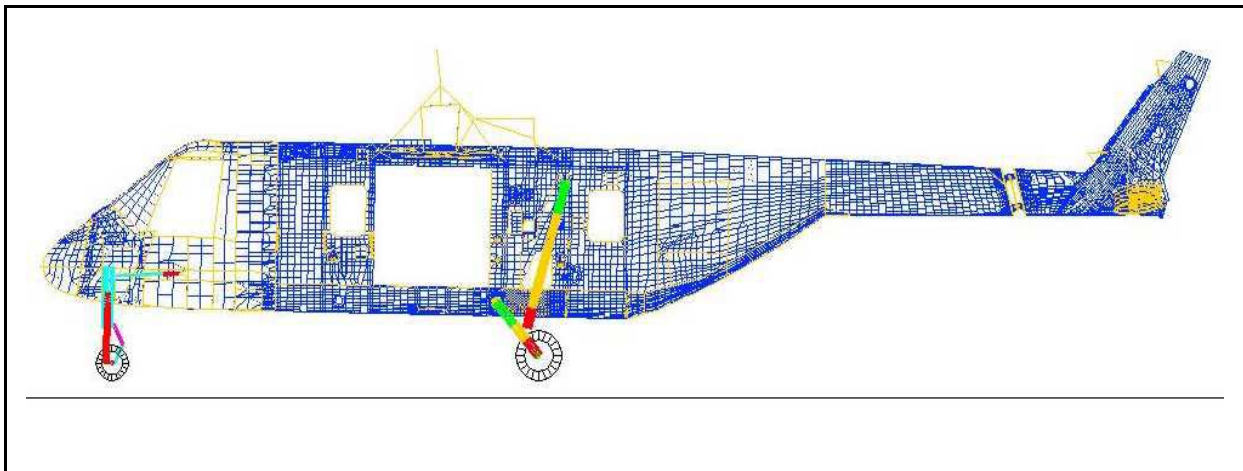


Figure 12 : Modèle multi-corps de l'hélicoptère considéré pour l'étude

Le sous-système fuselage est modélisé par un super élément. Ce super élément est créé à partir d'un modèle élément fini du fuselage, qui a été développé et recalé à partir de shake test de la structure réelle afin de vérifier que les modes propres du modèle étaient les mêmes que ceux du fuselage de l'hélicoptère réel. Une fois cette étape accomplie, les nœuds du super élément sont condensés en plusieurs points qui seront les points d'attache des sous-systèmes trains d'atterrissage.

Les modèles des sous-systèmes trains d'atterrissages sont présentés sur la figure suivante :

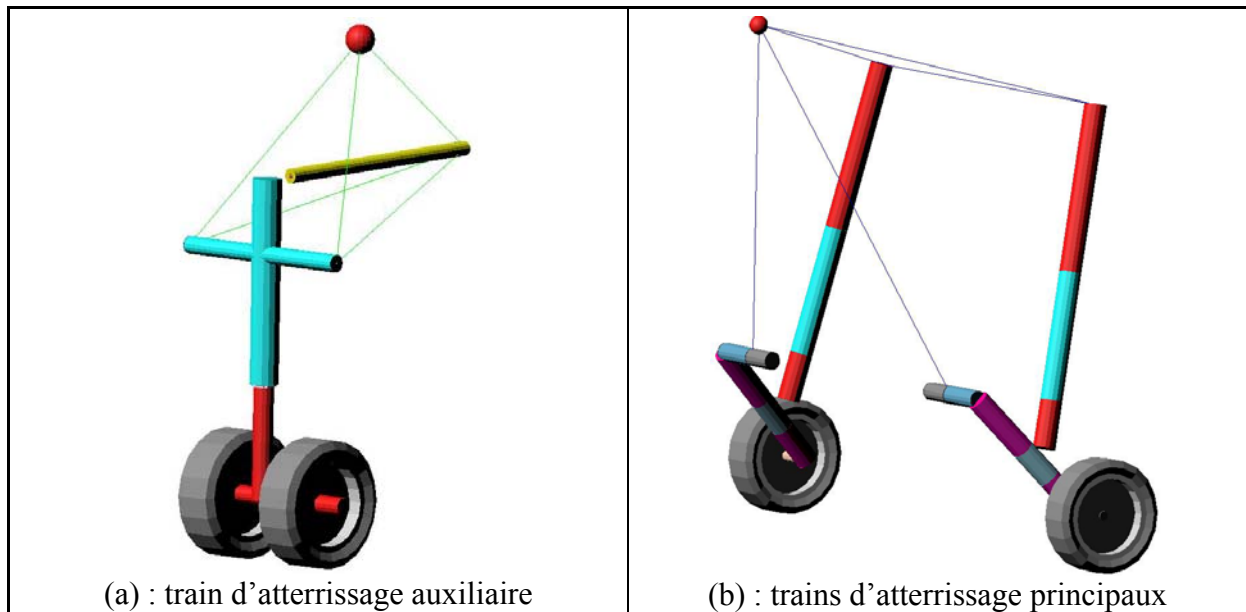


Figure 13 : Modèles des sous-systèmes trains d'atterrissage

Les sous-systèmes trains d'atterrissage se composent des pneumatiques et d'amortisseurs oléopneumatiques. Les pneumatiques sont modélisés à partir des lois caractéristiques effort/écrasement obtenues expérimentalement. La raideur induite par les chambres de gaz contenues dans les amortisseurs est modélisée à partir des modèles analytiques permettant de déterminer l'effort de raideur en fonction de la course de l'amortisseur. Les lois effort/course sont alors incorporées dans le modèle des amortisseurs. Les lois d'amortissement effort/vitesse sont obtenues à partir de modèles analytiques non linéaires du laminage de l'huile et incorporées dans le modèle de l'atterrisseur.

Le modèle multi-corps de l'appareil complet permet de simuler les différentes configurations d'atterrissage incluant les cas d'atterrissage pour différentes positions de l'appareil tels que des positions avec des angles de tangage ou de roulis. Le principal avantage étant de pouvoir directement visualiser le comportement dynamique de l'appareil en fonction des configurations d'atterrissage. Le modèle tient compte des couplages entre les divers éléments et des positions de ceux-ci, conduisant ainsi à une bonne prédiction du comportement réel de l'hélicoptère.

2.4. Analyse des résultats de simulations

Des simulations d'atterrissage des modèles analytiques et multi-corps du démonstrateur ont été réalisées. Dans cette partie, nous présentons et nous comparons les résultats des simulations. De plus nous analysons les résultats de ces simulations afin d'expliquer le phénomène problématique des oscillations de la poutre de queue survenant lors des atterrissages.

2.4.1. Généralités

Nous étudions l'impact du démonstrateur sur le sol et les conséquences de celui-ci sur les mouvements et les efforts appliqués aux différents systèmes constituant le démonstrateur, avec une attention particulière sur l'accélération de la poutre de queue et sur l'effort transmis par la suspension et s'appliquant sur la masse suspendue (ms). La vitesse d'impact du démonstrateur sur le sol est déterminée par la hauteur de la chute libre du système, c'est-à-dire les positions initiales des masses. Dans notre étude, nous étudions des cas d'atterrissage ayant des vitesses minimales d'impact au sol de l'ordre de 1,9 m/s, ce qui correspond à une hauteur de chute de 200 mm. Cette valeur a été choisie en accord avec le paragraphe CS 29.725 (a) de la norme CS 29 applicable aux hélicoptères de la classe de l'hélicoptère considéré pour notre étude et définie par l'European Aviation Safety Agency [EAS 03]. Ce paragraphe indique : *“The drop height must be at least 20 cm (8 inches)”*. Les atterrissages dont les vitesses d'impact sont de l'ordre de 2 m/s, sont qualifiés comme étant des atterrissages durs.

Les simulations étudiées dans cette partie, concernent des atterrissages de vitesse d'impact de 2,17 m/s soit une hauteur de chute de 240 mm. Nous rappelons que la hauteur de chute est la distance séparant le point bas du pneumatique, noté P et le sol. La vitesse d'impact se calcule à partir de l'expression (2.14).

Afin de comprendre le phénomène physique conduisant à l'excitation de la poutre de queue, nous présentons les résultats des simulations des modèles analytiques et multi-corps. Tout d'abord nous comparons les résultats des simulations des modèles analytiques linéaire et non linéaire. Puis nous comparons les résultats de simulations du modèle analytique non linéaire et du modèle multi-corps.

Remarque : Dans la suite de ce mémoire, afin de faciliter la lecture des graphiques, une ligne rouge verticale discontinue indiquera l'impact au sol. Pour certains graphiques afin d'alléger la lecture des courbes, un zoom a été effectué sur la zone d'étude et d'analyse en partant de l'instant de l'impact au sol.

2.4.2. Etude et analyse comparative des simulations des modèles analytiques

Nous simulons un atterrissage de vitesse verticale d'impact de 2,17 m/s soit une hauteur de chute libre du démonstrateur de 240 mm. Nous nous plaçons dans les conditions expérimentales du puits de chute où les vitesses initiales des différentes masses sont nulles. Le démonstrateur est maintenu par la masse ms, le système poutre de queue est en position statique (longueur du ressort poutre de queue est égale à sa hauteur statique sous le poids de la masse mq) et la suspension est détendue (tige amortisseur sortie). Nous obtenons les résultats suivants :

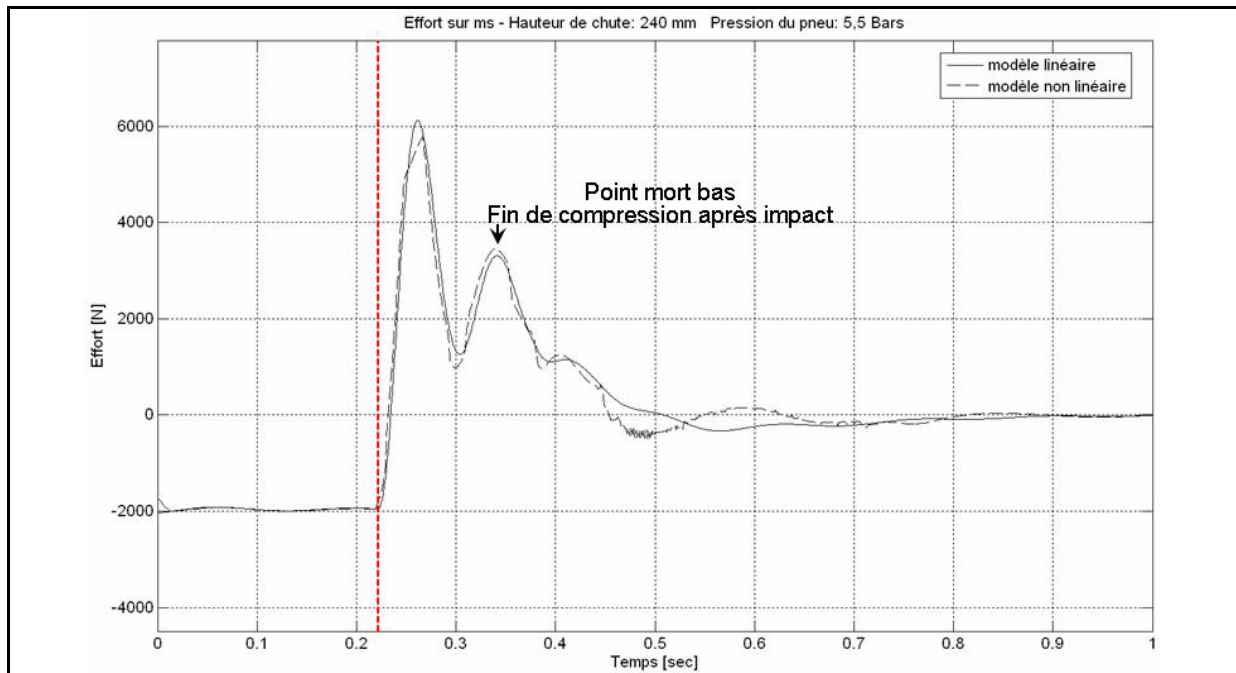


Figure 14 : Comparaison modèles linéaire et non linéaire analytiques - effort sur la masse ms

Sur la Figure 14, nous avons la courbe de l'effort s'appliquant sur la masse ms. Nous distinguons deux phases. La première phase se situant avant le trait vertical discontinu rouge correspond à la chute du démonstrateur. Durant celle-ci, les masses sont soumises à leur propre poids expliquant ainsi la valeur de l'effort de -2000 N car la masse suspendue ms vaut 200 kg. La seconde phase après le trait vertical correspond à la phase au sol. La valeur statique de l'effort est alors nulle car le système est à l'équilibre. Nous n'avons pas de rebond du système démonstrateur. En effet il n'y a pas de phase où la masse ms se retrouve soumise uniquement à son propre poids comme avant l'impact. De plus l'absence de rebond s'observe sur la courbe d'écrasement du pneumatique suivante :

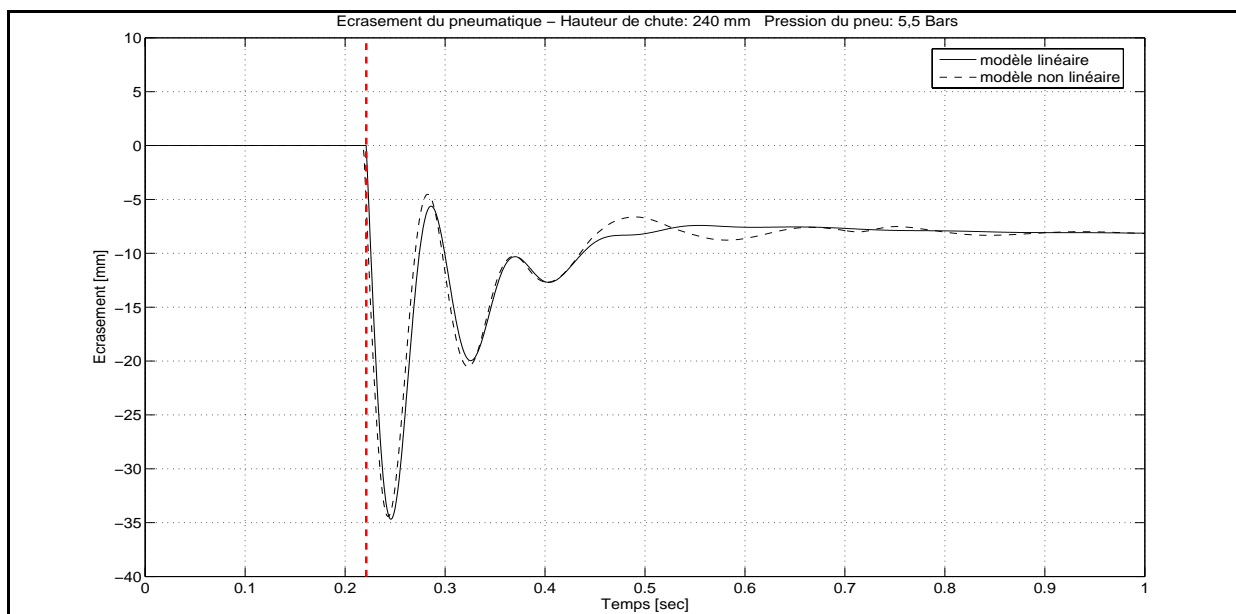


Figure 15 : Comparaison modèles linéaire et non linéaire analytiques - écrasement du pneumatique

Sur la Figure 15, nous constatons que le pneumatique s'écrase et tend vers sa hauteur d'écrasement statique sans repasser à sa valeur d'écrasement nulle, justifiant ainsi l'absence de rebond du système démonstrateur. Il est de plus à noter un comportement quasi similaire entre le modèle linéaire et le modèle non linéaire.

L'impact a lieu à l'instant 0,22 s. Dès l'impact, nous observons sur la Figure 14, une double bosse sur l'effort transmis par la suspension et qui s'applique sur la masse ms. Cette double bosse correspond à la compression de la suspension lors de l'atterrissage. C'est au cours de cette double bosse que se produit l'excitation de la structure par la transmission des efforts dus à l'impact de l'atterrissage via les trains d'atterrissage. En ce sens, les niveaux d'amplitude des pics d'efforts de cette double bosse dimensionnent la structure de l'appareil et notamment les ferrures d'attaches des trains d'atterrissage. La phase de compression de la suspension dure environ 0,13 s et se termine par l'atteinte du point mort bas qui correspond à une vitesse nulle d'enfoncement de la tige de l'amortisseur. La pente de montée en effort du premier pic de la double bosse est fonction de la raideur du pneumatique. L'amplitude du premier pic est directement fonction de l'effort d'amortissement. En effet ce premier pic d'effort correspond à l'impact au sol ; la vitesse d'enfoncement de la tige de l'amortisseur est la plus élevée. Or nous avons que l'effort d'amortissement est directement proportionnel à la vitesse. Au cours de la compression, la vitesse diminue entraînant une baisse de vitesse et ainsi une diminution de l'effort d'amortissement conduisant à une diminution de l'effort total appliqué à la masse ms. La course de l'amortisseur augmentant, nous avons une augmentation de l'effort de raideur. Cette augmentation de l'effort de raideur conduit au deuxième pic de la double bosse. Une fois le point mort bas atteint, la phase de détente se produit et conduit à l'état d'équilibre statique du système. Lors de la compression, nous constatons que les modèles linéaire et non linéaire ont un comportement quasi similaire. Nous notons une amplitude du premier pic d'effort du modèle non linéaire inférieure à celle du modèle linéaire. Ceci s'explique par le fait que les taux d'amortissement pour la phase de compression diffèrent. Le taux d'amortissement en compression, fixé à 60%, du modèle linéaire est légèrement supérieur à celui du modèle non linéaire dont les valeurs des paramètres de réglage du dispositif de laminage avaient été réglées pour obtenir un taux d'amortissement d'environ 60%. Il est en effet difficile d'obtenir un taux d'amortissement rigoureusement identique entre un modèle linéaire et un modèle non linéaire. Cet écart de taux d'amortissement influençant aussi le creux d'effort à l'instant 0,3 s où pour une même diminution de vitesse, l'effort d'amortissement du modèle non linéaire est plus faible que celui du modèle linéaire. En revanche à isocourse de la suspension, lors du deuxième pic d'effort, le modèle non linéaire tenant compte de l'effort de raideur engendré par les chambres de gaz, possède un effort s'exerçant sur ms qui est supérieur à celui du modèle linéaire. Lors de la phase de détente, pour des raisons identiques à celles constatées sur la compression, le taux d'amortissement en détente pour le modèle non linéaire est inférieur à celui du modèle

linéaire. Nous avons ainsi un effort inférieur pour le modèle non linéaire. De plus compte tenu de ses taux d'amortissement plus faibles et de par sa raideur plus importante, le modèle non linéaire a un comportement oscillant plus important avant d'atteindre son état d'équilibre. Néanmoins les modèles linéaire et non linéaire ont globalement des comportements dynamiques similaires en terme d'allures et au niveau des amplitudes des efforts.

Dans notre étude, nous nous intéressons particulièrement à la double bosse de l'effort transmis par la suspension qui apparaît lors de l'impact. Comme nous l'avons vu, cette double bosse survient lors de la compression de la suspension et dure environ 0,13 s. De par sa durée qui vient exciter le système poutre de queue dans une plage de fréquence proche de sa fréquence propre et le premier pic d'effort de la double bosse survenant à l'impact, nous observons des oscillations de la masse poutre de queue et plus particulièrement un pic d'accélération sur la masse poutre de queue (mq) comme nous pouvons le constater sur la Figure 16 suivante :

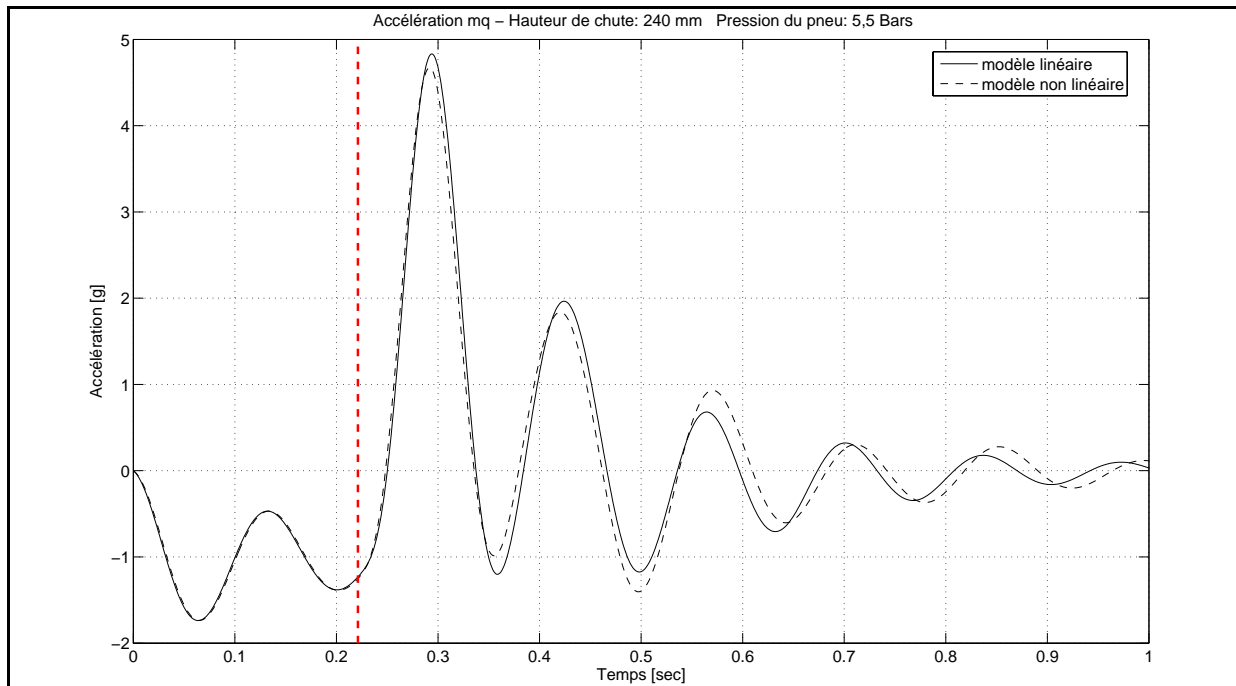


Figure 16 : Comparaison modèles linéaire et non linéaire analytiques - accélération de la masse mq

Le pic d'accélération sur la poutre de queue entraîne de fortes contraintes au niveau de la liaison cabine/poutre de queue et porte atteinte à la pérennité de la structure de l'appareil. Nous cherchons ainsi à minimiser ce pic d'accélération de la masse poutre de queue. De par le couplage mécanique existant entre la cabine et la poutre de queue, ce pic d'accélération est essentiellement du au pic d'effort transmis à la structure de l'appareil lors de l'atterrissage. L'amplitude de ce pic étant d'autant plus important lors des atterrissages à grande vitesse qualifiés de durs. Sur la Figure 16, à l'instar de la Figure 14 et de la Figure 15, nous avons une phase de chute et une phase au sol. Durant la phase de chute, nous constatons que la masse poutre de queue oscille autour d'une accélération moyenne de -1 g (cas d'une chute

libre). Ces oscillations ont été aussi constatées sur appareil réel lors des drop tests. Au cours de la phase au sol, le système poutre de queue oscille à sa fréquence propre. A l'impact, nous constatons un pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q). Ce premier pic engendré par le pic d'effort transmis à la masse m_s est plus petit pour le modèle non linéaire que celui du modèle linéaire. Ce constat se justifie par le fait que le pic d'effort du modèle non linéaire est plus petit que celui du modèle linéaire. De même, les oscillations plus importantes sur la masse poutre de queue à partir de l'instant 0,5 s du modèle non linéaire se justifient par un niveau d'effort supérieur sur le modèle non linéaire. Ces observations nous permettent de souligner l'influence de l'effort transmis par la suspension sur le comportement de la masse poutre de queue (m_q). Ainsi l'action sur l'effort transmis par la suspension permettrait véritablement d'agir sur le niveau d'accélération de la masse poutre de queue.

Malgré les écarts d'amplitude observés sur les courbes de simulations de comportements dynamiques des modèles analytiques linéaire et non linéaire, les courbes de simulations des deux modèles ont les mêmes allures. Les écarts les plus notables sont situés après l'atterrissage dans une zone qui n'est pas primordiale dans la minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue. En effet dans cette étude, nous allons intervenir lors de la phase de compression lors de laquelle le pic d'accélération sur la masse poutre de queue se produit. Or au cours de cette phase les deux modèles donnent des résultats quasi similaires aussi bien sur l'allure que sur les amplitudes des courbes. Ainsi afin de simplifier la suite de nos recherches et notamment la conception des méthodes actives, nous pouvons donc conclure que le modèle non linéaire analytique peut être linéarisé et utilisé pour le développement des méthodes actives.

Nous venons de comparer les modèles analytiques linéaire et non linéaire. Nous avons vu que les deux modèles donnent des résultats quasi similaires. Dans un but de simplicité des structures de commande utilisées pour les méthodes active et semi-active, cette similitude permettra par la suite de considérer le modèle linéaire et d'adopter des correcteurs linéaires pour le développement de celles-ci. Il s'agit toutefois de vérifier la cohérence de ces modèles avec le modèle multi-corps développé et exposé précédemment (cf. partie 2.3.2).

2.4.3. Analyse comparative des simulations des modèles analytiques et multi-corps

Dans cette partie, nous cherchons à vérifier la cohérence des résultats donnés par la modélisation analytique du démonstrateur. Pour ce faire, nous allons comparer les résultats de simulations du modèle analytique non linéaire et du modèle multi-corps considéré comme modèle de référence. Nous choisissons de comparer ces deux modèles car ceux-ci sont construits à partir des mêmes modélisations des différents sous-systèmes composant le démonstrateur. Seul le modèle du pneumatique différencie quelque peu car nous utilisons un modèle de pneumatique implémenté par défaut sous Adams/Aircraft basé sur un modèle de

Pacejka dont nous donnons la loi caractéristique effort/écrasement définie expérimentalement au cours de nos travaux (cf. partie 2.2.3). Alors que le modèle du pneumatique dans le modèle analytique non linéaire se base directement sur la loi caractéristique expérimentale effort/écrasement. Nous simulons un atterrissage de vitesse verticale d'impact de 2,17 m/s soit une hauteur de chute libre du démonstrateur de 240 mm. Nous nous plaçons dans les conditions expérimentales du puits de chute où les vitesses initiales des différentes masses sont nulles. La configuration du démonstrateur est identique à celle choisie et définie lors de la partie précédente 2.4.2. Nous obtenons les résultats de simulations suivants :

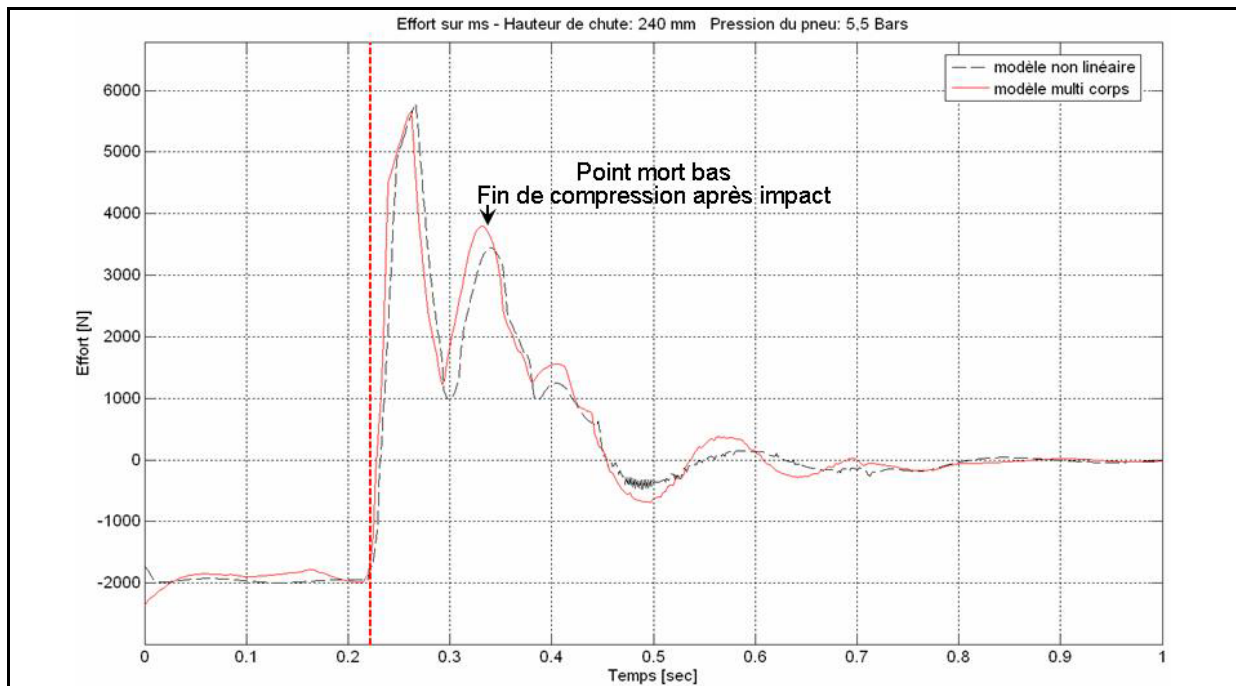


Figure 17 : Comparaison modèles non linéaire analytique et multi-corps - effort sur la masse ms

Sur la Figure 17, comme précédemment nous constatons une double bosse sur la courbe de l'effort s'appliquant sur ms. Les courbes d'efforts ont les mêmes allures, ce qui traduit que les deux modèles ont un comportement dynamique quasi similaire. Toutefois, nous notons un écart sur la montée en effort du premier pic et sur les amplitudes d'effort après le passage du premier pic. En effet le modèle multi-corps possède une montée en effort plus importante. Cette différence peut se justifier par le modèle du pneumatique utilisé par défaut sous Adams/Aircraft. De plus le comportement du pneumatique influence le système en fin de compression générant ainsi l'écart que l'on peut observer sur le deuxième pic d'effort. Le premier pic d'effort a une amplitude identique sur les deux modèles.

Les deux modèles donnent des courbes qui ont les mêmes allures traduisant ainsi une similarité des comportements dynamiques. Malgré les écarts d'amplitude, la similarité existante entre les deux modèles, notamment lors de la phase de compression est satisfaisante. Or comme nous l'avons vu précédemment, c'est durant cette phase que nos travaux vont essentiellement se porter. Les phases oscillatoires précédant l'état d'équilibre du système sont

assez différentes entre les deux modèles. Toutefois ces zones n'ont pas d'influence sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue que nous cherchons à minimiser. Ainsi nous pouvons conclure que les résultats de simulations des modèles analytiques développés sont cohérents avec les résultats de simulations du modèle multi-corps. De plus afin de simplifier la conception des méthodes active et semi-active, nous pourrions utiliser le modèle analytique linéaire du démonstrateur dont le comportement est identique au modèle non linéaire.

2.5. Bilan et synthèse

Dans ce chapitre, afin de comprendre la physique du phénomène problématique des oscillations de la poutre de queue lors d'un atterrissage, nous avons proposé différentes modélisations d'un démonstrateur expérimental développé au cours de cette étude afin d'étudier et de reproduire des cas d'atterrissage d'un hélicoptère. Ce démonstrateur mécaniquement équivalent à un hélicoptère est décrit dans le chapitre suivant. L'ensemble de nos travaux de recherche est construit sur ce démonstrateur. En ce sens, il était nécessaire de modéliser celui-ci afin de prédire son comportement dynamique. Ainsi dans ce chapitre, nous avons développé plusieurs modèles du démonstrateur à partir de deux approches distinctes. Une première approche analytique a conduit au développement d'un modèle linéaire et d'un modèle non linéaire du démonstrateur. La deuxième approche multi-corps a permis d'obtenir un modèle numérique similaire au démonstrateur. Une fois ces modèles développés, les résultats de simulations de chute de ces différents modèles du démonstrateur ont montré l'existence d'une double bosse sur l'effort transmis par la suspension (train d'atterrissage) dont la forme particulière et la durée excite le système poutre de queue, conduisant à l'observation d'un pic d'accélération sur celui-ci lors d'un atterrissage. Ainsi nous avons pu en déduire qu'une maîtrise de l'effort transmis par les trains d'atterrissage permettrait de minimiser le pic d'accélération subit par le système poutre de queue qui est contraignant pour la structure et peut porter atteinte à la pérennité de celle-ci.

De plus une analyse comparative des résultats de simulations des modèles analytique et multi-corps nous a permis de vérifier la cohérence des résultats de simulations des modèles construits à partir d'une approche analytique du démonstrateur qui sera utilisée lors du développement des méthodes d'optimisation active et semi-active des trains d'atterrissage.

L'objet de ces travaux de recherche est de développer des méthodes d'optimisation des trains d'atterrissage mais aussi de pouvoir les tester expérimentalement. Il est donc nécessaire de recalibrer ces modèles à partir du système démonstrateur réel. Ainsi dans le chapitre suivant, nous présentons le démonstrateur réalisé et le recalage des modèles à partir des mesures réalisées sur le puits de chute.

CHAPITRE 3

Moyens expérimentaux et recalage

SOMMAIRE

3.1. Descriptif du puits de chute démonstrateur	51
3.1.1. Généralités.....	51
3.1.2. Aspects mécaniques.....	52
3.1.3. Dispositifs d'acquisition et instrumentation	57
3.2. Analyse des essais sur puits de chute	59
3.3. Recalage du modèle analytique non linéaire	60
3.4. Bilan et synthèse.....	65

Dans le chapitre précédent, des modélisations analytiques et multi-corps du système étudié ont été développées et présentées. Les résultats des simulations numériques de ces modèles ont permis de comprendre et d'expliquer le phénomène physique. Il s'agit dans ce chapitre d'exposer une première partie des études expérimentales menées lors de ces travaux de recherche, ainsi que de présenter les moyens expérimentaux mis en œuvre. En effet après analyse des simulations, il s'agit d'étudier expérimentalement l'impact au sol du système et les conséquences du couplage mécanique sur les divers sous-systèmes considérés. Les accélérations des différentes masses, l'effort transmis par la suspension et la course de celle-ci sont observés. Une attention particulière est portée sur l'accélération de la masse du système poutre de queue (mq), car il s'agit dans cette étude de minimiser le pic de celle-ci lors de l'impact au sol.

Dans cette optique, un démonstrateur a été conçu et réalisé. Ce démonstrateur est un puits de chute qui permet de simuler des atterrissages ayant des vitesses d'impact au sol allant jusqu'à 3,9 m/s. Les essais réalisés sur ce puits de chute permettent de mesurer les conséquences d'un atterrissage à grande vitesse sur un système mécanique complexe tel qu'un hélicoptère et de recaler les modèles développés afin d'obtenir des modèles précis pour la suite de l'étude avec notamment le développement de méthodes actives. De plus ce puits de chute permet de tester les méthodes anti-vibratoires passives et actives proposées dans la suite de cette étude. Ainsi dans une première partie de ce chapitre, les moyens expérimentaux mis en œuvre sont décrits. Ensuite l'analyse des mesures d'essais ainsi que le recalage des modèles développés précédemment sont présentés. Finalement, une synthèse de cette première partie des études expérimentales est effectuée.

3.1. Descriptif du puits de chute démonstrateur

3.1.1. Généralités

Dans les chapitres précédents, la problématique des atterrissages à grande vitesse (atterrissages durs) des hélicoptères ainsi que les modèles permettant d'expliquer le phénomène physique rencontré ont été présentés. Des études précédentes se sont appuyées sur des résultats de drop test d'hélicoptère impactant au sol avec une vitesse de l'ordre de 6m/s. Il s'agit dans cette étude de pouvoir analyser, proposer et valider expérimentalement des méthodes permettant de diminuer les oscillations et les efforts auxquels est soumise la poutre de queue lors de ces atterrissages à grande vitesse. Ainsi pour des raisons de faisabilité et de flexibilité, il était nécessaire de mettre en œuvre un puits de chute à échelle réduite qui permettait de reproduire des cas d'atterrissages durs en laboratoire tout en étant le plus proche possible des caractéristiques de l'appareil ; et de pouvoir expérimenter des méthodes anti-vibratoires afin de minimiser les efforts sur la poutre de queue lors de l'impact au sol.

Pour ce faire, un puits de chute à échelle réduite basé sur des similitudes mécaniques avec un appareil réel a été conçu et réalisé. Le schéma de la Figure 18 montre les correspondances mécaniques faites entre un hélicoptère et le puits de chute. Le système poutre de queue possède la même fréquence propre que la poutre de queue de l'hélicoptère considéré pour l'étude. Les taux d'amortissement de la suspension sont proches de ceux du train d'atterrissage réel. D'autre part pour des raisons techniques, seul le mouvement vertical prédominant lors d'un atterrissage, est étudié.

Le puits de chute dont les dimensions générales sont données sur la Figure 19 permet de simuler des atterrissages ayant des vitesses d'impact au sol allant jusqu'à 3,9 m/s. Les atterrissages étant considérés comme durs à partir de 1,9 m/s. Nous sommes dans des cas de chutes libres. Ainsi la vitesse d'impact est directement proportionnelle à la hauteur de chute de l'ensemble du système. Comme nous l'avons vu précédemment, la hauteur de chute considérée étant la distance séparant le point bas de la roue, noté P, et le sol. Compte tenu de la hauteur totale du puits de chute, la hauteur de chute maximale est de 760 mm.

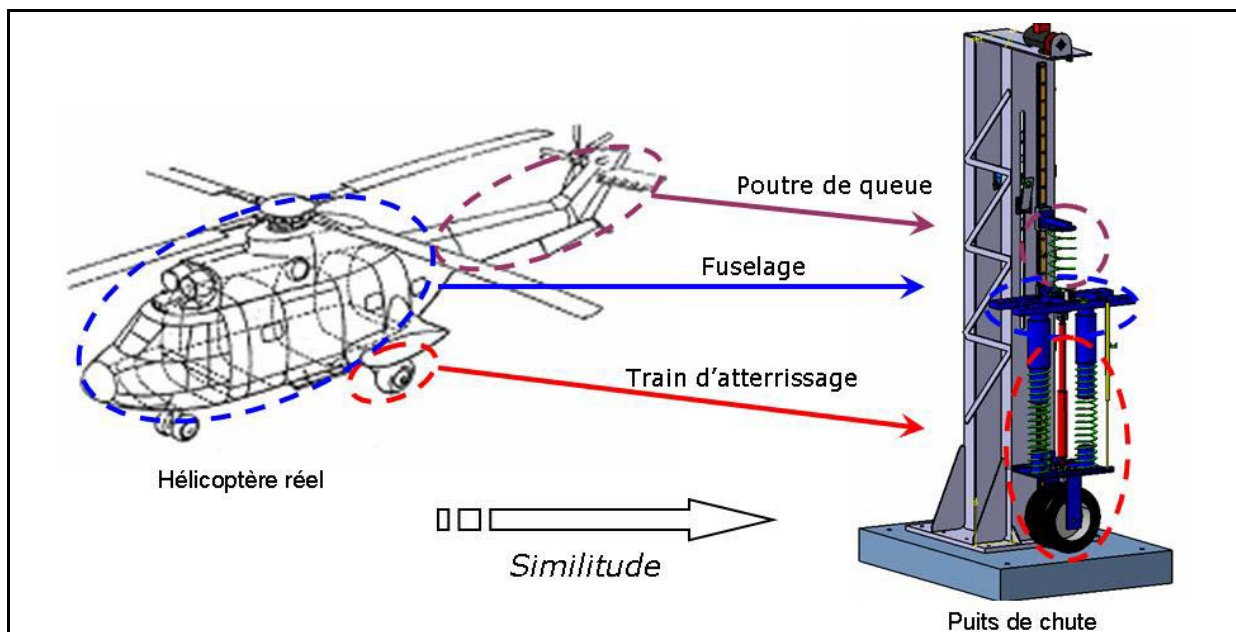


Figure 18 : Similitude appareil et puits de chute

Nous nous attachons maintenant à présenter les aspects mécaniques et les dispositifs d'acquisition et de mesures du puits de chute.

3.1.2. Aspects mécaniques

Le puits de chute se compose d'une partie fixe et d'une partie mobile. La partie fixe est constituée d'une potence réalisée en mécano soudé fixée sur un bloc de marbre réalisant le bâti du puits de chute. L'impact vertical au sol est assuré par un rail de guidage à chariots à billes fixé sur la partie frontale de la potence. Les chariots à billes sont fixés sur chaque

platine (masse). Un treuil assure le levage de la partie mobile. Le système de lâcher se compose d'un doigt mécanique sur lequel vient reposer la masse suspendue (m_s). Le doigt mécanique est actionné par un électroaimant, provoquant la chute de la partie mobile.

La partie mobile comprend un système équivalent à un train d'atterrissage, une masse suspendue (m_s) et un système mécaniquement équivalent à une poutre de queue d'un hélicoptère.

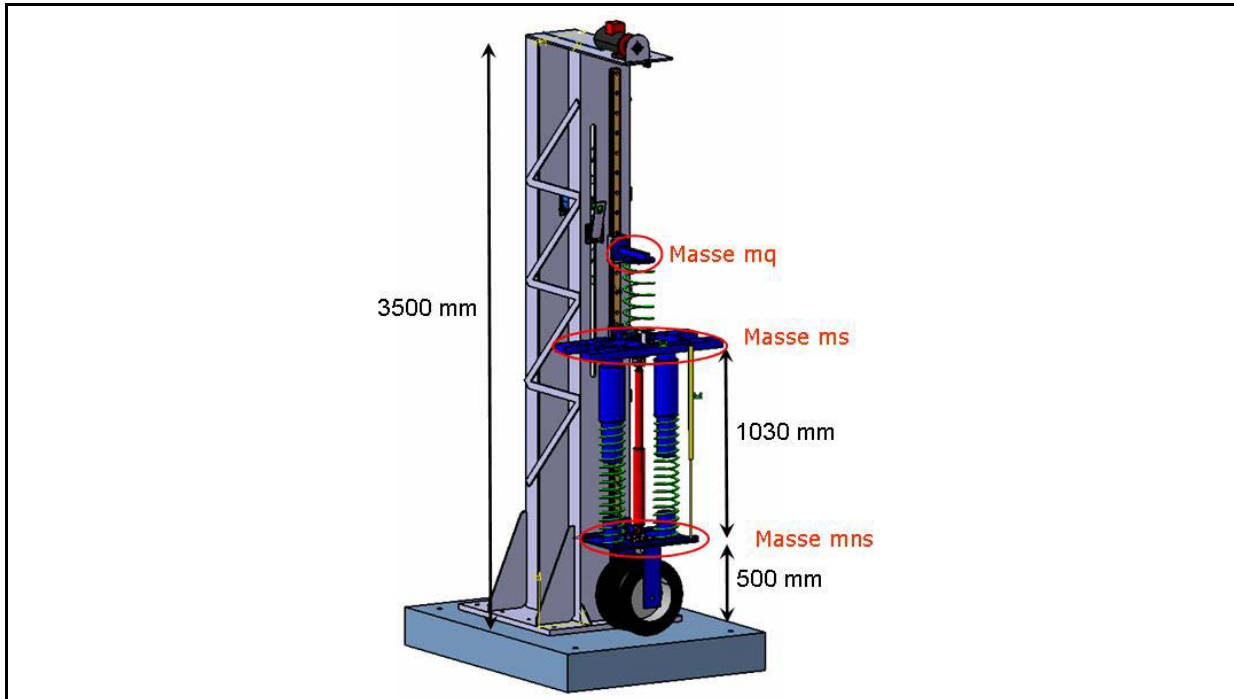


Figure 19 : Maquette numérique du puits de chute - dimensions et désignation des masses

Le système équivalent à un train d'atterrissage est composé d'une roue fixe, d'une masse non suspendue (m_{ns}) et d'une suspension. La roue est une roue de véhicule industriel de manutention capable de supporter des efforts importants et dont les dimensions réduites satisfont les contraintes dimensionnelles du puits de chute. La masse non suspendue (m_{ns}) correspond à la jambe d'un train d'atterrissage. Un train d'atterrissage classique comprend une raideur et un dispositif d'amortissement. La raideur est assurée par des chambres de gaz, généralement de l'azote. L'amortissement est assuré par un amortisseur hydraulique (par laminage d'huile) [CUR 88]. La raideur a pour rôle d'assurer la position statique de l'appareil, mais aussi d'emmagasiner puis de restituer l'énergie de l'atterrissage en vue de sa dissipation par l'amortisseur. Sur le puits de chute, afin de simplifier les procédures expérimentales et d'assurer le découplage physique entre la raideur et l'amortissement, des ressorts hélicoïdaux de compression assurant la raideur de la suspension, sont montés en parallèle d'un amortisseur hydraulique. Celui-ci d'une course totale de 300 mm possède par défaut deux chambres de gaz modélisées dans le chapitre 2. Une première chambre de gaz de pression initiale (p_{0cc}) égale à 5 bars, est située dans la partie inférieure de l'amortisseur et constitue une chambre de compensation du volume de tige de l'amortisseur. La seconde

chambre de gaz de pression initiale (p_{0rd}) égale à 1 bar, est située dans la tige de l'amortisseur et permet d'éviter les phénomènes de cavitation lors de la détente.

D'autre part, l'amortisseur possède des dispositifs mécaniques de réglage qui permettent d'ajuster les lois d'amortissements en effort/vitesse et en effort/déplacement pour les phases de compression et les phases de détente de l'amortisseur pour les basses et hautes vitesses.

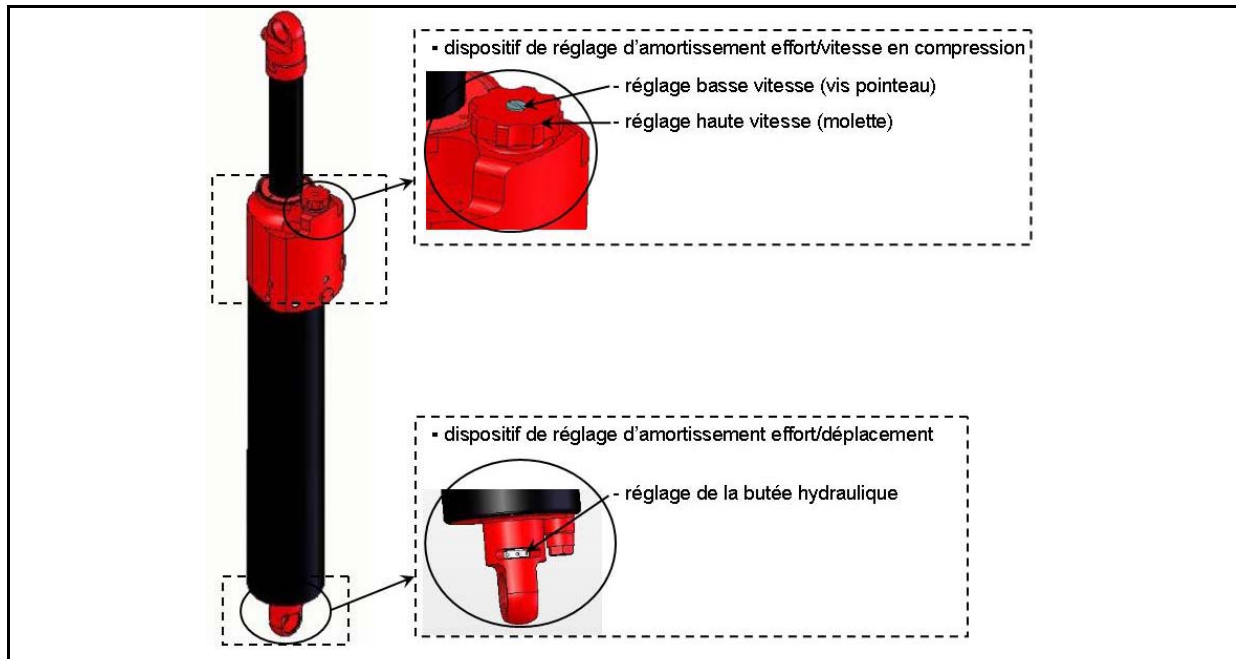


Figure 20 : Amortisseur hydraulique réglable

Le réglage des lois d'amortissement en effort/vitesse s'effectue grâce à un dispositif présenté sur la Figure 20. Ce dispositif se compose de deux systèmes de réglage coaxiaux. Une vis pointeau permet de régler la loi d'amortissement en basse vitesse (vitesse de tige comprise entre 0 et 0,3 m/s) par obturation de l'orifice de laminage. Les réglages en haute vitesse s'effectue par le vissage d'une molette qui précontraint le ressort de rappel d'un clapet hydraulique. L'amortisseur possède deux de ces dispositifs de réglage. Un premier dispositif est situé sur la partie extérieure du fût de l'amortisseur pour les réglages en compression (cf. Figure 20). Un second dispositif est localisé dans la tige de l'amortisseur pour les réglages en détente.

Les simulations d'un modèle numérique de l'amortisseur contenant les paramètres de réglage exposés précédemment, permettent de tracer les courbes des lois d'amortissement effort/vitesse en fonction de la hauteur de soulèvement du pointeau (dévissage de la vis) et la valeur de la précontrainte du ressort de rappel du clapet hydraulique (vissage de la molette).

Les courbes des lois d'amortissement effort/vitesse pour les différents réglages en basses et hautes vitesses en compression et en détente sont présentées sur les figures suivantes (cf. Figure 21 et Figure 22).

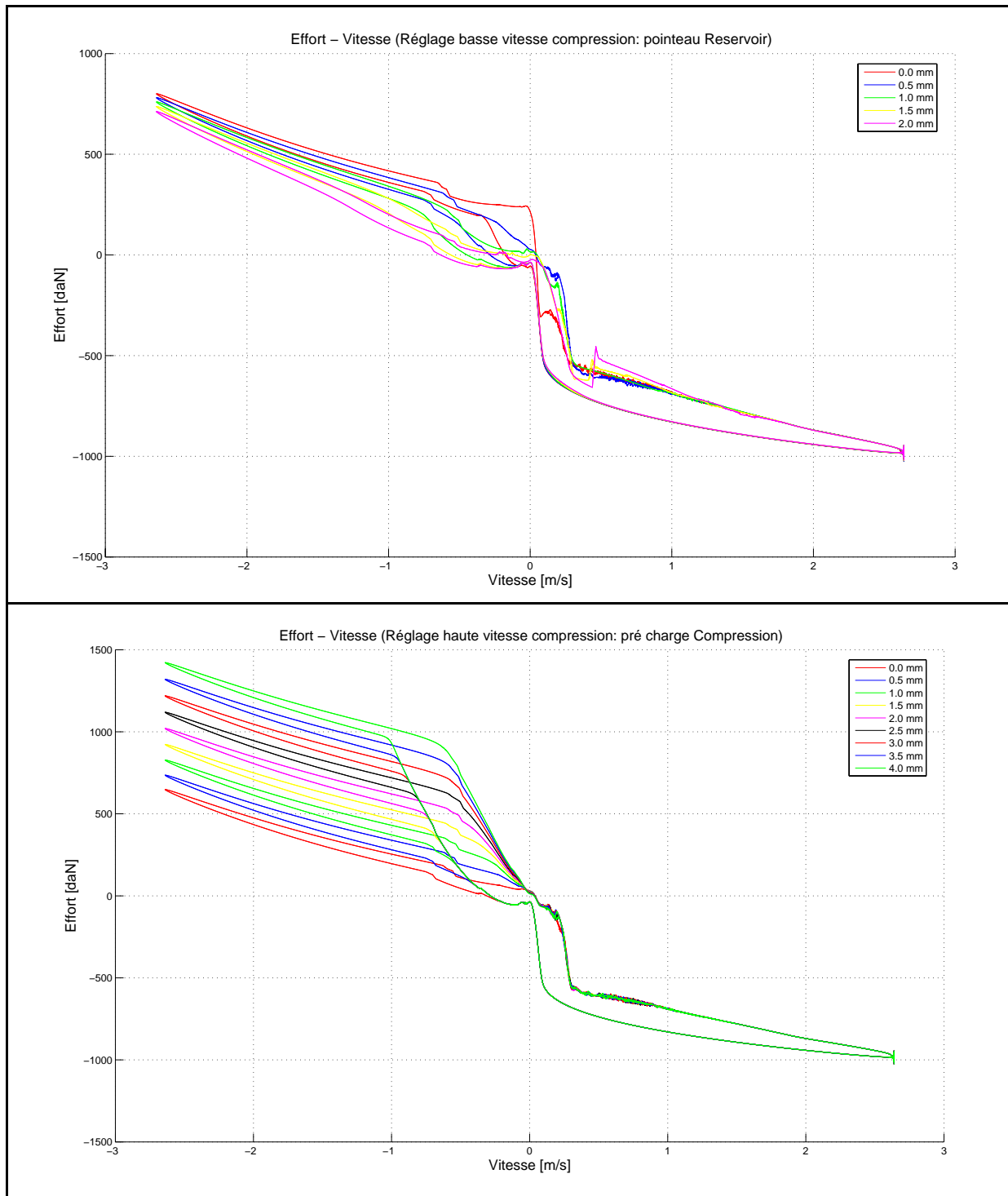


Figure 21 : Lois d'amortissement effort/vitesse - réglages basses et hautes vitesses en compression

Pour les réglages en basses vitesses, lorsque le soulèvement de la vis pointeau est nul, l'orifice de laminage est fermé. Le coefficient d'amortissement en basse vitesse, augmente avec la diminution de la hauteur de soulèvement.

Pour les réglages en hautes vitesses, lorsque l'écrasement du ressort du clapet hydraulique est nul, le clapet s'ouvre facilement. Le coefficient d'amortissement en haute vitesse, augmente avec l'augmentation de la précharge du ressort du clapet hydraulique.

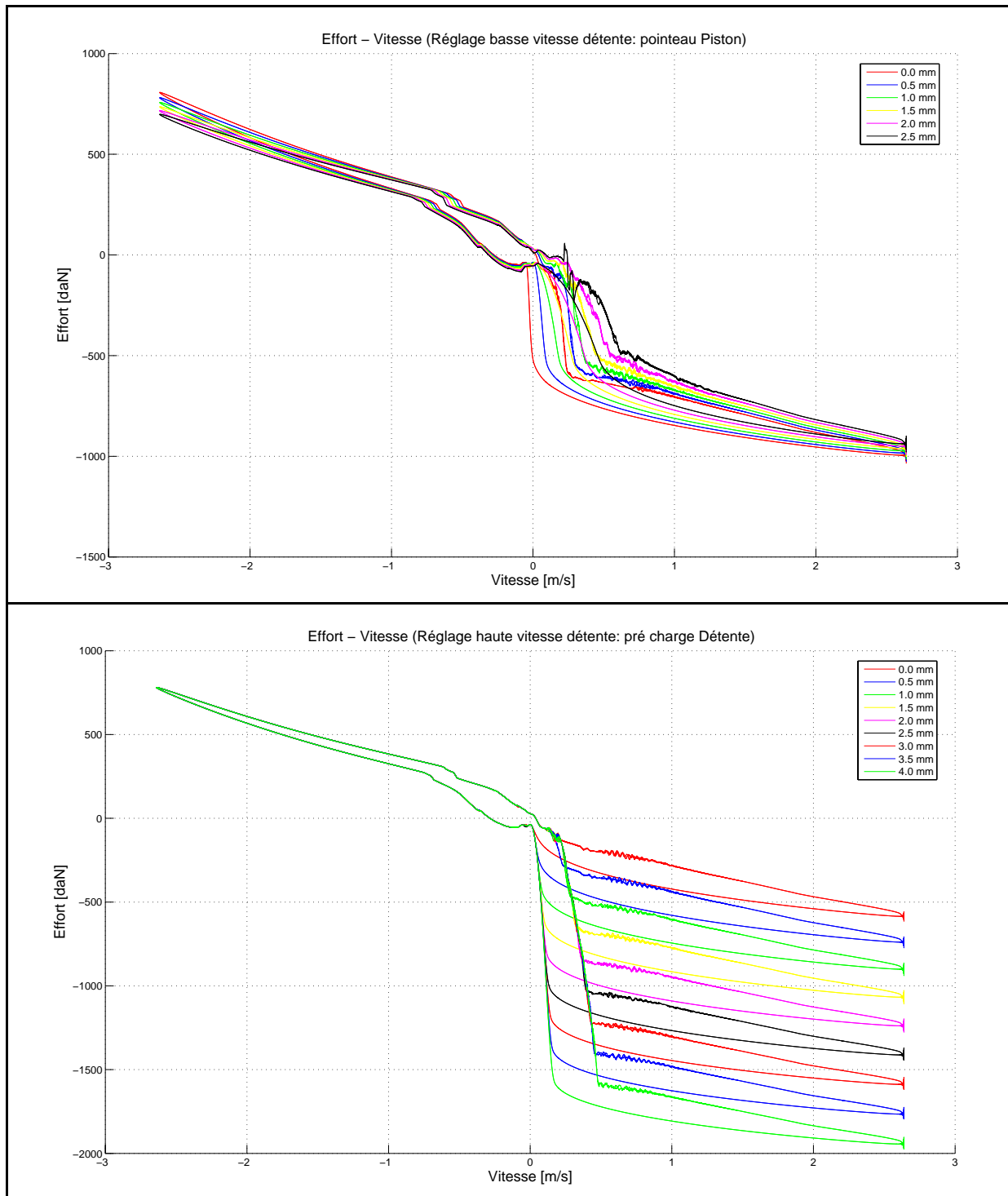


Figure 22 : Lois d'amortissement effort/vitesse - réglages basses et hautes vitesses en détente

Le réglage des lois d'amortissement en effort/déplacement s'effectue grâce à un dispositif présenté sur la Figure 20. Ce dispositif est une restriction proportionnelle au déplacement du piston de l'amortisseur. Cette restriction possède huit positions sélectionnées par l'intermédiaire d'une molette percée. En fonction de la position de la restriction, on vient agir sur la montée en perte de charge de l'amortisseur. Les courbes caractéristiques d'amortissement effort/déplacement sont présentées sur la Figure 23.

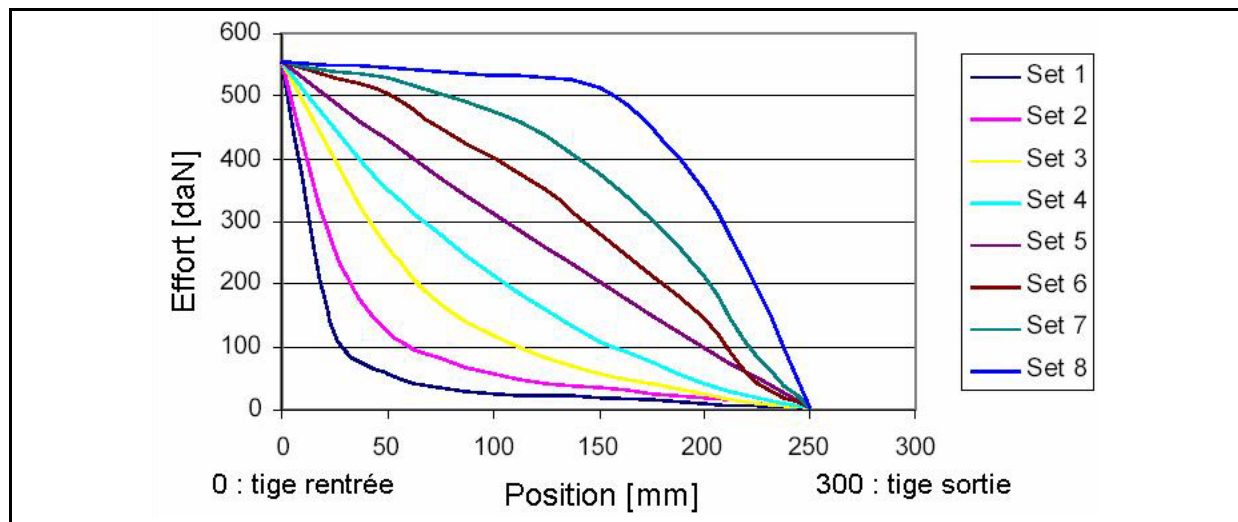


Figure 23 : Lois d'amortissement effort/déplacement - dispositif de butée hydraulique

Contrairement aux amortisseurs classiques réglables principalement en fonction de la vitesse, cet amortisseur permet d'adapter l'effort d'amortissement en fonction de la vitesse mais aussi en fonction de la position du piston. Cette flexibilité technologique permet de valider expérimentalement une méthode d'optimisation passive des trains d'atterrissage qui sera exposée dans la suite de ce mémoire (cf. chapitre 4).

La suspension précédemment décrite supporte une masse suspendue (m_s) qui représente la masse cabine d'un hélicoptère. De plus, un système masse ressort situé sur la masse suspendue, représente la poutre de queue. En outre, de par ses caractéristiques mécaniques (masse et raideur du ressort), celui-ci a été dimensionné de sorte que sa fréquence propre soit identique à celle de la poutre de queue d'un appareil réel considéré pour cette étude.

Les principales caractéristiques du puits de chute sont synthétisées dans le tableau suivant :

<i>Masse m_{ns}</i>	<i>70 kg</i>
<i>Masse m_q</i>	<i>7,3 kg</i>
<i>Masse m_s</i>	<i>200 kg</i>
<i>Raideur globale de la suspension (k_s)</i>	<i>20000 N/m</i>
<i>Raideur ressort du système poutre de queue (k_q)</i>	<i>15130 N/m</i>

Tableau 1 : Caractéristiques du puits de chute

Nous venons de présenter les différents constituants mécaniques composant le puits de chute. Il s'agit maintenant de connaître les dispositifs d'acquisition et d'instrumentation mis en œuvre sur le puits de chute.

3.1.3. Dispositifs d'acquisition et instrumentation

Les localisations des différents capteurs équipant le puits de chute sont précisées sur les photos de la Figure 24. Chaque masse est équipée d'un accéléromètre capacitif. Un capteur

inductif de déplacement est monté en parallèle de la suspension afin de mesurer sa course. Un capteur d'effort, monté en série de l'amortisseur, mesure l'effort transmis. Les plages de mesures des différents capteurs sont répertoriées dans le Tableau 2.

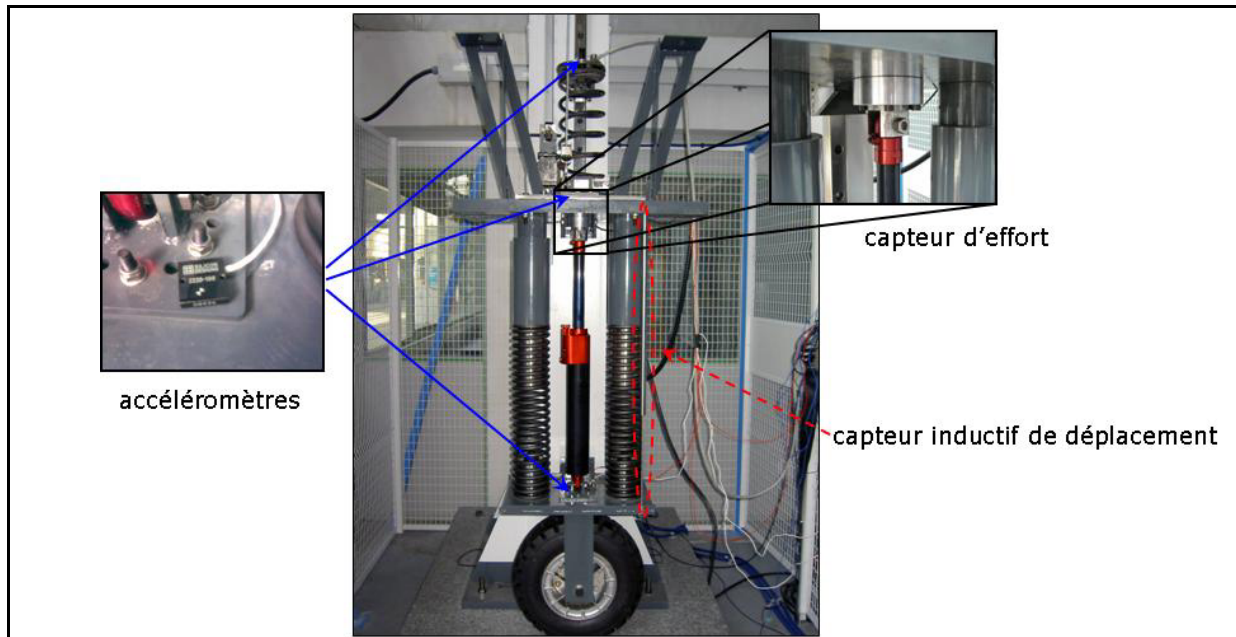


Figure 24 : Instrumentation du puits de chute

	Plage de mesures
<i>Accéléromètre capacitif de la masse mns</i>	0 à 50 g
<i>Accéléromètre capacitif de la masse mq</i>	0 à 20 g
<i>Accéléromètre capacitif de la masse ms</i>	0 à 20 g
<i>Capteur inductif de déplacement</i>	0 à 350 mm
<i>Capteur d'effort</i>	± 25000 N

Tableau 2 : Caractéristiques des capteurs - plage de mesures

Les capteurs sont reliés à un ordinateur équipé d'une carte dSPACE qui permet de faire l'acquisition des mesures à une fréquence d'échantillonnage de 4000 Hz. De plus cette carte permet de faire de la commande de systèmes tels que cela sera exposé dans la suite de ce mémoire (cf. chapitre 5). Des filtres numériques passe-bas de fréquence de coupure égale à 30 Hz filtrent les bruits des signaux de mesures. De plus afin de réduire significativement les bruits des signaux de mesures provenant des accéléromètres, des filtres analogiques passe-bas de fréquence de coupure 30 Hz ont été réalisés et implantés sur la chaîne de mesure.

En outre, une interface utilisateur a été développée afin de pouvoir visualiser en temps réel les mesures. D'autre part, afin de synchroniser le lâcher du système et le début des acquisitions, ces deux actions sont déclenchées via l'ordinateur grâce un bouton de lâcher programmé dans l'interface utilisateur.

Le puits de chute étant opérationnel et fonctionnel, une première campagne d'essais a été menée afin de pouvoir comparer le phénomène réel aux simulations présentées précédemment

dans le chapitre 2. D'autre part dans l'optique de l'étude de méthodes d'optimisation passive et active de minimisation des vibrations du système poutre de queue, il était nécessaire de disposer d'un modèle proche du système physique utilisé sur le puits de chute pour développer les différentes méthodes anti-vibratoires avant de pouvoir les mettre en œuvre et les valider expérimentalement sur le puits de chute.

Ainsi dans un premier temps, nous allons présenter une analyse des mesures du système sur puits de chute ; ensuite un travail de recalage du modèle à partir de résultats d'essais sera proposé.

3.2. Analyse des essais sur puits de chute

Les simulations des modèles précédemment exposés au cours du chapitre 2 nous ont permis de comprendre et d'expliquer l'excitation du système poutre de queue lors de l'impact au sol. Nous avons pu voir que la forme temporelle particulière de l'excitation transmise par le train d'atterrissage à la cabine de l'hélicoptère ainsi que le couplage mécanique existant entre celle-ci et la poutre de queue étaient responsables du pic d'accélération au niveau de la poutre de queue. En effet, une double bosse, présente sur l'effort transmis par le train d'atterrissage, d'une durée d'environ 0,130 s vient exciter le système poutre de queue dans une plage de fréquence proche de sa fréquence propre. Le pic d'accélération ainsi créé, génère un pic d'effort menant à un niveau élevé de contraintes au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue ; ce qui porte atteinte à l'intégrité de la structure de l'hélicoptère. Ainsi comme nous l'avons vu précédemment, nous cherchons dans cette étude à minimiser le pic d'accélération (pic d'effort) au niveau du système poutre de queue lors des atterrissages.

Dans un premier temps, notre travail a été basé sur des simulations. Compte tenu de la mise en place d'un puits de chute précédemment décrit, nous allons ici analyser ce qui se passe dans la réalité sur le puits de chute afin de corroborer nos premières analyses établies à partir des résultats de simulations. Pour ce faire, nous avons effectué des chutes libres du système équivalent à un hélicoptère à l'aide du puits de chute.

De par ses caractéristiques géométriques et mécaniques, le puits de chute nous permet d'effectuer des chutes d'une hauteur de chute pouvant aller jusqu'à 760 mm ; ce qui correspond à une vitesse d'impact de l'ordre de 3,9 m/s. De plus de par son système de lâcher qui bloque la masse suspendue (ms), équivalente à la cabine d'un hélicoptère, le système se trouve dans une configuration identique à un hélicoptère en phase d'atterrissage. En effet la poutre de queue est soumise à son propre poids et le train d'atterrissage est complètement détendu. Plusieurs cas de chutes de hauteurs de chute différentes ont été réalisés. Ici nous présentons les résultats d'essais d'une chute de hauteur égale à 400 mm (cf. Figure 25).

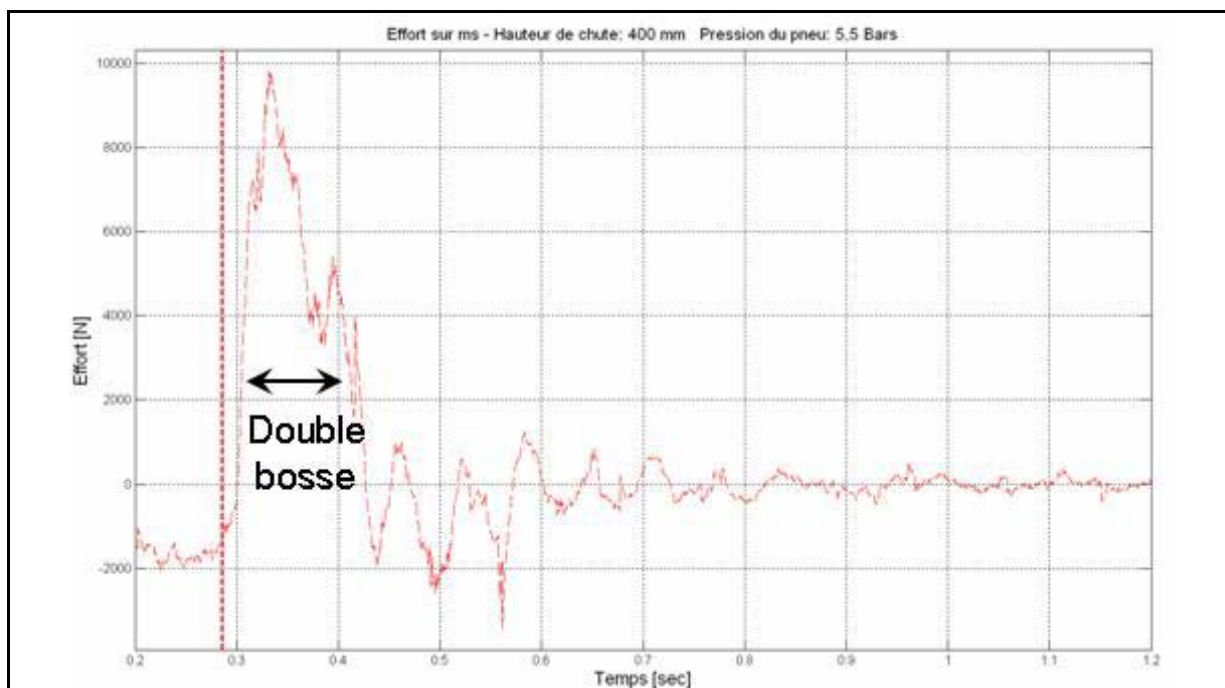


Figure 25 : Courbe de mesure d'effort sur ms - $h_{chute}=400$ mm

Nous constatons que la forme de l'effort s'exerçant sur la masse suspendue (ms) est similaire à celui que nous obtenions sur les courbes d'effort à partir des simulations. De plus les amplitudes des pics d'effort sont du même ordre de grandeur que ceux des simulations. De même, la double bosse de la phase de compression a une durée d'environ 0,13 s. Cela justifie l'excitation du système poutre de queue dont la courbe de mesure d'accélération de la masse m_q est présentée dans la suite (cf. Figure 26). Le comportement du système réel se différencie toutefois sur la phase de détente (à partir du temps $t=0,4s$), où nous constatons des oscillations sur la courbe d'effort. Ces oscillations pouvant être expliquées par les oscillations du pneumatique et les chocs engendrés dans le système par les chariots de guidage et les ressorts mécaniques de la suspension heurtant leurs plots de guidage respectifs. De manière identique aux simulations, nous pouvons constater le terme du poids de la masse suspendue durant la phase de chute libre se situant juste avant le trait vertical discontinu qui marque l'impact au sol. Les premiers essais de chutes corroborent les résultats obtenus à partir des simulations des modèles développés qui semblent prédire correctement le comportement dynamique du système réel utilisé sur le puits de chute. Toutefois il existe des écarts entre les modèles et le système. Un recalage des modèles à partir des essais est alors nécessaire.

3.3. Recalage du modèle analytique non linéaire

Dans le chapitre précédent (cf. chapitre 2), nous avons exposé une modélisation multi-corps définie à partir des caractérisations expérimentales des sous-systèmes constituant la

partie mobile étudiée sur le puits de chute. Nous avons vu que ce modèle était proche des modèles analytiques proposés qui nous permettent de prédire le comportement dynamique du système. En effet les simulations des modèles développés ont été validées précédemment par les essais menés sur le puits de chute. Toutefois nous avons pu constater que certains paramètres des modèles analytiques tels que le taux d'amortissement du système poutre de queue, le taux d'amortissement en compression et en détente de la suspension et la raideur équivalente de la suspension doivent être affinés. Ainsi un recalage à partir des mesures sur puits de chute est nécessaire.

Afin de procéder au recalage du modèle analytique non linéaire, nous avons effectué plusieurs essais de chutes à différentes hauteurs. Les différents capteurs présentés précédemment mesurent les accélérations de chaque masse de la partie mobile (mns, mq et mns), l'effort transmis par l'amortisseur et la course de la suspension. A partir des mesures d'accélérations des masses du système poutre de queue (mq) et de la masse suspendue (ms), les taux d'amortissement du système poutre de queue et de la suspension ont été déterminés par une méthode graphique du décrément logarithmique. Dans la suite de cette partie afin d'alléger le document, seuls les calculs pour estimer le taux d'amortissement du système poutre de queue du puits de chute seront exposés.

Prenons l'exemple d'une chute de hauteur égale à 400 mm ce qui correspond à une vitesse d'impact de l'ordre de 2,8 m/s. Nous obtenons la mesure de l'accélération de la masse poutre de queue :

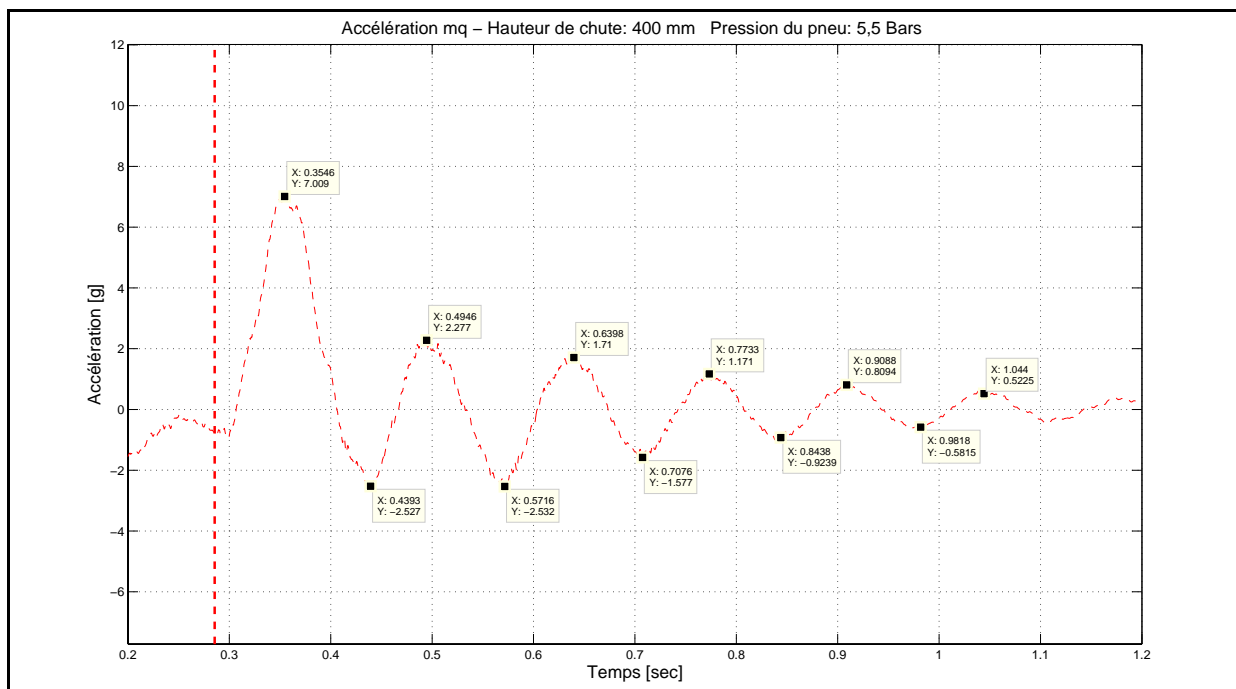


Figure 26 : Courbe de mesure de l'accélération de la masse mq - $h_{chute}=400$ mm

Nous mesurons une accélération relative. Lors de la chute, celle-ci a une valeur moyenne de -1 g. L'impact au sol étant identifié par un trait vertical rouge discontinu.

Afin de déterminer le taux d'amortissement du système poutre de queue du puits de chute, nous commençons par mesurer sa pseudo-période à partir des résultats d'essais de la Figure 26. La pseudo-période du système poutre de queue, notée T_{pq} , est égale à 0,14 s. Nous pouvons donc en déduire la pseudo-pulsation du système poutre de queue à partir de l'équation suivante :

$$\omega_{pq} = \frac{2 \cdot \pi}{T_{pq}} \quad (3.1)$$

Par application numérique, nous obtenons que la pseudo-pulsation du système poutre de queue, notée ω_{pq} , est égale à 44,88 rad/s. Il s'agit ensuite de calculer la décroissance logarithmique moyenne de l'accélération de la masse poutre de queue (mq). Pour cela, nous relevons l'amplitude de chaque pic de la courbe d'accélération (cf. Figure 26). La décroissance logarithmique est calculée à partir de l'équation suivante :

$$\delta = \ln \left(\frac{x(t)}{x(t + T_{pq})} \right) \quad (3.2)$$

Avec δ , décroissance logarithmique. Les valeurs $x(t)$ et $x(t + T_{pq})$ sont respectivement l'amplitude d'un pic d'accélération à un instant t quelconque et l'amplitude du pic d'accélération à l'instant $t + T_{pq}$. A partir des valeurs relevées sur la courbe de la Figure 26, nous calculons chaque décroissance logarithmique et nous en déduisons que la décroissance logarithmique moyenne est de $\delta_{moyenne} = 0,44$.

Nous déterminons ensuite le paramètre d'amortissement du système, noté λ_{amort} , à l'aide de l'équation suivante :

$$\lambda_{amort} = \frac{\delta_{moyenne}}{T_{pq}} \quad (3.3)$$

A partir des calculs précédents, nous avons que $\lambda_{amort} = 3,11 \text{ s}^{-1}$.

La pulsation propre du système poutre de queue, notée ω_{0q} , s'explique de la manière suivante :

$$\omega_{0q} = \sqrt{\omega_{pq}^2 + 2\pi \cdot \lambda_{amort}^2} \quad (3.4)$$

Par application numérique, nous avons que $\omega_{0q} = 44,99 \text{ rad/s}$ soit $f_{0q} = 7,16 \text{ Hz}$.

Le taux d'amortissement du système poutre de queue, noté α_q , est déduit par :

$$\alpha_q = \frac{\lambda_{\text{amort}}}{\omega_{0q}} \quad (3.5)$$

Nous obtenons que le taux d'amortissement du système poutre de queue du démonstrateur est égal à 7%. La fréquence propre déduite des mesures est de 7,16 Hz. Elle diffère de la fréquence théorique calculée de 7,25 Hz. Cet écart est dû à la différence du taux d'amortissement entre la modélisation et le démonstrateur.

En utilisant la mesure d'accélération de la masse suspendue m_s et la mesure de la course de la suspension, les taux d'amortissement de la suspension en compression et en détente ont pu être estimés. Le taux d'amortissement de la suspension en compression, noté α_{comp} , a pu être estimé à 60%. Le taux d'amortissement de la suspension en détente, noté α_{det} , a pu être estimé à 90%.

D'autre part, à partir des analyses de la mesure de l'effort transmis par la suspension et de la mesure de la course de la suspension, nous avons pu recalibrer les modèles de manière empirique, la raideur équivalente de la suspension, en agissant sur les valeurs numériques des pressions initiales des deux chambres de gaz de l'amortisseur (cf. partie 3.1.2). En effet, la raideur équivalente de la suspension influence la montée en effort et la forme de la course de la suspension, mais aussi elle définit la course statique de la suspension.

Ainsi après recalage de ces valeurs dans le modèle analytique du système, nous obtenons les comparaisons suivantes entre les mesures et les simulations (cf. Figure 27 et Figure 28) :

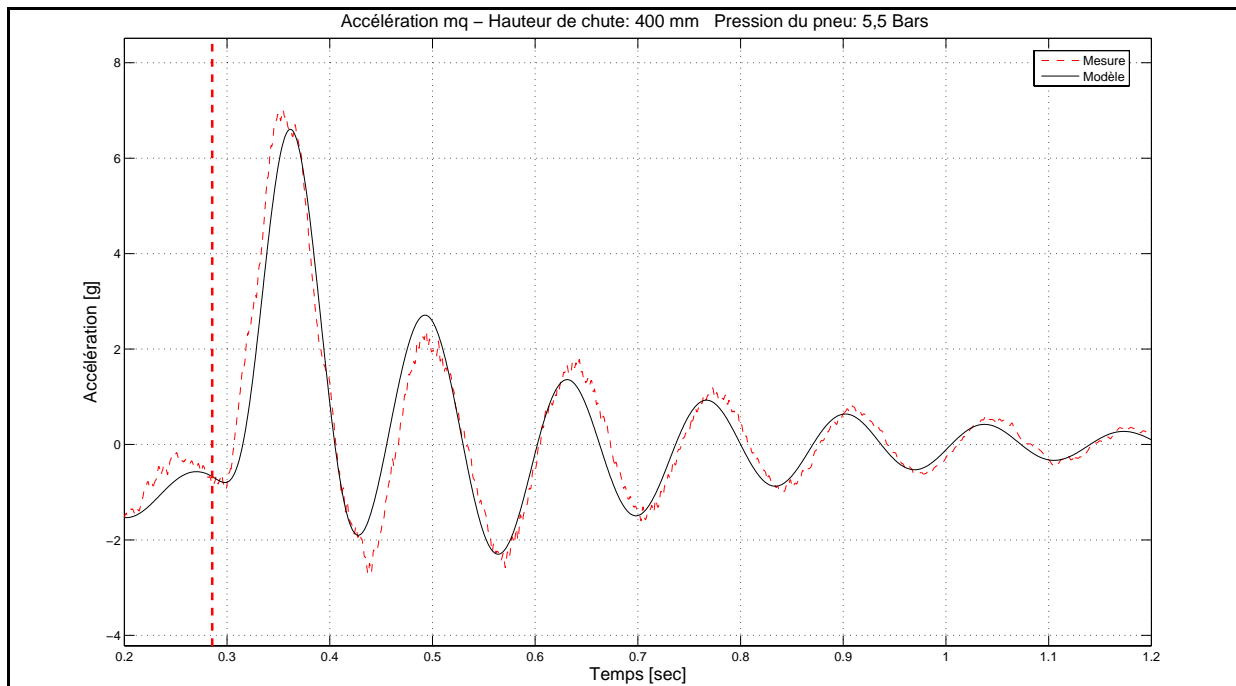


Figure 27 : Accélération de la masse mq - comparaison mesure et simulation du modèle

Sur la Figure 27, nous comparons la mesure et la simulation de l'accélération de la masse poutre de queue (mq). Nous constatons un décalage temporel entre la mesure et la courbe de simulation. Ce décalage s'explique par des frottements au niveau du rail de guidage. Toutefois la courbe de simulation de l'accélération de la masse poutre de queue (mq) approche de manière satisfaisante la courbe provenant des essais.

Analysons maintenant les résultats de recalage sur la course de la suspension.

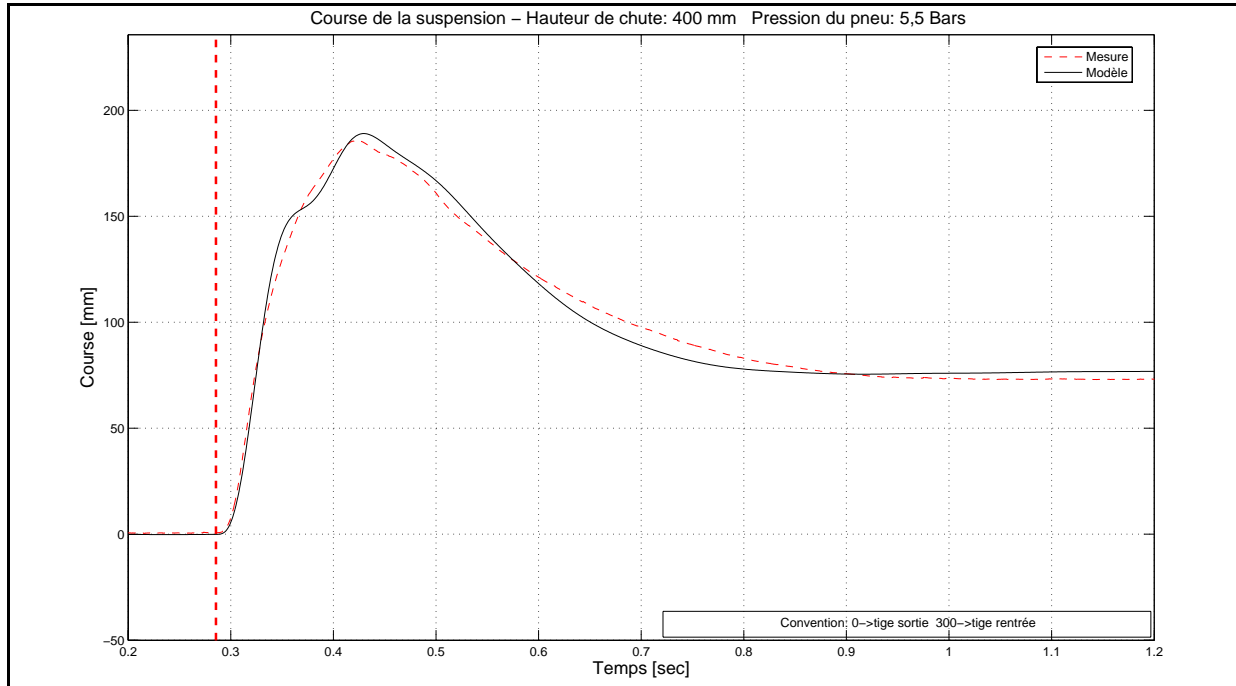


Figure 28 : Course de la suspension - comparaison mesure et simulation du modèle

Sur la Figure 28, nous comparons la mesure et la simulation de la course de la suspension. Pendant la chute, la suspension est complètement détendue. Conformément à la convention choisie pour cette étude, nous avons une course nulle lorsque la suspension est complètement détendue (tige amortisseur sortie). Pour une course de 300 mm, la suspension est complètement comprimée (tige amortisseur rentrée). Nous remarquons un écart d'environ 3,8 mm sur la valeur de la course statique entre la mesure et la courbe de simulation. Cet écart se traduit par une faible erreur de l'ordre de 5% sur la course statique entre la mesure et la courbe de simulation. De plus dans la phase de détente de l'amortisseur, nous notons au maximum un écart de 10% entre la mesure et la courbe de simulation.

Toutefois malgré le décalage temporel sur l'accélération de la poutre de queue et l'écart au maximum de 10% lors de la phase de détente de la suspension entre la mesure et la courbe de simulation sur la course de la suspension, nous obtenons une bonne corrélation entre la modélisation et le système réel sur le puits de chute.

3.4. Bilan et synthèse

Ce chapitre a présenté les moyens expérimentaux mis en œuvre lors de ces travaux de recherche ainsi qu'une première partie des études expérimentales menées sur l'étude d'un système mécanique complexe qu'est l'hélicoptère, quand celui-ci est soumis à un impact vertical à grande vitesse. Dans un premier temps, la description des caractéristiques du puits de chute et des divers éléments le constituant nous a permis de positionner celui-ci par rapport à un atterrissage d'un hélicoptère. En effet de par les similitudes mécaniques mises en œuvre sur la partie mobile du puits de chute, nous pouvons reproduire le comportement dynamique de l'hélicoptère considéré pour l'étude qui atterrirait avec une vitesse verticale d'impact au sol élevée. De plus de par les possibilités de réglage de l'amortisseur, nous avons une grande flexibilité en terme de configuration du système équivalent à un train d'atterrissage. Cette flexibilité nécessaire a été mise en place afin de pouvoir tester expérimentalement les méthodes d'optimisation passive d'un train d'atterrissage qui sont présentées dans le chapitre suivant (cf. chapitre 4).

Ensuite dans une seconde partie, une première campagne d'essais de chutes du système passif a permis de corroborer les observations effectuées lors des simulations de chutes des modèles. En effet nous constatons la présence d'une double bosse sur l'effort transmis à la masse suspendue (ms) qui représente la cabine de l'hélicoptère. Cette double bosse d'une durée de 0,13 s vient exciter le système poutre de queue dans une bande de fréquence proche de sa fréquence propre. Ainsi dans la suite de ce mémoire, des méthodes passives et actives de maîtrise de l'effort transmis par le train d'atterrissage à la cabine sont étudiées et validées de manière théorique à l'aide de simulations de chutes et expérimentalement sur le puits de chute.

Afin de développer les méthodes d'optimisation du train d'atterrissage, il était nécessaire d'avoir une modélisation représentant précisément le système du puits de chute et permettant de prédire le comportement dynamique du système quelque soit la hauteur de chute. Dans cette optique, un recalage du modèle a été effectué à partir de résultats d'essais sur puits de chute. Utilisant des méthodes graphiques du décrétement logarithmique, nous avons pu recaler de manière satisfaisante les paramètres d'amortissement et de raideur des modèles analytiques avec une erreur moyenne de l'ordre de 7%.

Nous disposons ainsi de moyens expérimentaux avec les modèles associés permettant de prédire le comportement dynamique d'un système mobile testé sur le puits de chute et mécaniquement équivalent à un hélicoptère. Dans la suite de cette étude, nous nous attachons donc à l'étude et au développement de méthodes d'optimisation passive et active du train d'atterrissage permettant de minimiser le premier pic d'accélération du système poutre de queue lors de l'impact au sol.

CHAPITRE 4

Optimisation passive des trains d'atterrissage

SOMMAIRE

4.1. Développement d'une méthode d'optimisation passive	69
4.1.1. Généralités.....	69
4.1.2. Analyse et identification des paramètres d'optimisation des trains d'atterrissage.....	69
4.1.3. Proposition d'une méthode d'optimisation passive	83
4.2. Analyse et validation expérimentale de la méthode d'optimisation passive proposée	85
4.2.1. Analyse théorique.....	86
4.2.2. Analyse et validation expérimentale.....	89
4.3. Application industrielle	96
4.4. Bilan et synthèse.....	97

Comme nous l'avons vu dans les chapitres précédents, lors de l'impact au sol au cours d'un atterrissage à grande vitesse, les trains d'atterrissage chargés de dissiper l'énergie d'impact, transmettent au fuselage de l'appareil une force qui vient exciter l'ensemble de l'hélicoptère.

Dans ce chapitre, nous nous proposons d'étudier et d'analyser les paramètres d'un train d'atterrissage qui déterminent l'effort transmis à la structure. Ces paramètres correctement identifiés, nous proposons une méthode d'optimisation passive des trains d'atterrissage. Cette méthode sera déterminée via une étude paramétrique des simulations effectuées à partir des modèles analytiques et multi-corps du système. Ensuite, cette méthode d'optimisation sera analysée et validée expérimentalement sur le puits de chute du chapitre précédent.

4.1. Développement d'une méthode d'optimisation passive

4.1.1. Généralités

Afin de déterminer une méthode d'optimisation passive des trains d'atterrissage, il convient d'identifier les paramètres influents d'un train d'atterrissage et de comprendre le comportement dynamique d'un appareil lors d'un atterrissage. Dans un premier temps, il s'agit d'étudier les composants d'un train d'atterrissage et d'analyser l'effort transmis par le train d'atterrissage à la structure. Ensuite nous identifierons les paramètres sur lesquels nous pouvons agir et nous effectuerons une étude de l'influence des paramètres du train d'atterrissage sur le comportement dynamique du système train d'atterrissage/cabine/poutre de queue. Cette étude est construite à partir des simulations numériques des modèles analytiques et multi-corps développés lors de ces travaux de recherche et présentés précédemment dans ce mémoire (cf. chapitre 2).

L'identification des paramètres influents et les résultats des simulations nous permettront de définir une stratégie d'optimisation passive des trains d'atterrissage. Compte tenu de l'existence du modèle numérique paramétrable de l'amortisseur utilisé sur le puits de chute ainsi que l'existence de modèles recalés du système train d'atterrissage/cabine/poutre de queue, nous effectuerons des simulations du comportement dynamique du système impactant au sol pour les différentes configurations de réglage des lois d'amortissement effort/vitesse pour les basses et hautes vitesses en compression.

4.1.2. Analyse et identification des paramètres d'optimisation des trains d'atterrissage

Comme nous l'avons vu précédemment, un train d'atterrissage à l'instar des suspensions de véhicules de transport, possède une raideur et un amortissement. La raideur permet

d'emmagasiner et de restituer l'énergie à dissiper lors d'une sollicitation mécanique de la suspension. La raideur assure aussi la hauteur statique de l'appareil ou du châssis d'un véhicule. L'amortissement permet de dissiper l'énergie sous forme de chaleur. Compte tenu de ces aspects, ces deux caractéristiques principales ont une influence sur le confort des passagers et le comportement dynamique des aéronefs ou des véhicules. Dans son étude, Moreau nous présente un état de l'art des suspensions automobiles ainsi qu'une analyse de l'influence des suspensions dans le comportement dynamique d'un véhicule [MOR 01]. En partant des suspensions traditionnelles pour aller jusqu'aux suspensions CRONE, l'auteur aborde les aspects confort et tenue de route. La suspension est en effet l'interface entre le châssis et la route, ses caractéristiques influent directement sur la transmission des efforts à la structure. Pour les véhicules, la tenue de route est définie comme étant l'aptitude que possède un véhicule à suivre plus ou moins facilement la trajectoire imposée par le conducteur [MOR 01]. La tenue de route dépend :

- de la position du centre de gravité du véhicule.
- de la position du centre de poussé.
- de la direction et de la géométrie des trains avant et arrière.
- des suspensions.
- de l'adhérence des pneumatiques en fonction de la route.

Le point essentiel de la tenue de route est la force de contact de la voiture sur la route [HRO 88]. Cette force de contact est fonction des pneumatiques mais aussi de l'effort qu'exerce la suspension sur l'axe de la roue. Une voiture avec une raideur de suspension élevée, possédera une bonne tenue de route, lui conférant un aspect nerveux sur la conduite du véhicule. C'est notamment le cas des voitures sportives. Celles-ci ont une excellente tenue de route, toutefois elles sont peu confortables. En effet, le confort est directement lié à l'accélération du châssis. De faibles niveaux d'accélérations assurent le confort. Pour obtenir cela, Yue et al. [YUE 89] et Hedrick [HED 90] ont montré que la diminution de l'accélération passe par une augmentation de la course de la suspension. Une augmentation de la course de l'amortisseur se traduit par une diminution de la raideur et une diminution du coefficient d'amortissement. Toutefois cela est générateur de problèmes. En effet si on augmente la course de la suspension en vue d'augmenter le confort, on risque de venir en butée de l'amortisseur ce qui entraînerait des chocs. D'autre part, la notion de confort est directement liée à la physiologie du corps humain. L'inconfort d'un passager ou le mal des transports se situe dans les excitations en basse fréquence aux alentours des 0,8 Hz. Or une grande diminution de la raideur conduit à un abaissement des fréquences de pompage du véhicule dans une plage de fréquences comprises entre 0,8 Hz et 1,6 Hz. Ainsi un compromis entre la tenue de route et le confort est véritablement le cœur du problème pour les constructeurs de suspensions automobiles. Si nous synthétisons la fonctionnalité d'une

suspension de véhicule, la fonction d'une suspension est d'assurer une bonne isolation vibratoire de l'habitacle vis-à-vis des sollicitations de la route et de maintenir un bon contact au sol pour contrôler le véhicule toute en sécurité.

Dans le cas des aéronefs, la situation est légèrement différente. En effet, comme nous l'avons vu dans le chapitre 1, la géométrie de l'ensemble suspension diffère. Un aéronef contrairement à un véhicule, ne comporte que trois points de contact avec le sol. Néanmoins avec l'augmentation de la masse des aéronefs, dans certains cas plusieurs trains d'atterrissage sont nécessaires. Actuellement dans la majorité des cas, un ensemble train d'atterrissage se compose d'un train d'atterrissage auxiliaire et de deux trains d'atterrissage principaux. Le train d'atterrissage auxiliaire est placé à l'avant du centre de gravité de l'appareil ; et les trains d'atterrissages principaux sont montés à l'arrière du centre de gravité et symétriquement par rapport à l'axe longitudinal de l'appareil. On peut distinguer plusieurs phases de fonctionnement des trains d'atterrissage. En position statique, ceux-ci assurent la garde au sol de l'appareil. Ensuite lors des phases de roulage, ceux-ci jouent le rôle de suspensions, assurant ainsi l'isolement vibratoire de la cabine et la stabilité de l'appareil (tenue de route). La troisième phase considérée dans cette étude, concerne l'atterrissage. Lors de cette phase, les trains d'atterrissage sont chargés d'absorber et de dissiper l'énergie d'impact de l'appareil avec le sol. Ils transmettent alors une force verticale d'excitation à la structure. Comme nous l'avons vu précédemment compte tenu de la forme et de l'amplitude de l'effort transmis, la structure encaisse des vibrations et des efforts structuraux qui peuvent porter atteinte à sa pérennité. Dans le cas des hélicoptères équipés de trains d'atterrissage à roue, les phases de roulage sont limitées. Les deux phases qui dimensionnent les trains d'atterrissage sont la position statique et la phase d'atterrissage. Nous étudions ici les phases d'atterrissage et nous survolerons les aspects position statique de l'hélicoptère. Analysons tout d'abord les caractéristiques des trains d'atterrissage qui influencent ces deux phases de fonctionnement.

D'un point de vue technologique, traditionnellement la raideur sur les automobiles est assurée soit par des ressorts mécaniques hélicoïdaux montés en parallèle de l'amortisseur soit par des ressorts pneumatiques [MOR 01] dans le cas de suspensions oléopneumatiques. Sur les trains d'atterrissage, des chambres de gaz assurent la raideur [CUR 88]. Le gaz utilisé dans les amortisseurs oléopneumatiques est généralement de l'azote. Celui-ci étant un gaz inerte et stable, il conserve une pression plus constante. Les trains d'atterrissage sont des amortisseurs oléopneumatiques. Comme nous pouvons le voir sur la Figure 29, les chambres de gaz sont en série de l'amortisseur. Sur les suspensions de véhicules ou de motocyclettes utilisant des amortisseurs oléopneumatiques (ressorts pneumatiques), un piston sépare les chambres hydrauliques et les chambres de gaz. En effet les suspensions automobiles étant soumises en permanence à des sollicitations sinusoïdales, afin d'éviter l'émulsion entre l'huile et le gaz on met en place un piston séparateur. Une émulsion huile/gaz signifierait la présence de bulles d'air dans les chambres hydrauliques, entraînant un mauvais fonctionnement du

laminage de l'huile et donc la perte de l'amortissement. Sur les trains d'atterrissage, il n'y a pas de piston séparateur entre les chambres hydrauliques et les chambres de gaz. Les trains d'atterrissage n'étant pas soumis à des sollicitations permanentes, le risque d'émulsion est très faible. D'autre part, les chambres de gaz étant situées dans la partie haute de l'amortisseur, ceci limite aussi le risque d'émulsion huile/gaz.

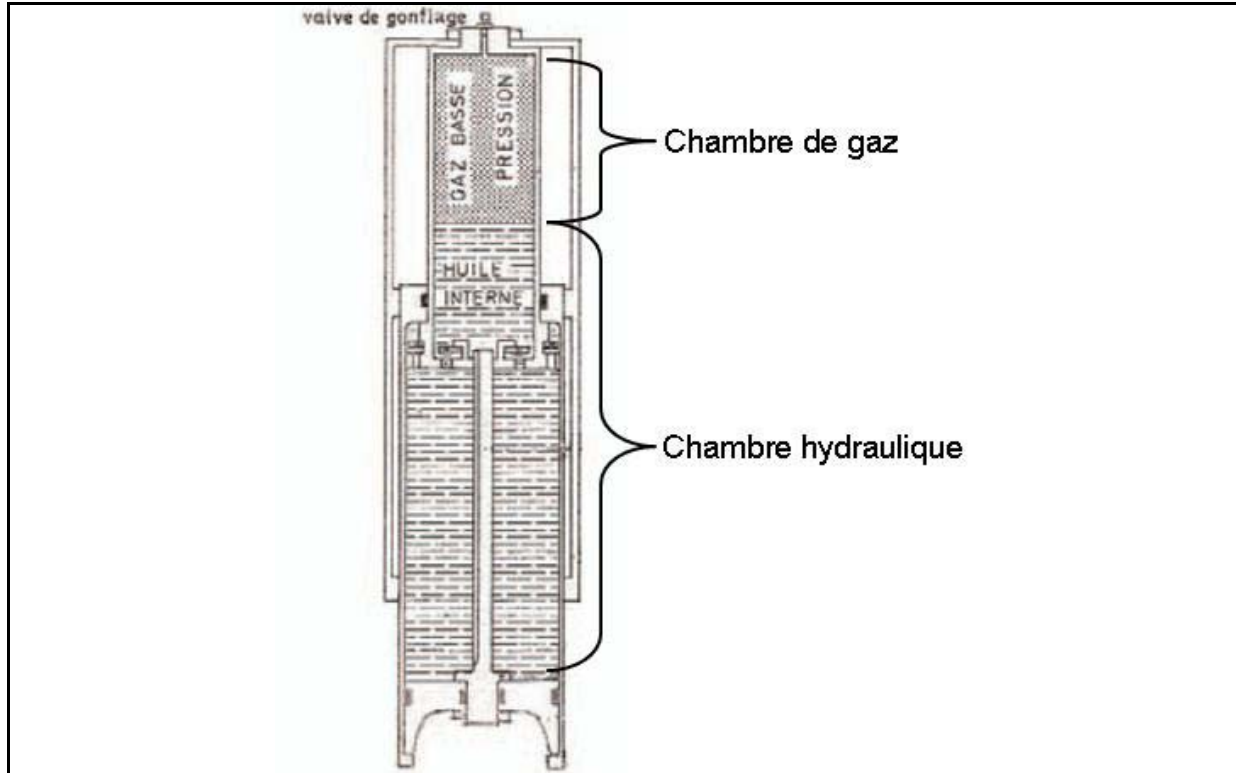


Figure 29 : Coupe d'un amortisseur oléopneumatique monochambre

Dans le cas des trains d'atterrissage, il existe deux types d'amortisseur oléopneumatique :

- les amortisseurs monochambre de gaz.
- les amortisseurs bichambre de gaz.

• Les amortisseurs monochambre de gaz :

Les amortisseurs monochambre possèdent une seule chambre de gaz. Comme nous l'avons vu précédemment dans le chapitre 2, nous avons l'expression de l'effort de raideur généré par la compression d'un volume de gaz en fonction de la course de compression :

$$F_{\text{raid_gaz_mono}} = \frac{p_0 \cdot (h_0 \cdot S_t)^\gamma}{((h_0 - c) \cdot S_t)^\gamma} \cdot S_t \quad (4.1)$$

Avec :

S_t , section du piston de l'amortisseur.

p_0 , pression initiale de gonflage dans la chambre de gaz.

h_0 , hauteur de la colonne de gaz dans l'état initial.

c , course de l'amortisseur.

Nous obtenons la courbe de l'effort de raideur en fonction de la course de l'amortisseur pour différentes pressions initiales de gonflage :

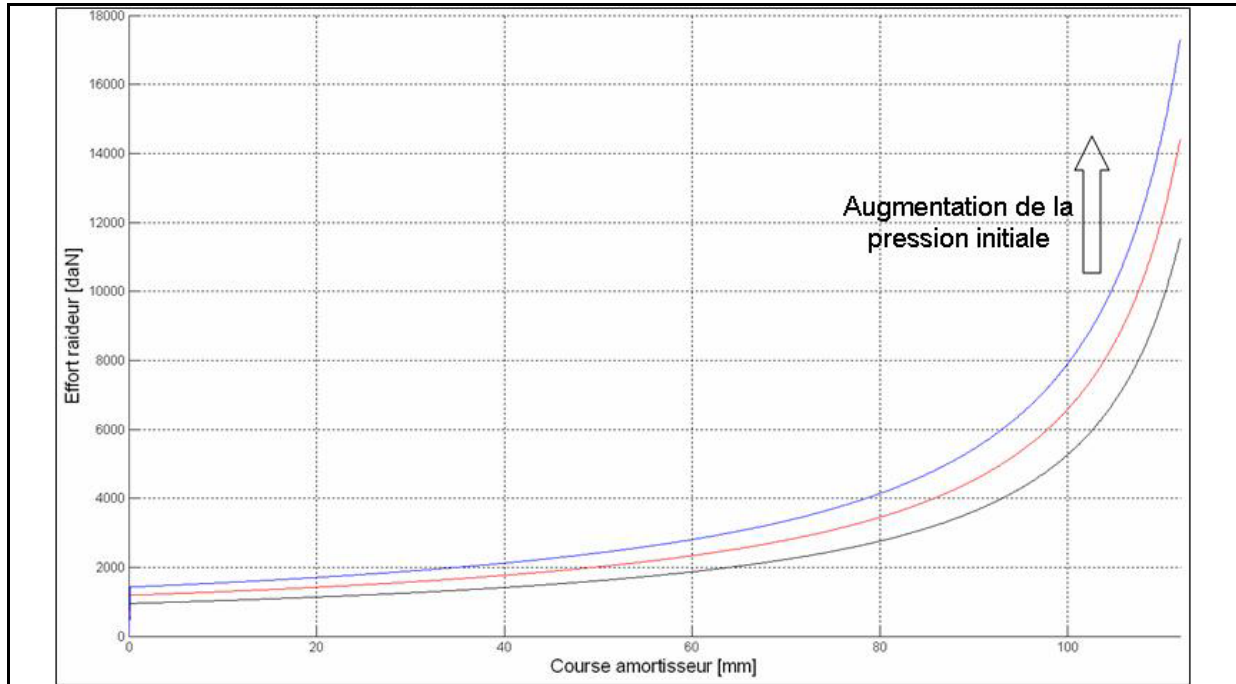


Figure 30 : Courbe d'effort de raideur pour un amortisseur monochambre gaz

D'après la Figure 30, l'effort de raideur généré par une chambre de gaz croît très rapidement. Cet effort augmente d'autant plus que la pression initiale est grande. Plus la course de l'amortisseur est grande et plus l'écart entre deux courbes de raideur de pressions initiales différentes est grand. Cette tendance est clairement visible sur les courbes de la Figure 30. Ainsi nous rencontrons un pic d'effort transmis à la structure qui est très important pour des grandes courses de l'amortisseur. Lors des atterrissages à basse vitesse, l'effort d'amortissement est faible car celui-ci est directement proportionnel à la vitesse. Ainsi nous obtenons une grande course qui conduit à un effort de raideur important. Pour réduire ce pic d'effort, les trains d'atterrissage d'hélicoptères sont équipés de bichambre. Ce qui permet d'introduire un seuil d'effort au niveau de l'effort de raideur par le basculement en chambre haute pression. Les trains monochambre sont utiles pour des vitesses d'atterrissage élevées ce qui est le cas notamment sur les avions. Pour les hélicoptères ayant des vitesses d'atterrissage plus faibles, les atterrisseurs monochambre ne sont pas adaptés.

• Les amortisseurs bichambre de gaz :

En effet les amortisseurs bichambre de gaz permettent d'avoir un seuil sur l'effort de raideur. Ce seuil est créé par la présence d'une chambre basse pression et d'une chambre

haute pression. L'architecture interne d'un amortisseur oléopneumatique bichambre, sans représenter les dispositifs hydrauliques, peut être schématisée de la manière suivante :

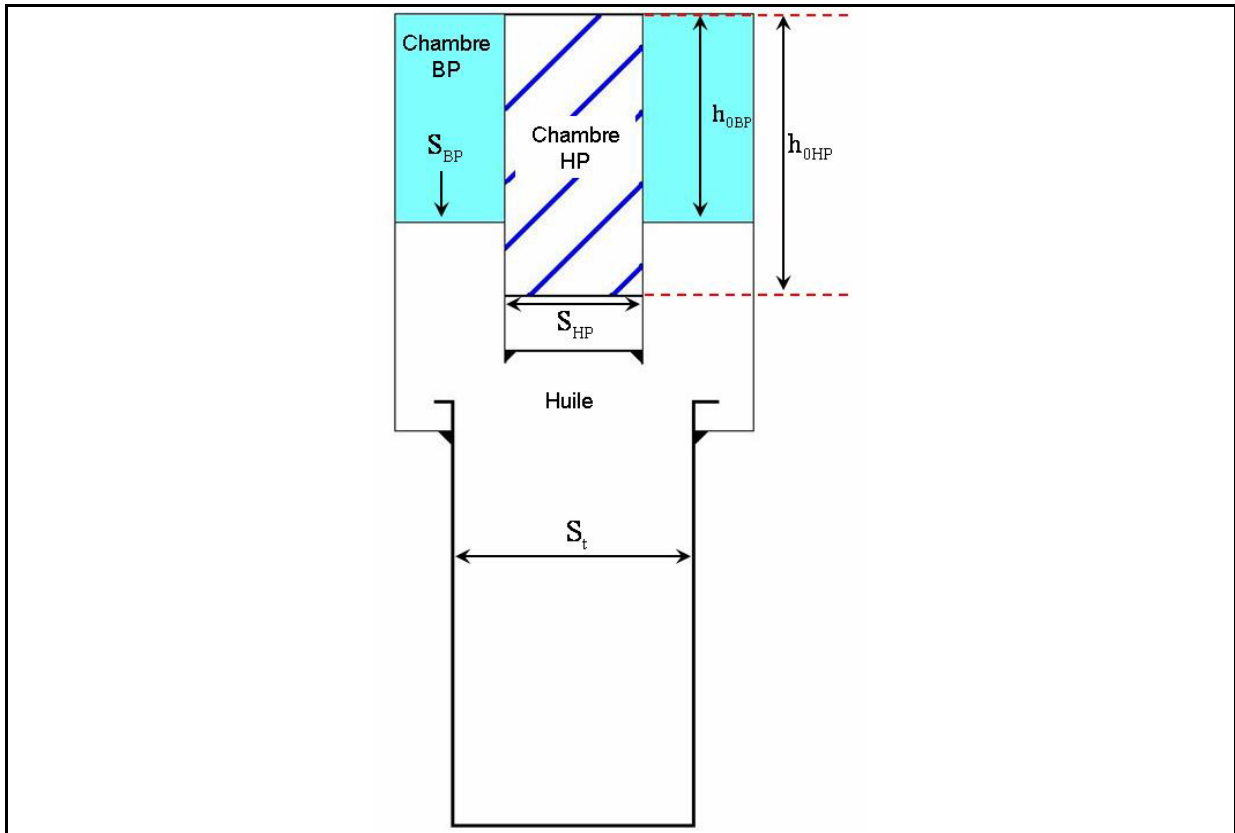


Figure 31 : Schéma d'un amortisseur oléopneumatique bichambre gaz

De par la présence de deux chambres de gaz de pression différente, cet amortisseur possède un piston diviseur situé dans le tube de section S_{HP} . De plus de par ses deux chambres de pression différentes, cet amortisseur possède deux phases de fonctionnement.

La première phase correspond à la compression de la chambre basse pression. La seconde phase correspond à la compression de la chambre haute pression. Ainsi on commence par comprimer la chambre basse pression. Dès que la pression dans la chambre basse pression est égale à la pression initiale dans la chambre haute pression alors on comprime la chambre haute pression. Le basculement de la compression d'une chambre basse pression à une chambre haute pression provoque une cassure dans l'effort de raideur.

Dans la suite, nous analyserons les conséquences de cette cassure dans le fonctionnement du train d'atterrissage. Il s'agit tout d'abord de déterminer l'effort de raideur d'un amortisseur bichambre en fonction de la course de l'amortisseur.

Nous proposons d'analyser le fonctionnement d'un amortisseur bichambre en décomposant les deux phases de fonctionnement de celui-ci en compression isotherme. Les deux phases de fonctionnement se présentent de la manière suivante :

- première phase : compression de la chambre basse pression :

Durant cette phase, la pression instantanée de la chambre basse pression, notée p_{BP} , est inférieure à la pression initiale de la chambre haute pression, notée p_{0HP} . On a alors l'expression de l'effort de raideur en fonction de la course de l'amortisseur :

$$F_{\text{raid_gaz_bi}} = \frac{p_{0BP} \cdot S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_{BP} \cdot h_{0BP} - S_t \cdot c} \cdot S_t \quad (4.2)$$

- seconde phase : compression de la chambre haute pression :

Durant cette phase, la pression de la chambre basse pression p_{BP} est supérieure ou égale à la pression initiale de la chambre haute pression p_{0HP} . A partir de l'expression de l'égalité des pressions et de la conservation des débits, nous en déduisons l'expression de l'effort de raideur pour le fonctionnement de l'amortisseur en compression de la chambre haute pression :

$$F_{\text{raid_gaz_bi}} = \frac{p_{0HP} \cdot S_{HP} \cdot h_{0HP} + p_{0BP} \cdot S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_{HP} \cdot h_{0HP} + S_{BP} \cdot h_{0BP} - S_t \cdot c} \cdot S_t \quad (4.3)$$

Avec :

S_{BP} , section de la chambre basse pression.

S_{HP} , section de la chambre haute pression.

S_t , section du piston de l'amortisseur.

p_{0BP} , pression initiale dans la chambre basse pression.

p_{0HP} , pression initiale dans la chambre haute pression.

h_{0BP} , hauteur initiale de la chambre de gaz basse pression.

h_{0HP} , hauteur initiale de la chambre de gaz haute pression.

c , course de l'amortisseur.

Remarque : Le détail de la modélisation est donné en annexe 3 de ce mémoire. Dans ce mémoire, nous nous contentons d'étudier un comportement isotherme des amortisseurs monochambre et bichambre. En effet dans le cas d'un atterrissage dans des conditions environnementales ambiantes, nous supposons un faible échauffement du gaz.

Nous obtenons la courbe de l'effort de raideur en fonction de la course pour un amortisseur bichambre :

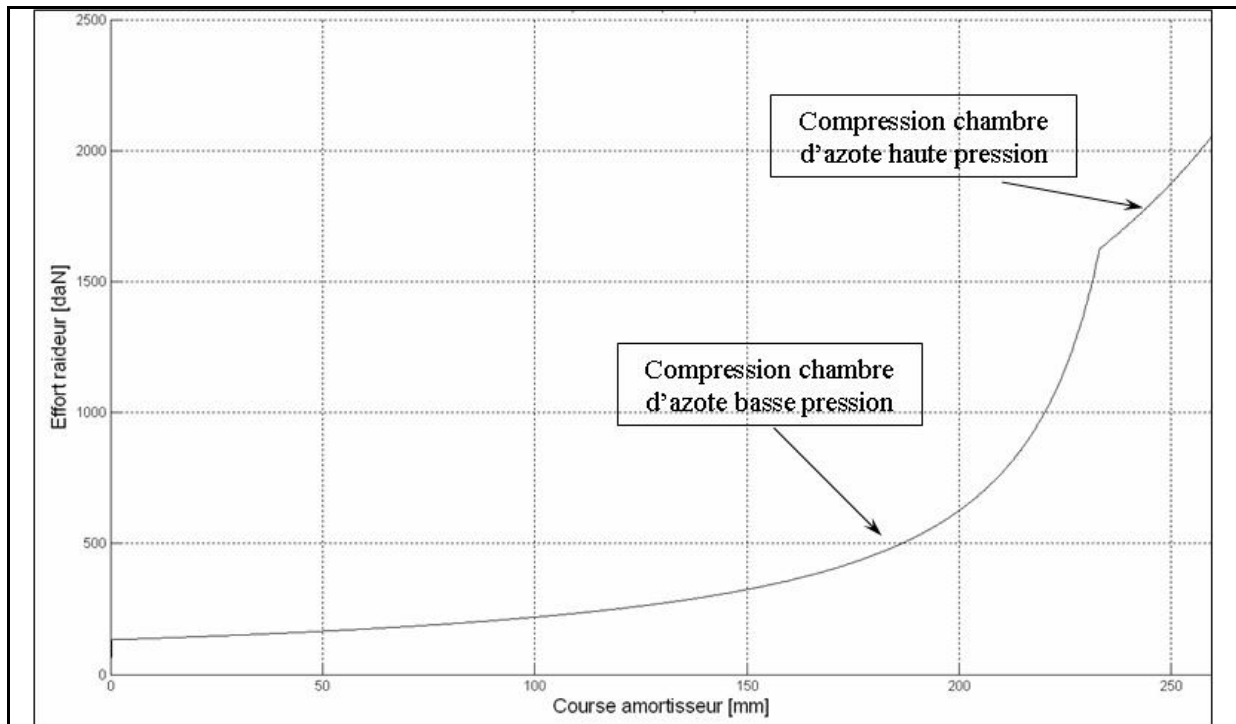


Figure 32 : Courbe d'effort de raideur pour un amortisseur bichambre gaz

Comme nous l'avons vu précédemment, nous constatons une cassure au niveau de l'effort de raideur. En effet dès que la pression instantanée de la chambre basse pression est égale à la chambre haute pression, alors les deux chambres sont comprimées ce qui a pour effet de diminuer la pente de montée en effort. Ainsi pour des courses importantes de l'amortisseur, le niveau d'effort est inférieur pour un amortisseur bichambre par rapport à un amortisseur monochambre. Cet aspect est adapté à des atterrissages à basses vitesses car ainsi malgré l'augmentation de la course due à un faible effort d'amortissement, l'effort de raideur ne croît pas rapidement, évitant ainsi un pic d'effort transmis à la structure. Les amortisseurs bichambre sont donc tout à fait adaptés aux hélicoptères dont les vitesses d'atterrissage en fonctionnement normal sont faibles (inférieure à 1 m/s).

Outre les phases d'atterrissage, il s'agit de considérer une autre phase de fonctionnement des trains d'atterrissage qu'est la garde au sol d'un aéronef. En effet un autre point important à prendre à compte lors du dimensionnement des trains d'atterrissage d'un aéronef est l'assurance d'une bonne hauteur statique de l'appareil par rapport à son bon fonctionnement. Compte tenu des fonctions des aéronefs (avions légers de transport, avions cargo, etc ...), Currey dans son ouvrage définit des ratios entre les positions détendues, statiques et comprimées des trains d'atterrissages [CUR 88]. En effet selon leur fonction, les variations de masses des aéronefs peuvent être plus ou moins importantes. De plus des plages de valeurs de garde au sol sont imposées par la fonction des aéronefs, tels que le chargement de passagers ou la présence d'antennes et de radar sous le fuselage. Ainsi à partir des variations de masses (imposant les charges statiques) et des contraintes de garde au sol, on peut déterminer les

pressions initiales de gonflage des chambres de gaz, tout en respectant les ratios entre les différentes positions des atterrisseurs assurant ainsi leur bon fonctionnement. En plus de ces différents aspects de garde au sol, les hélicoptères ont une autre contrainte dont il est important de tenir compte pour le dimensionnement des trains d'atterrissage. En effet une des phases de fonctionnement d'un hélicoptère consiste à être au sol avec le rotor tournant. C'est le cas lorsque celui-ci vient d'atterrir, s'apprête à décoller ou est en train de charger rapidement des passagers. Lors de ce mode de fonctionnement, les hélicoptères à articulation de traînée peuvent être victimes du phénomène de résonance sol [KRY 03]. Ce phénomène apparaît lorsque l'appareil est au sol avec son rotor en rotation. Les pales en mouvement oscillent autour de leur axe de rotation dans un mouvement de traînée (cf. Figure 33-a). Les oscillations des pales génèrent des efforts horizontaux entraînant un mouvement de roulis de l'appareil (cf. Figure 33-b) [CRA 05]. Celui-ci se met à osciller sur ses trains d'atterrissage, induisant des variations d'efforts statiques verticaux dans les trains d'atterrissage. Ces efforts induits génèrent des variations de course des atterrisseurs. Plus ces variations sont grandes, et plus le roulis de l'appareil est grand.

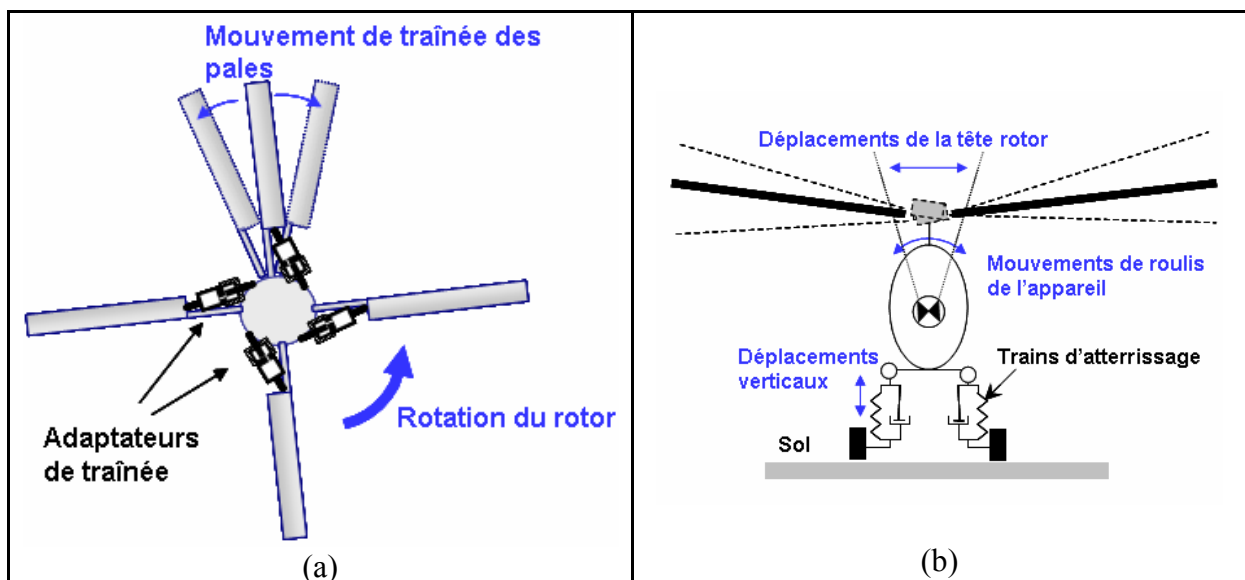


Figure 33 : Phénomène de résonance sol

De par le couplage mécanique existant entre les mouvements d'oscillations de traînée des pales et les mouvements de roulis de l'hélicoptère, l'appareil risque de rentrer dans un domaine d'instabilité qui le conduirait à se coucher sur le flanc. Pour éviter cela, diverses solutions existent. Une solution consiste à implanter des adaptateurs de traînée au niveau du rotor entre les pales et le moyeu rotor afin de découpler le mode de traînée des pales et le mode de roulis de l'appareil. Une autre solution consiste à agir sur les trains d'atterrissage. En effet le phénomène de résonance sol est directement influencé par les raideurs latérales, longitudinales et verticales des trains d'atterrissage. Les raideurs latérales et longitudinales dépendent des pneumatiques. Les raideurs verticales dépendent des pneumatiques et essentiellement des trains d'atterrissage. Ainsi il s'agit de limiter les variations de

déplacements verticaux de l'appareil autour de sa position statique. Pour ce faire, il s'agit de dimensionner les pressions initiales de gonflage des chambres de gaz de sorte de créer une zone de forte pente sur l'effort de raideur. Il s'agit de positionner la position statique de l'appareil dans cette zone de forte pente de l'effort de raideur. En effet en étant dans une portion raide, les variations d'efforts peuvent être importantes mais les courses sur les atterrisseurs seront faibles. Un exemple d'application est donné sur la Figure 34, où la courbe rouge possède une pression initiale de gonflage de la chambre haute pression différente de celle de la courbe noire.

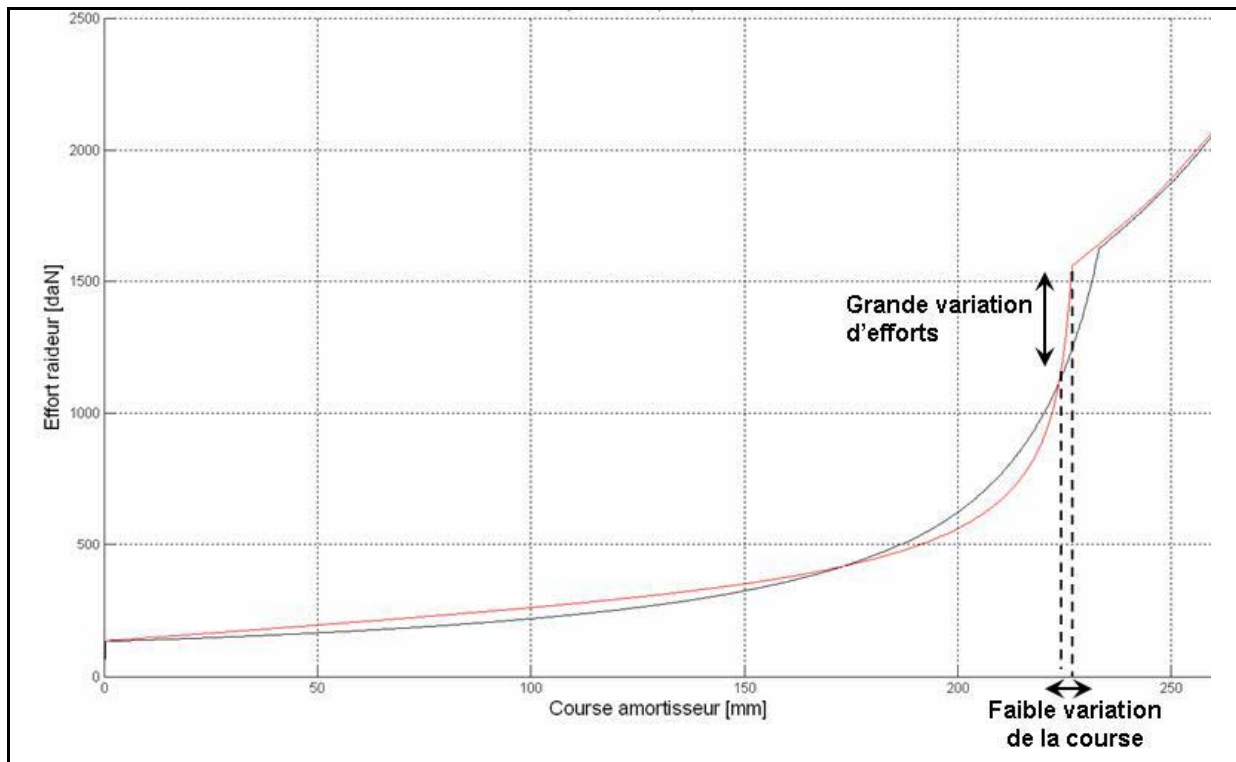


Figure 34 : Courbe de réglage de la raideur des trains d'atterrissage

Nous constatons que la courbe rouge possède une zone à forte pente où l'on va chercher à placer la position statique de l'appareil. Comme nous pouvons le voir, pour une grande variation de l'effort, la variation de la course est faible. Cette zone de forte pente est générée par la compression de la chambre basse pression. Ainsi pour des atterrissages à basses vitesses pour lesquels la course est importante, on passe dans la phase de compression de la chambre haute pression et on obtient la cassure de l'effort transmis à la structure.

Nous venons d'analyser la caractéristique de raideur des trains d'atterrissage. Il s'agit maintenant de se pencher sur l'autre caractéristique des trains d'atterrissage qu'est l'amortissement.

L'amortissement dans les suspensions automobiles et les trains d'atterrissage actuels se fait par laminage d'huile. Un amortisseur est constitué de deux chambres hydrauliques communicantes entre elles via une restriction hydraulique. Compte tenu de la géométrie, de la

section de cette restriction et des propriétés de l'huile utilisée, le coefficient d'amortissement est plus ou moins important. En effet comme nous l'avons vu au cours du chapitre 2, le coefficient d'amortissement est un différentiel de pression entre les deux chambres de l'amortisseur ou perte de charge. Nous obtenons un effort d'amortissement qui est fonction de la vitesse de déplacement du piston et de la section solide du piston de l'amortisseur sur laquelle vient s'exercer le différentiel de pression. Les dispositifs de laminage d'huile dans les trains d'atterrissage sont rudimentaires. Il s'agit de trous calibrés. Un exemple de dispositifs de laminage utilisés dans un train d'atterrissage est donné sur la figure suivante :

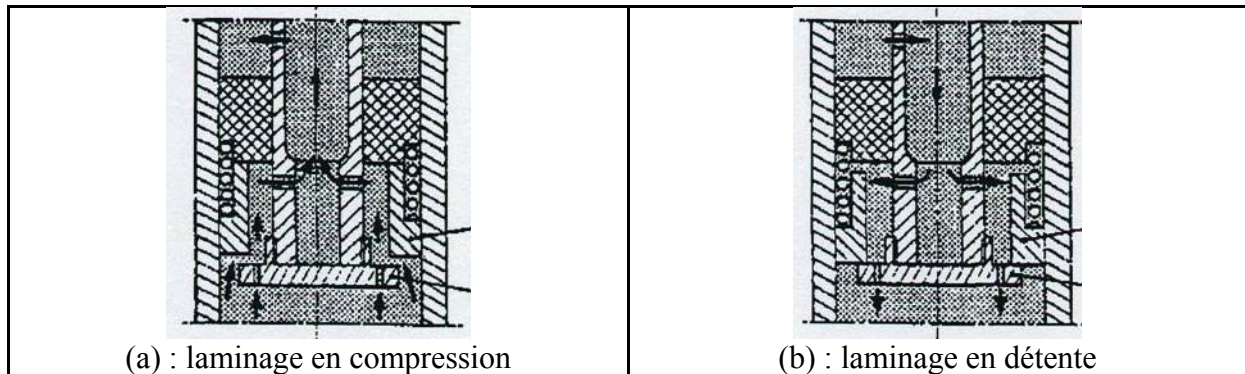


Figure 35 : Dispositifs de laminage d'huile pour un train d'atterrissage

Le coefficient d'amortissement est différent pour la compression et pour la détente. Sur la Figure 35, nous observons que les sections des orifices de laminage en compression (cf. Figure 35-a) sont plus grandes que les sections de laminage en détente (cf. Figure 35-b). Le coefficient d'amortissement en compression est inférieur au coefficient d'amortissement en détente. Quel que soit le domaine d'application, cela se vérifie. Pour les véhicules, la totalité de l'énergie est dissipée lors de la compression. Néanmoins la phase de détente est fortement amortie car celle-ci est forcée par le poids qu'exerce la roue sur la suspension. Pour les trains d'atterrissage, la détente n'est pas forcée. Seul le gaz comprimé des chambres de raideur provoque la détente du train. Cependant pour les phases d'atterrissage afin d'éviter les rebonds de l'appareil, un coefficient d'amortissement élevé en détente est nécessaire.

Nous venons d'analyser les caractéristiques de raideur et d'amortissement d'un train d'atterrissage. Afin de mieux identifier les paramètres d'optimisation d'un train d'atterrissage, il convient maintenant d'étudier les influences de la raideur et de l'amortissement d'un train d'atterrissage sur l'effort transmis par celui-ci à la structure d'un avion lors d'un atterrissage.

Comme nous l'avons vu précédemment au cours de ce document, l'effort transmis par un train d'atterrissage lors d'un atterrissage possède une double bosse. Au cours du chapitre 2, nous avons vu que la durée de cette double bosse mais aussi l'amplitude des bosses viennent exciter la structure et la soumettent à des niveaux d'accélération conduisant à des niveaux d'efforts qui peuvent porter atteinte à la pérennité de celle-ci. En effet, plus le premier pic

d'effort est important et plus la structure va être soumise à des niveaux d'efforts et d'accélération importants. Les cas d'atterrissage principalement considérés dans cette étude sont les cas d'atterrissage à grande vitesse, ce qui signifie des atterrissages à des vitesses verticales supérieures à 2 m/s. Notre démarche se focalisera essentiellement sur ces cas d'atterrissage. Toutefois les cas d'atterrissage classiques pour des vitesses d'atterrissage plus faibles seront aussi considérés et notre démarche d'optimisation est valable pour ceux-ci.

Analysons l'effort transmis par un train d'atterrissage lors d'un atterrissage à grande vitesse (vitesse d'impact à 4 m/s). La courbe de l'effort au cours du temps est représentée sur la Figure 36 suivante :

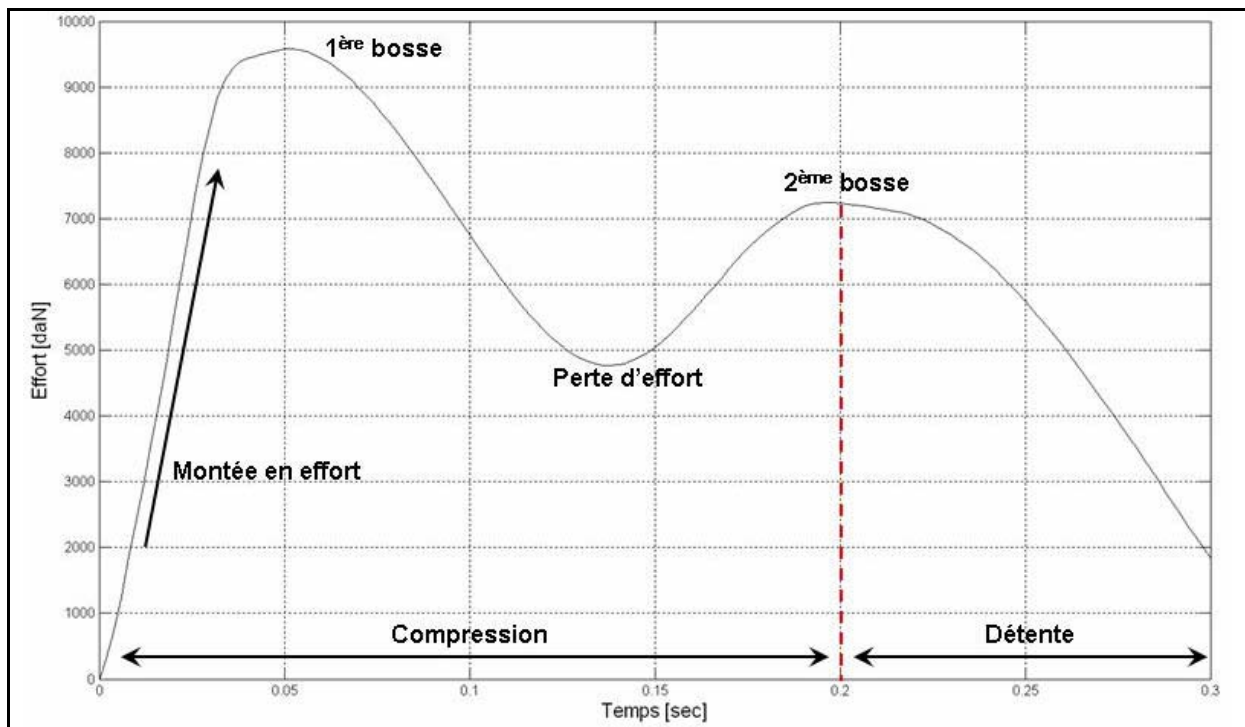


Figure 36 : Courbe d'effort transmis par un train d'atterrissage au fuselage au cours d'un atterrissage à grande vitesse (4 m/s)

Au cours d'un atterrissage, après impact au sol, nous avons deux phases principales que sont la phase de compression et la phase de détente.

Lors de la phase de compression, le train d'atterrissage s'enfonce jusqu'à atteindre le point mort bas de l'atterrisseur. Le point mort bas correspond à une vitesse d'enfoncement nulle. A partir de ce point, la phase de compression est terminée. La fin de la phase de compression est représentée par un trait vertical discontinu rouge sur la Figure 36. Durant cette phase, nous notons quatre zones particulières qu'il convient d'étudier. Ces quatre zones, indiquées sur la Figure 36, sont respectivement par ordre chronologique : montée en effort, 1^{ère} bosse, perte d'effort et 2^{ème} bosse. La première zone de très faible durée est fonction du pneumatique et de l'amortissement. Durant cette phase, le pneumatique se déforme avant le début de la compression de l'atterrisseur et compte tenu de la pression de gonflage du pneumatique, nous

avons une montée en effort plus ou moins importante. Suite à l'écrasement du pneumatique, l'atterrisseur commence à se comprimer. Nous sommes dans le début de l'atterrissage où la vitesse est élevée. L'effort d'amortissement, directement proportionnel à la vitesse, augmente et génère la première bosse sur la courbe de l'effort. Plus le coefficient d'amortissement est important et plus l'amplitude de la première bosse est importante. A l'apogée de cette première bosse, l'hydraulique est saturée, l'énergie d'impact continue à être dissipée, la vitesse décroît et la course de l'amortisseur augmente. La décroissance de la vitesse génère une diminution de l'effort d'amortissement menant à une zone de perte d'effort. Pendant cette phase, la décroissance de l'effort d'amortissement génère la croissance de la course. De plus de par la diminution de l'effort d'amortissement, nous avons une diminution de la dissipation de l'énergie d'impact. La croissance de la course entraîne une augmentation de l'effort de raideur qui génère la deuxième bosse. Au niveau de cette deuxième bosse, la vitesse atteint la valeur nulle et nous arrivons à la fin de la phase de compression. La phase de détente commence avec une diminution de l'effort transmis. La phase de détente conduit à la position statique de l'atterrisseur. Les coefficients d'amortissement en compression et en détente étant suffisamment importants, il n'y a pas d'oscillations de l'appareil sur ses trains d'atterrissage.

Nous venons d'étudier la courbe de l'effort transmis en fonction du temps. L'étude de l'effort en fonction de la course permet de compléter cette analyse et de mieux observer l'influence des différents composants sur l'évolution de l'effort au cours d'un atterrissage. Analysons l'effort transmis par un train d'atterrissage bichambre pour un atterrissage à grande vitesse. L'effort transmis en fonction de la course de l'amortisseur est tracé sur la Figure 37 suivante :

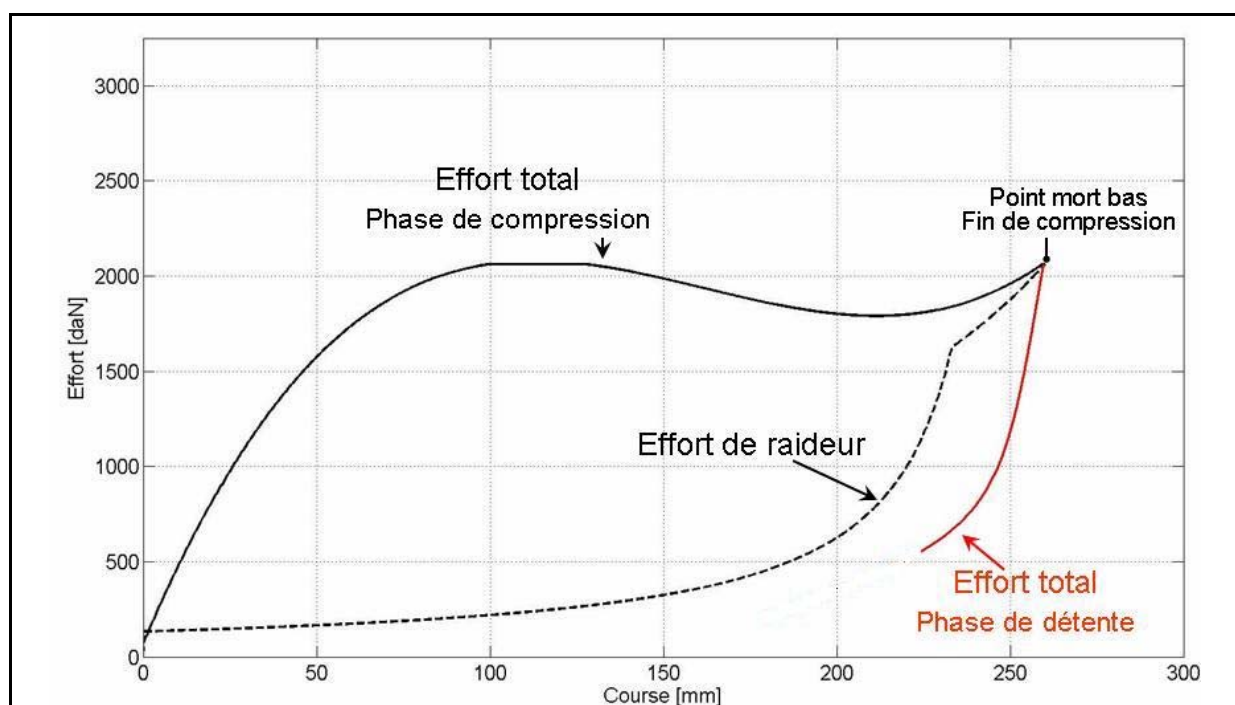


Figure 37 : Courbe d'effort en fonction de la course pour un train d'atterrissage bichambre gaz

Sur la Figure 37, la courbe en trait continu représente la composante verticale de l'effort transmis par le train d'atterrissage. La courbe en trait discontinu représente l'effort de raideur. Nous distinguons les deux phases de fonctionnement avec les zones précédemment identifiées et décrites. Compte tenu que l'on trace l'effort en fonction de la course, la distinction entre les deux phases est bien définie. La convention sur la course est identique à celle prise sur le capteur de débattement de la suspension pour le puits de chute (cf. chapitre 3) ; pour une valeur nulle de la course, le train d'atterrissage est complètement détendu.

Lors de la phase de compression, nous retrouvons les deux zones de montée en effort. Comme nous l'avons vu précédemment, la première zone de montée en effort est directement influencée par l'effort d'amortissement. En effet c'est au début de la course que la vitesse est la plus élevée et donc l'effort d'amortissement étant directement proportionnel à la vitesse, nous avons une grande influence de l'amortissement. Ensuite pour la deuxième montée en effort, la course de l'atterrisseur augmente et la vitesse diminue. La composante d'effort d'amortissement est dominée par la composante d'effort de raideur. L'effort de raideur étant directement proportionnel à la course, ainsi la raideur de l'amortisseur prédomine et rajoute un sursaut d'effort en fin de course où la vitesse est nulle. Ainsi comme nous pouvons le voir sur la Figure 37, le niveau d'effort qui est atteint lors du point mort bas à la fin de la phase de compression correspond à l'effort de raideur.

Si nous synthétisons l'influence des différents constituants d'un train d'atterrissage sur l'effort transmis à l'appareil lors d'un atterrissage, nous avons une grande influence de l'amortissement lors des premiers instants suivant l'impact. En effet la vitesse étant élevée, l'effort d'amortissement prédomine et fixe l'amplitude de l'effort total transmis. Dans les derniers instants de l'atterrissage, la course augmente et la raideur fixe l'amplitude de l'effort au point mort bas. La raideur du pneumatique influence la pente de la montée de l'effort lors de l'atterrissage. Toutefois celui-ci ne dimensionne pas l'amplitude de la première bosse de l'effort. En effet son rôle principal est l'évitement du phénomène de résonance sol de par ses valeurs de raideurs horizontales (latérale et longitudinale). D'autre part le pneumatique sert à l'atténuation des vibrations induites par la piste lors des phases de roulage. De même la raideur globale des trains d'atterrissage qui comprend la raideur verticale des pneumatiques et la raideur des trains d'atterrissages assurent aussi la garde au sol de l'appareil.

Nous avons vu dans cette partie que compte tenu des diverses contraintes de garde au sol et de résonance sol, nous pouvons difficilement agir sur la raideur d'un train d'atterrissage. Il en est de même pour les pneumatiques, qui n'ont qu'une influence relative sur l'amplitude maximale de l'effort. Toutefois nous pouvons agir sur ses lois d'amortissement afin d'optimiser la transmission de l'effort à la structure en vue de minimiser les accélérations de la poutre de queue. Nous proposons donc dans la suite de ce chapitre, une stratégie d'optimisation passive des trains d'atterrissage en agissant sur la loi d'amortissement de celui-ci.

4.1.3. Proposition d'une méthode d'optimisation passive

Comme nous l'avons vu dans la partie précédente, l'amortissement s'effectue par laminage d'huile. Le fluide circule au travers d'un orifice calibré. Cette restriction hydraulique engendre une perte de charge ou différentiel de pression. L'effort d'amortissement est égal au produit de cette perte de charge par la section solide du piston de l'amortisseur sur laquelle vient s'exercer le différentiel de pression entre les deux chambres hydrauliques d'un amortisseur. Si nous reprenons l'expression de l'effort d'amortissement proposé par Lalanne [LAL 99b] et présentée précédemment au cours du chapitre 2, nous avons :

$$F_{\text{amort}} = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot S_{\text{piston}}^2}{c_d^2 \cdot S_{\text{lam}}^2} \cdot |v_{\text{susp}}| \cdot v_{\text{susp}} \right) \cdot S_{\text{piston}} \quad (4.4)$$

Avec :

S_{lam} , section de l'orifice de laminage.

S_{piston} , section solide du piston de l'amortisseur.

c_d , coefficient expérimental fonction de la température de l'huile, de la géométrie de l'orifice et du nombre de Reynolds. Rittweger et al spécifient que ce coefficient est usuellement fixé entre 0,6-0,64 [RIT 02].

v_{susp} , vitesse de la suspension.

ρ , masse volumique du fluide.

Cette expression montre la dépendance directe de l'effort d'amortissement de plusieurs paramètres qui permettent d'ajuster la loi d'amortissement. Parmi ces paramètres, certains d'entre eux ne peuvent être modifiés ou ont peu d'influence. En effet compte tenu des normes en vigueur pour la certification des hélicoptères, l'huile doit vérifier certaines propriétés fixées par des normes. La section du piston n'est pas un paramètre modifiable. Seule la section de l'orifice de laminage peut être modifiée. Ainsi dans la suite de cette étude, notre démarche d'optimisation passive sera basée sur le réglage passif de la section des orifices de laminage afin d'adapter la loi d'amortissement pour l'optimisation de l'effort transmis par le train d'atterrissage en vue de la minimisation de l'accélération de la masse poutre de queue (mq).

L'effort transmis par les trains d'atterrissage lors de l'impact, comporte une double bosse. Nous avons vu dans la partie précédente que l'amplitude de la première et de la seconde de ces bosses étaient modulées respectivement par l'amortissement et la raideur. D'autre part, nous avons la présence d'une zone de diminution d'effort entre ces deux bosses. Cette zone de diminution d'effort est due à la diminution de la vitesse d'enfoncement du train d'atterrissage,

conduisant ainsi à une diminution de l'effort d'amortissement et de dissipation d'énergie d'impact.

Nous cherchons à minimiser l'effort transmis à la structure. En effet en minimisant celui-ci, l'excitation de la structure est plus faible et ainsi l'on minimise les accélérations de celle-ci. Selon les vitesses d'atterrissage et le coefficient d'amortissement fixé, la première ou la deuxième des bosses possède l'amplitude la plus élevée. En effet pour un coefficient d'amortissement faible, la deuxième bosse possède une amplitude supérieure à celle de la première bosse. Cela se justifie par le fait qu'en diminuant l'effort d'amortissement, on augmente la course sur le train d'atterrissage conduisant ainsi à une augmentation de l'effort de raideur qui module l'amplitude de la seconde bosse. Une diminution du coefficient d'amortissement permet de minimiser la première bosse de l'effort transmis à la structure, toutefois on augmente la deuxième bosse et on conserve le creux de perte de dissipation d'énergie de l'impact. Le but de l'optimisation de l'effort transmis est de pouvoir optimiser la dissipation de l'énergie. Pour ce faire, il est nécessaire de pouvoir supprimer ce creux de perte de dissipation d'énergie. Cela revient à égaliser le niveau d'amplitude des deux bosses, comme nous pouvons le voir sur la Figure 38 suivante :

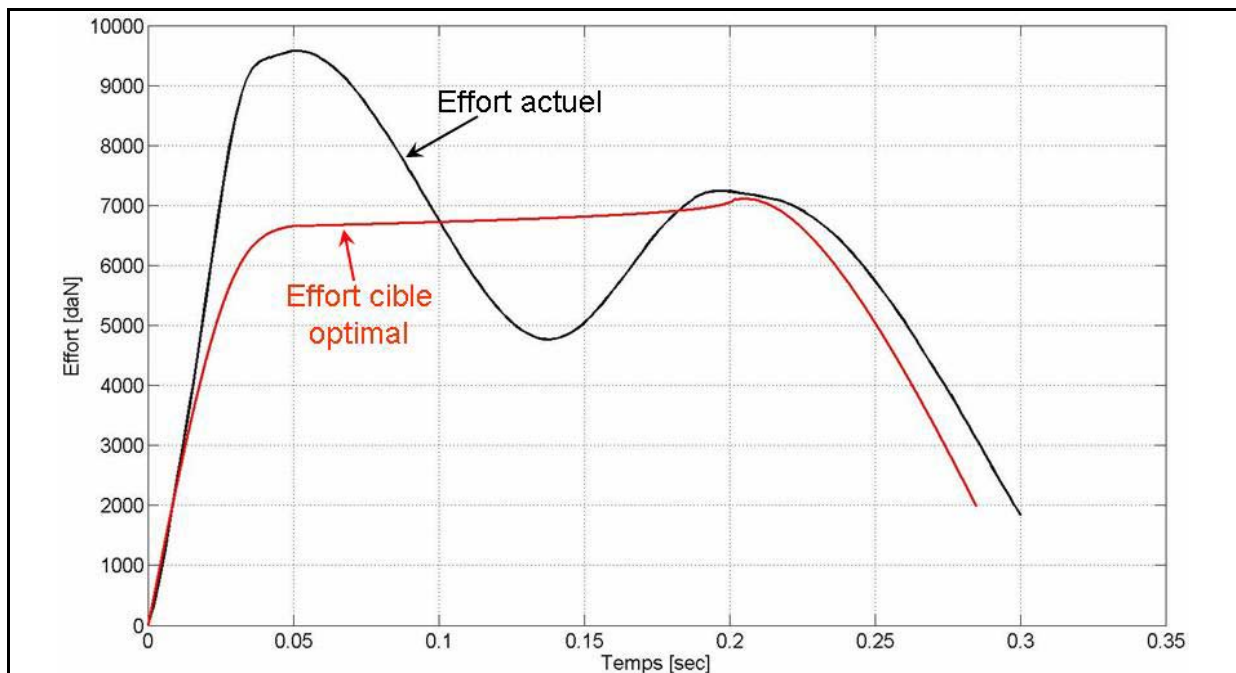


Figure 38 : Tendance d'optimisation de l'effort

La courbe rouge traduit la forme d'un effort optimal qui permettrait de minimiser les amplitudes des deux bosses par un niveau constant de dissipation de l'énergie. Afin de parvenir à cela il s'agit de conserver un effort d'amortissement constant. La vitesse diminuant, il s'agit de faire évoluer l'effort d'amortissement non seulement en fonction de la vitesse mais aussi en fonction de la course de l'amortisseur.

Ainsi afin de minimiser la première bosse de l'effort lors de l'atterrissage, il s'agit tout d'abord de diminuer le coefficient d'amortissement en vitesse en augmentant la section de l'orifice de laminage. Puis la vitesse d'enfoncement diminuant, il s'agit d'augmenter le coefficient d'amortissement au fur et à mesure de l'augmentation de la course du train d'atterrissage en diminuant la section de l'orifice de laminage. D'autre part afin d'optimiser la dissipation de l'énergie et d'assurer le niveau minimum d'accélération transmis à la structure, il s'agit d'utiliser le maximum de la course totale possible de l'amortisseur quelles que soient les vitesses d'atterrissages [LOP 07b].

Technologiquement cette méthode ne peut être applicable par un simple orifice calibré comme nous l'avons vu précédemment (cf. partie 4.1.2). Cette méthode nécessite un dispositif particulier qui permet de faire varier la section de laminage en fonction de la course de l'amortisseur. Certains constructeurs de trains d'atterrissage utilisent un système de variation de la section de laminage. Ce dispositif consiste en un trou calibré de laminage que l'on vient obturer à l'aide d'une aiguille de section variable montée sur le piston de l'amortisseur. Ce dispositif implanté sur des trains d'atterrissage d'avions ne permet pas de dissocier la loi d'amortissement effort/vitesse et la loi d'amortissement effort/course. L'amortisseur utilisé sur le puits de chute développé lors de cette étude dispose d'un dispositif de réglage de la loi d'amortissement effort/vitesse et d'un dispositif de réglage de la loi d'amortissement effort/course. Cette capacité de réglage des lois d'amortissement nous permettra de tester expérimentalement la méthode d'optimisation passive proposée.

Dans notre étude, nous cherchons à minimiser l'accélération de la poutre de queue lors de l'impact. La première bosse sur l'effort transmis par le train d'atterrissage est la principale responsable du pic d'accélération que la poutre de queue subit. Ainsi dans la suite de cette étude, nous nous concentrerons sur la minimisation de la première bosse sur l'effort transmis par le train d'atterrissage. La méthode d'optimisation de dissipation de l'énergie d'impact sera mise en œuvre dans une application industrielle de nouveaux trains d'atterrissages qui sera brièvement exposée dans la suite de ce document.

Nous venons d'étudier et de proposer une stratégie d'optimisation passive pour les trains d'atterrissage. Il s'agit maintenant de l'analyser et de la valider expérimentalement sur le démonstrateur décrit précédemment au chapitre 3.

4.2. Analyse et validation expérimentale de la méthode d'optimisation passive proposée

Afin d'étudier la méthode d'optimisation passive exposée précédemment, nous avons procédé en deux étapes. La première étape fut tout d'abord d'effectuer une analyse théorique

de cette méthode par simulations. Ensuite une analyse et une validation expérimentale ont été accomplies.

4.2.1. Analyse théorique

Comme nous l'avons vu précédemment les lois d'amortissement effort/vitesse et effort/course de l'amortisseur monté sur le puits de chute sont réglables. En effet nous pouvons régler les lois d'amortissement effort/vitesse pour les basses et hautes vitesses en phase de compression et de détente. De même la loi d'amortissement effort/course dispose de huit positions. Les différentes courbes des lois d'amortissement en fonction des différents réglages sont données aux Figure 21, Figure 22 et Figure 23 du chapitre 3. Un modèle numérique paramétrable de l'amortisseur permet d'obtenir les lois d'amortissement pour différents réglages. Ce modèle ayant été recalé par des essais de caractérisation expérimentale. Nous disposons donc des lois d'amortissement de l'amortisseur quels que soient les réglages de celui-ci.

Pour analyser la méthode d'optimisation passive proposée, nous avons effectué plusieurs simulations de chute du modèle multi-corps du démonstrateur pour différents réglages de l'amortisseur. Les réglages ont été choisis dans la logique de la méthode d'optimisation passive proposée. C'est-à-dire la minimisation de la première bosse de l'effort transmis par la suspension afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors de l'impact au sol. Nous rappelons que l'effort d'amortissement module l'amplitude de la première bosse de l'effort transmis. Un faible coefficient d'amortissement conduit à une minimisation de l'amplitude de l'effort transmis lors de l'impact.

Nous choisissons uniquement de régler l'amortisseur en compression pour les basses et hautes vitesses. En effet lors de l'atterrissage, seule la phase de compression influence l'effort transmis à la structure. Afin d'alléger l'analyse des résultats, seules sept configurations de réglage sont présentées. Ces sept configurations donnent les résultats les plus significatifs de l'influence des réglages de l'amortisseur sur l'accélération de la masse mq.

Configuration de l'amortisseur	Réglages		
	Basse Vitesse	Haute vitesse	Butée Hydraulique
<i>configuration n°1</i>	0	2	1
<i>configuration n°2</i>	0,5	2	1
<i>configuration n°3</i>	2	2	1
<i>configuration n°4</i>	2	4	1
<i>configuration n°5</i>	2	3	1
<i>configuration n°6</i>	2	1	1
<i>configuration n°7</i>	2	0	1

Tableau 3 : Synthèse des simulations effectuées - réglages de l'amortisseur

La loi d'amortissement effort/vitesse est modifiée par les réglages basses et hautes vitesses. La loi d'amortissement effort/course est modifiée par les réglages sur la butée hydraulique. Notre but dans un premier temps est d'étudier la méthode d'optimisation passive sur un train d'atterrissage classique. C'est-à-dire sur lequel uniquement la loi d'amortissement effort/vitesse est réglable. En effet ce réglage peut être effectué par modification du diamètre de l'orifice de laminage. En ce sens nous modifierons uniquement les réglages de la loi effort/vitesse pour les basses et hautes vitesses afin de minimiser l'accélération sur la masse poutre de queue (mq) lors de l'impact au sol.

Le Tableau 3 présente les configurations de réglage de la loi d'amortissement effort/vitesse pour la phase de compression. Nous rappelons que les valeurs de réglage indiquées pour la basse vitesse sont des hauteurs de soulèvement de la vis pointeau. Plus celles-ci sont grandes et plus le coefficient d'amortissement en basse vitesse est petit (cf. partie 3.1.2). Les valeurs de réglage indiquées pour les hautes vitesses sont les valeurs de la précharge du ressort de rappel du clapet hydraulique (cf. partie 3.1.2). Plus celles-ci sont grandes et plus le coefficient d'amortissement en haute vitesse est important. Les unités sont données en millimètres. Pour la butée hydraulique, la valeur indique le set de réglage de celle-ci. Les courbes des lois d'amortissement pour les différents sets de la butée hydraulique sont données à la Figure 23 du chapitre 3. Le set de la butée hydraulique choisi ici, correspond à une loi d'amortissement effort/course dont la perte de charge (coefficient d'amortissement) augmente fortement en fin de course. Ce set permet de se placer dans la stratégie d'optimisation passive proposée. Pour un atterrissage de vitesse d'impact égale 2,17 m/s, nous obtenons les résultats de simulations de l'accélération de la masse poutre de queue (mq) suivants :

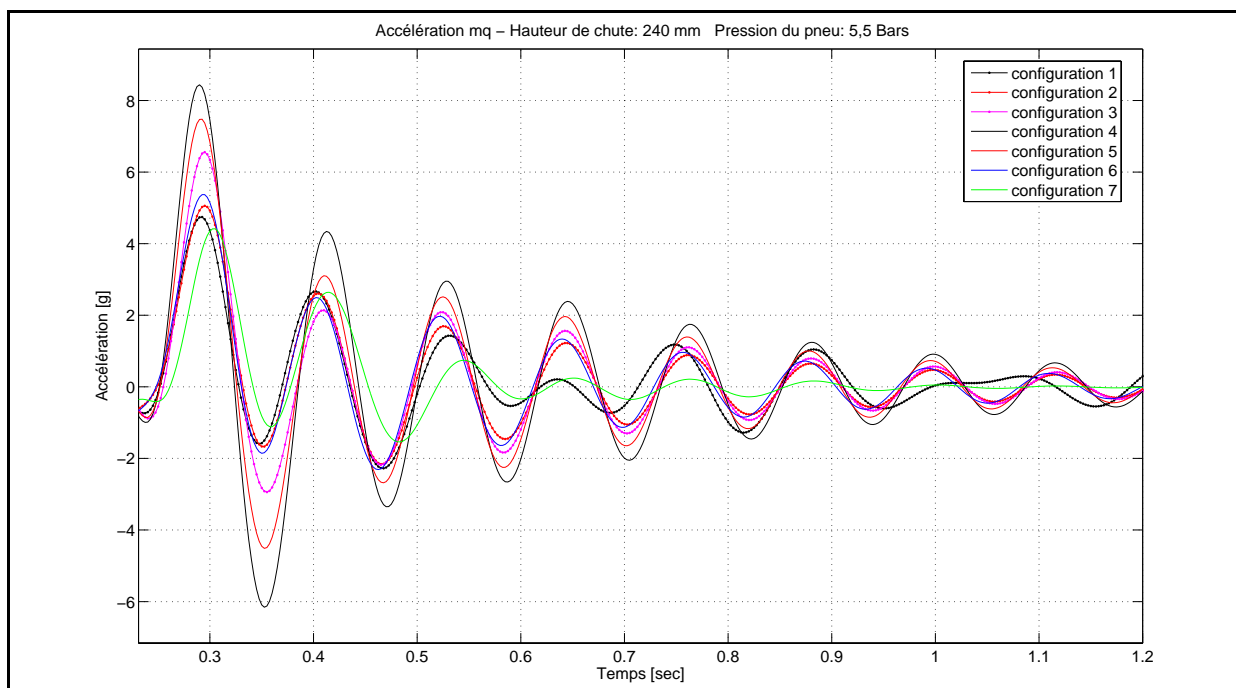


Figure 39 : Optimisation passive - simulations de l'accélération de mq ; $h_{chute}=240$ mm

En fonction des configurations des lois d'amortissement, nous constatons une diminution du premier pic lors de l'impact sur les courbes d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Compte tenu des différentes configurations de lois d'amortissement étudiées, nous avons que les trois premières configurations concernent l'influence du coefficient d'amortissement en basses vitesses. Les quatre dernières configurations concernent l'influence du coefficient d'amortissement en haute vitesse. Cela nous permet d'identifier quelle zone de réglage de la loi d'amortissement effort/vitesse aura le plus d'influence dans la minimisation de l'accélération de la masse poutre de queue (mq).

Analysons tout d'abord l'influence des coefficients d'amortissement en basse vitesse. Nous pouvons constater que les réglages d'amortissement en basse vitesse ont peu d'influence sur l'accélération de la masse poutre de queue (mq). En revanche si nous analysons l'influence des coefficients d'amortissement en haute vitesse, nous pouvons constater qu'en diminuant celui-ci, l'accélération de la masse poutre de queue (mq) diminue.

Ainsi afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors de l'impact au sol, nous pouvons conclure qu'il est nécessaire de diminuer le coefficient d'amortissement en haute vitesse pour la compression. En effet lors de l'impact au sol, la vitesse d'enfoncement est la plus importante. Ainsi l'effort d'amortissement modulant la première bosse de l'effort transmis par le train d'atterrissage est directement fonction du coefficient d'amortissement en haute vitesse. En abaissant le coefficient d'amortissement en haute vitesse, l'effort d'amortissement lors de l'impact est plus faible et ainsi nous avons une minimisation de la première bosse de l'effort transmis. Cette minimisation de la première bosse conduit alors à la minimisation du pic de l'accélération sur la masse poutre de queue (mq). Toutefois en prenant un coefficient d'amortissement trop faible en haute vitesse, nous augmentons significativement la course de l'amortisseur ce qui conduit dans un train d'atterrissage classique sans dispositif d'amortissement en fonction de la course à une forte augmentation de l'effort en fin de compression. Il est alors nécessaire de trouver un compromis entre la diminution du coefficient d'amortissement en haute vitesse engendrant une diminution de l'accélération de la masse poutre de queue et un faible niveau d'effort en fin de compression.

Compte tenu de l'analyse précédente, des réglages des coefficients d'amortissement en haute vitesse avec diminution du coefficient d'amortissement permettent de minimiser les accélérations sur la masse poutre de queue lors de l'impact. D'après les résultats de simulations de la Figure 39, une diminution sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) est envisageable en agissant sur la loi d'amortissement en compression.

Nous proposons dans la suite de ce document, d'analyser et de valider expérimentalement la méthode d'optimisation passive avec l'influence du coefficient d'amortissement en haute vitesse sur la minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq).

4.2.2. Analyse et validation expérimentale

Afin d'analyser et de valider la méthode d'optimisation passive, nous avons utilisé le protocole expérimental suivant pour différentes hauteurs de chute :

- variations du coefficient d'amortissement en basse vitesse et coefficient fixe pour les hautes vitesses.
- variations du coefficient d'amortissement en haute vitesse et coefficient fixe pour les basses vitesses.
- différents sets de butée hydraulique.

Ce protocole reprend la même démarche adoptée pour l'analyse théorique exposée précédemment. Comme précédemment nous considérons uniquement les réglages des lois d'amortissement en compression. En effet, nous avons trois paramètres de réglage que sont : le réglage en basse vitesse, le réglage en haute vitesse et le set de la butée hydraulique. Ainsi nous fixons deux paramètres de réglage et nous faisons varier le troisième afin d'étudier l'influence de ce paramètre sur le comportement du système.

Nous présentons dans cette partie, deux cas différents de vitesse d'atterrissage. Un premier cas pour une hauteur de chute de 200 mm et un second cas pour une hauteur de chute de 400 mm correspondant respectivement à des vitesses de 1,9 m/s et de 2,8 m/s. Ces deux cas représentent un cas d'atterrissage limite à un atterrissage dur et un cas d'atterrissage dur.

- Essais pour une hauteur de chute de 200 mm :

Les différentes configurations de réglage de l'amortisseur ainsi que les valeurs maximales de l'accélération de la masse poutre de queue (mq), de la course de l'amortisseur et de l'effort transmis par l'amortisseur sont présentées dans le tableau suivant :

Configuration	Réglage BV [mm]	Réglage HV [mm]	Butée Hydraulique [set]	Max Acc mq [g]	Max Course [mm]	Max Effort [N]
Initiale	2	2	1	5,52	147,76	5394,75
1	0	0	1	5,11	161,37	4973,60
2	3	0	1	5,06	164,11	5034,97
3	5	0	1	5,24	165,21	5022,90
4	0,5	1	1	5,29	154,45	5229,38
5	0,5	4	1	6,13	130,26	5976,91
6	0,5	6	1	6,77	115,74	6523,14
7	0	0	4	5,15	159,60	5159,97
8	3	0	4	5,04	160,61	5184,39
9	5	0	4	5,10	161,63	5099,89
10	0,5	1	4	5,39	152,10	5284,89
11	0,5	4	4	6,12	129,43	5991,55
12	0,5	6	4	6,72	113,15	6692,19
13	0	0	8	6,18	133,26	5679,96
14	3	0	8	6,19	134,29	5652,54
15	5	0	8	6,09	134,68	5689,57
16	0,5	1	8	6,23	129,28	5766,12
17	0,5	4	8	6,87	113,86	6158,12
18	0,5	6	8	7,39	102,58	6685,11

Tableau 4 : Synthèse des maximums des mesures pour différents réglages de l'amortisseur - $h_{chute}=200$ mm

Remarque : Les valeurs maximales des accélérations des masses suspendue (ms) et non suspendue (mns) sont données dans un tableau étendu en annexe 4 de ce mémoire.

Dans un but visuel, nous traçons les valeurs de l'accélération de mq en fonction des réglages d'amortissement en haute vitesse et des positions de la butée hydraulique.

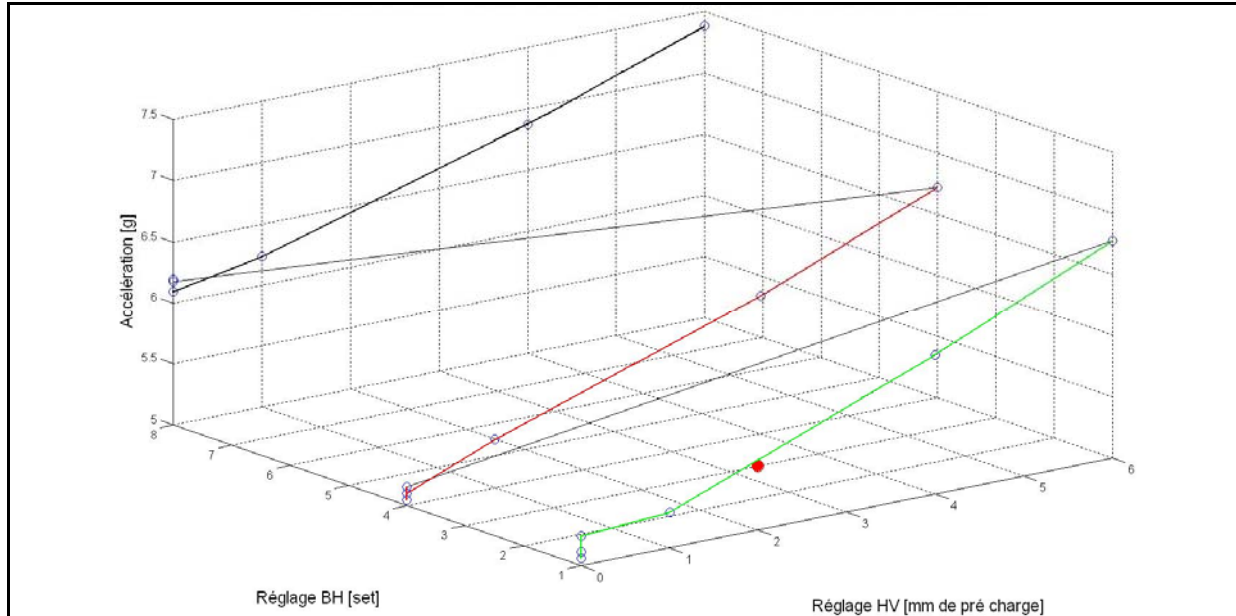


Figure 40 : Evolution des maximums des mesures d'accélération de mq en fonction des réglages haute vitesse en compression et de la butée hydraulique - $h_{chute}=200$ mm

Sur la Figure 40, la configuration initiale de l'amortisseur est représentée par le disque rouge. Les lignes continues de couleur représentent l'évolution des amplitudes maximales de des accélérations mesurées sur la masse poutre de queue pour un set de la butée hydraulique et pour différents réglages du coefficient d'amortissement pour la compression. Chaque cercle représente la valeur maximale de l'accélération de la masse poutre de queue (mq) pour une configuration de réglage de l'amortisseur.

D'après le Tableau 4 et la Figure 40, nous pouvons observer que les réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse ont le plus d'influence sur le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors de l'impact. En effet sur chaque set de butée hydraulique, les trois dernières configurations relatives aux modifications de réglage du coefficient d'amortissement en haute vitesse présentent le plus grand écart sur les maximums d'accélération de mq. Cette première observation confirme la méthode d'optimisation proposée. Ainsi afin de diminuer le pic d'accélération sur la masse poutre de queue lors de l'impact, il faut agir sur les coefficients d'amortissement en haute vitesse. La zone d'action des réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse, se situant dans les plages de réglages en dessous de la configuration initiale de réglage. D'autre part, nous pouvons constater la grande influence de la loi d'amortissement effort/course. En effet, un pic minimal d'accélération sur la masse mq est obtenu pour des lois d'amortissement effort/course qui

donnent un effort d'amortissement maximal en fin de compression. Ce qui est le cas dans la position 1 du set de réglage de la butée hydraulique (cf. Figure 23).

Afin de visualiser l'influence des réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse et de la loi d'amortissement effort/course sur le comportement dynamique du système impactant au sol, nous comparons les courbes de mesures d'accélérations de la masse poutre de queue (mq) et les courbes de la course de l'amortisseur pour la configuration initiale et les trois configurations de réglages en haute vitesse sur chaque set de butée hydraulique. Nous obtenons les résultats suivants :

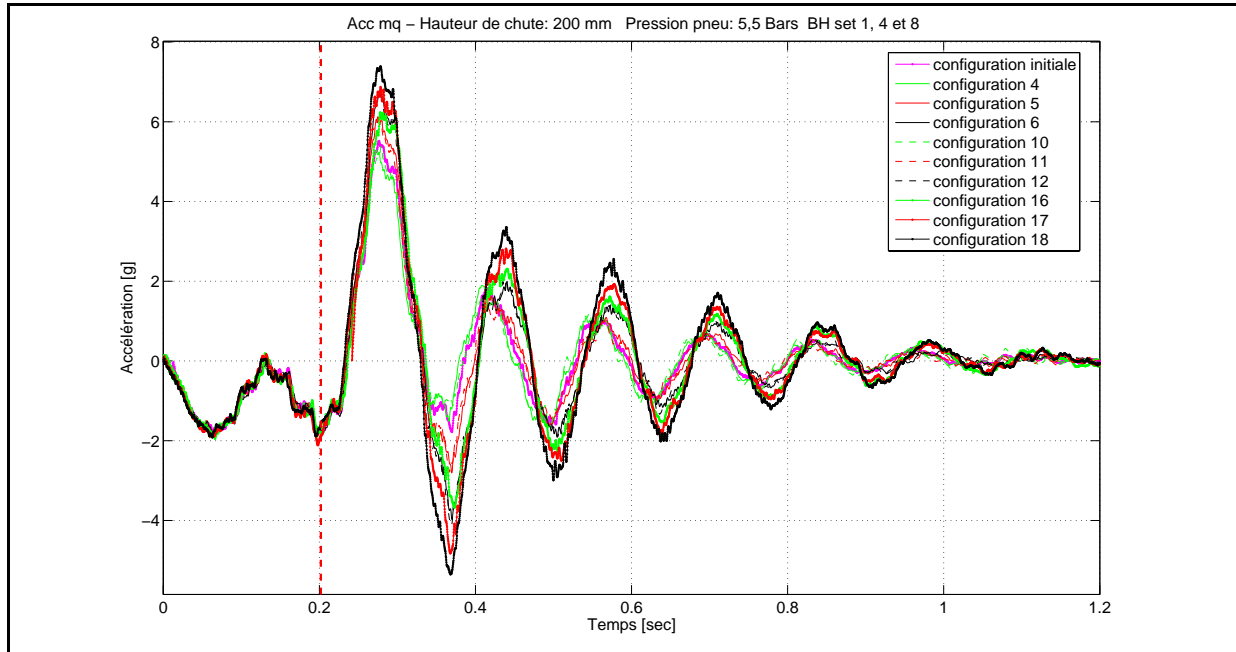


Figure 41 : Optimisation passive - mesures de l'accélération de mq ; $h_{chute}=200$ mm

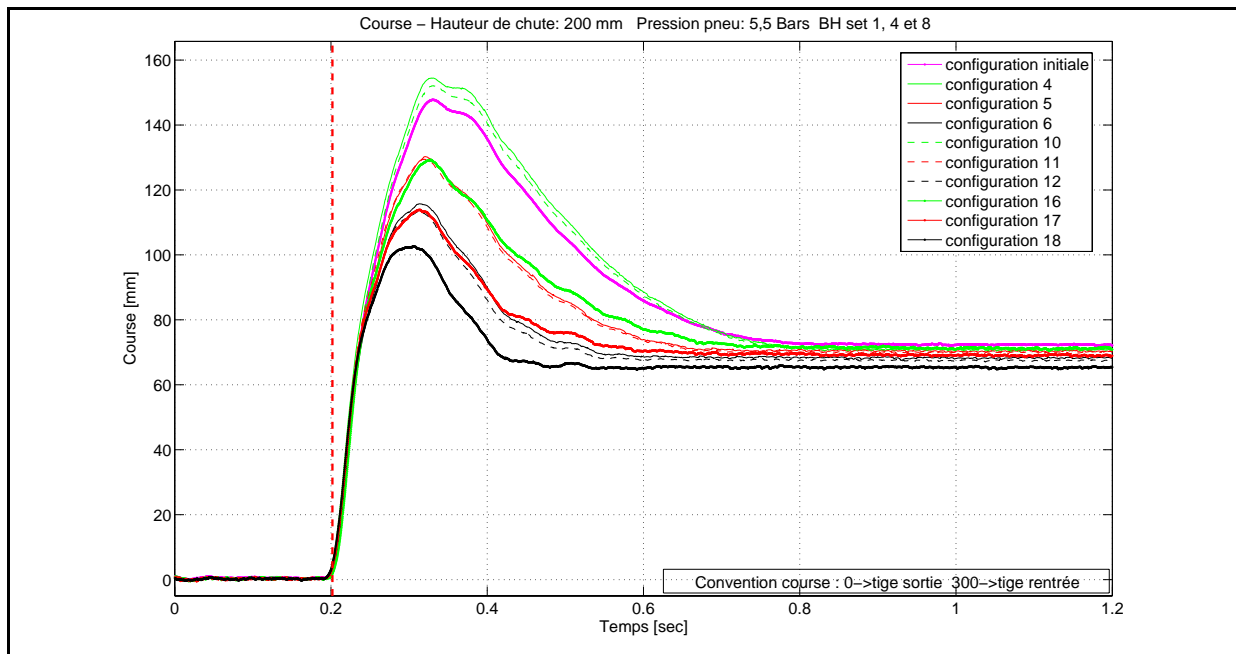


Figure 42 : Optimisation passive - mesures de la course de la suspension ; $h_{chute}=200$ mm

Remarque : Dans les Figure 40, Figure 41, Figure 42, Figure 43, Figure 44 et Figure 45 ; afin de simplifier la compréhension des figures et de mieux se repérer par rapport aux différentes configurations, une signalétique des couleurs a été mise en place. Les couleurs vert, rouge et noir correspondent aux configurations allant de la configuration la moins amortie à la plus amortie. De plus pour les Figure 41, Figure 42, Figure 44 et Figure 45 ; le style de tracé des courbes indiquent le réglage de la butée hydraulique. Trait continu pour le set 1 ; trait discontinu pour le set 4 et trait pointé pour le set 8.

D'après la Figure 41, nous constatons une minimisation maximale du pic de l'accélération de la masse poutre de queue pour la configuration 4. La minimisation obtenue est de l'ordre de 6%. Comme nous l'avons vu précédemment, cette minimisation de l'accélération est obtenue grâce une minimisation de l'effort transmis de l'ordre de 3% (cf. Tableau 4). De plus, cette diminution de l'effort passe par une augmentation de la course comme nous pouvons le voir à la Figure 42. Ainsi les réglages en haute vitesse ont une influence sur la diminution du pic de l'accélération de la masse poutre de queue. Toutefois si nous analysons les valeurs du Tableau 4 nous pouvons constater que les réglages en basse vitesse pour les sets 1 et 4 de la butée hydraulique permettent de aussi de la minimiser. En effet nous sommes dans un cas d'atterrissage de vitesse égale à 1,9 m/s, considéré comme un atterrissage limite avec un atterrissage dur. En ce sens, les réglages en basse vitesse sont très importants pour la minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue. Une minimisation de l'ordre de 8% est obtenue (cf. Tableau 4) pour une augmentation de la hauteur du soulèvement de la vis pointeau. Ce qui correspond à une diminution du coefficient d'amortissement en basse vitesse.

Ainsi nous pouvons conclure que les réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse ont une grande influence sur le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) à l'impact et permettent de diminuer celui-ci en diminuant la valeur du coefficient d'amortissement. Toutefois compte tenu des vitesses d'atterrissage, pour des atterrissages à basse vitesse, les réglages en basses vitesses doivent être considérés car ce sont eux qui engendreront la minimisation maximale du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq).

Analysons maintenant le cas d'un atterrissage dur.

- Essais pour une hauteur de chute de 400 mm :

Afin de pouvoir comparer l'action des réglages en fonction des cas d'atterrissage, nous reprenons les configurations de réglage de l'amortisseur de l'essai précédent. Les valeurs maximales de l'accélération de la masse poutre de queue (mq), de la course de l'amortisseur et de l'effort transmis par l'amortisseur pour une chute de 400 mm sont présentées dans le tableau suivant :

Configuration	Réglage BV [mm]	Réglage HV [mm]	Butée Hydraulique [set]	Max Acc mq [g]	Max Course [mm]	Max Effort [N]
Initiale	2	2	1	7,01	185,67	8678,17
1	0	0	1	6,72	196,39	8473,29
2	3	0	1	6,62	198,85	8485,09
3	5	0	1	6,68	199,16	8501,84
4	0,5	1	1	6,84	188,91	8548,22
5	0,5	4	1	7,52	166,87	9086,30
6	0,5	6	1	8,00	151,07	9479,96
7	0	0	4	7,27	181,99	8718,32
8	3	0	4	7,10	182,18	8679,00
9	5	0	4	7,10	183,16	8674,23
10	0,5	1	4	7,42	175,13	8843,41
11	0,5	4	4	7,94	157,71	9235,81
12	0,5	6	4	8,46	144,36	9651,58
13	0	0	8	9,21	148,51	10005,72
14	3	0	8	9,17	148,59	9839,85
15	5	0	8	9,12	149,09	9853,46
16	0,5	1	8	9,38	143,32	9901,20
17	0,5	4	8	9,90	131,37	10788,98
18	0,5	6	8	10,29	124,04	11720,21

Tableau 5 : Synthèse des maximums des mesures pour différents réglages de l'amortisseur - $h_{chute}=400$ mm

Remarque : Les valeurs maximales des accélérations des masses suspendue (ms) et non suspendue (mns) sont données dans un tableau étendu en annexe 5 de ce mémoire.

De même que pour le cas d'atterrissage précédent, nous constatons une influence importante des réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse.

En effet, si nous observons les valeurs maximales de l'accélération de la masse mq pour les configurations de réglage en haute vitesse pour chaque set de la butée hydraulique, nous avons une rapide augmentation de la valeur maximale de l'accélération pour une augmentation du coefficient d'amortissement. Alors que pour les réglages en basse vitesse, l'accélération augmente peu.

A titre d'exemple pour le set 1, nous pouvons noter une augmentation de l'accélération de 1,16 g entre une configuration où le ressort du clapet hydraulique est peu pré chargé et une configuration où le ressort du clapet hydraulique est pré chargé quasiment au maximum. Alors qu'entre une configuration complètement fermée de la vis pointeau et une configuration quasi complètement ouverte, on note une variation de 0,1 g.

Observons l'évolution des valeurs maximales de l'accélération de la masse poutre de queue (mq) pour les différents réglages de pré charge du ressort de rappel du clapet hydraulique, qui permet de régler le coefficient d'amortissement en haute vitesse, et les différentes positions (set) de réglage de la butée hydraulique, qui agit sur la loi d'amortissement effort/course. Nous obtenons le graphique suivant :

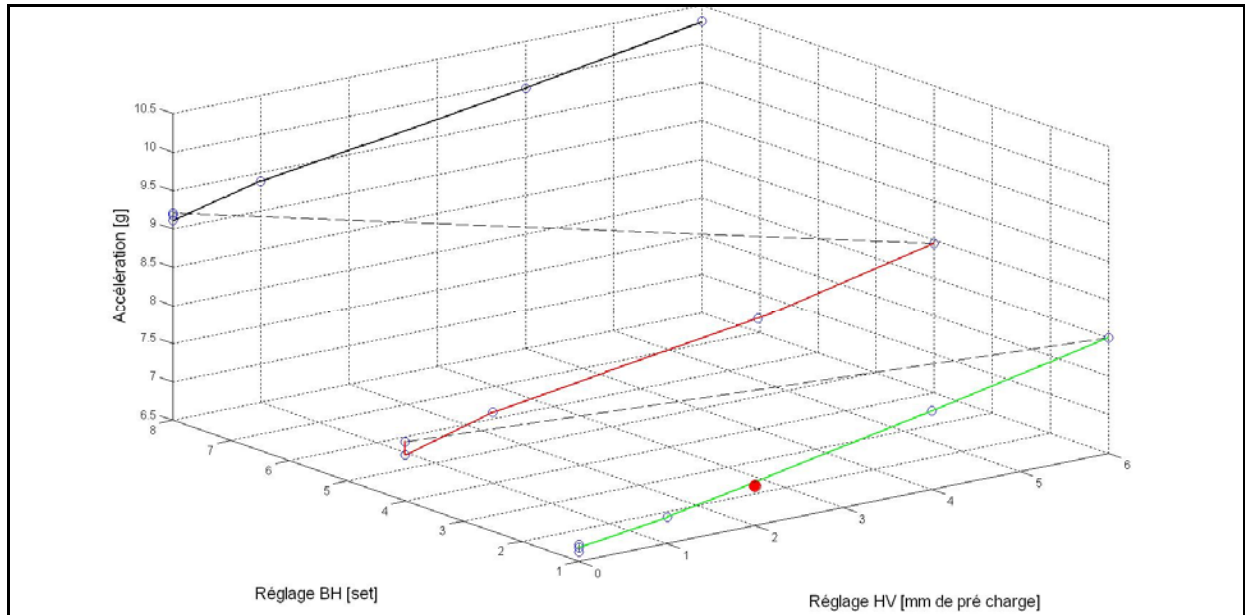


Figure 43 : Evolution des maximums des mesures d'accélération de mq en fonction des réglages haute vitesse en compression et butée hydraulique - $h_{chute}=400$ mm

Sur la Figure 43, nous constatons nettement une influence prédominante du réglage du coefficient d'amortissement en haute vitesse sur l'accélération de la masse poutre de queue. Afin de visualiser l'influence des réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse et de la loi d'amortissement effort/course sur le comportement dynamique du système impactant au sol, nous comparons les courbes de mesures d'accélération de la masse poutre de queue (mq) et les courbes de la course de l'amortisseur pour la configuration initiale et les trois configurations de réglages en haute vitesse sur chaque set de butée hydraulique. Nous obtenons les résultats suivants :

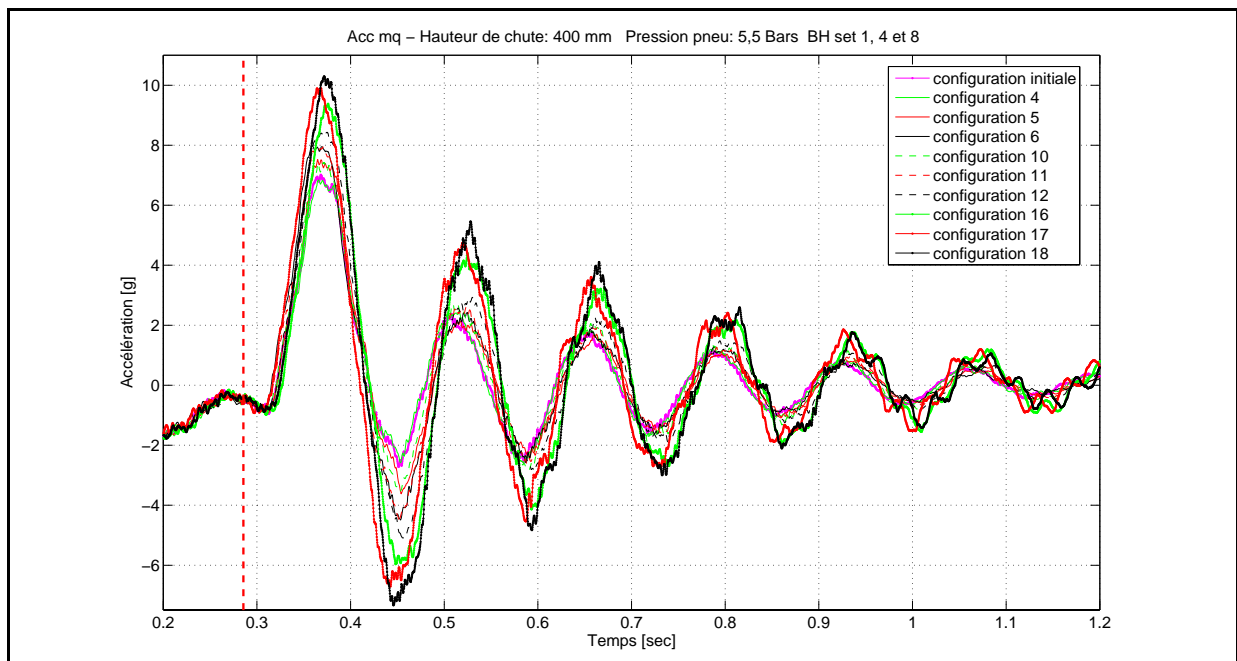


Figure 44 : Optimisation passive - mesures de l'accélération de mq ; $h_{chute}=400$ mm

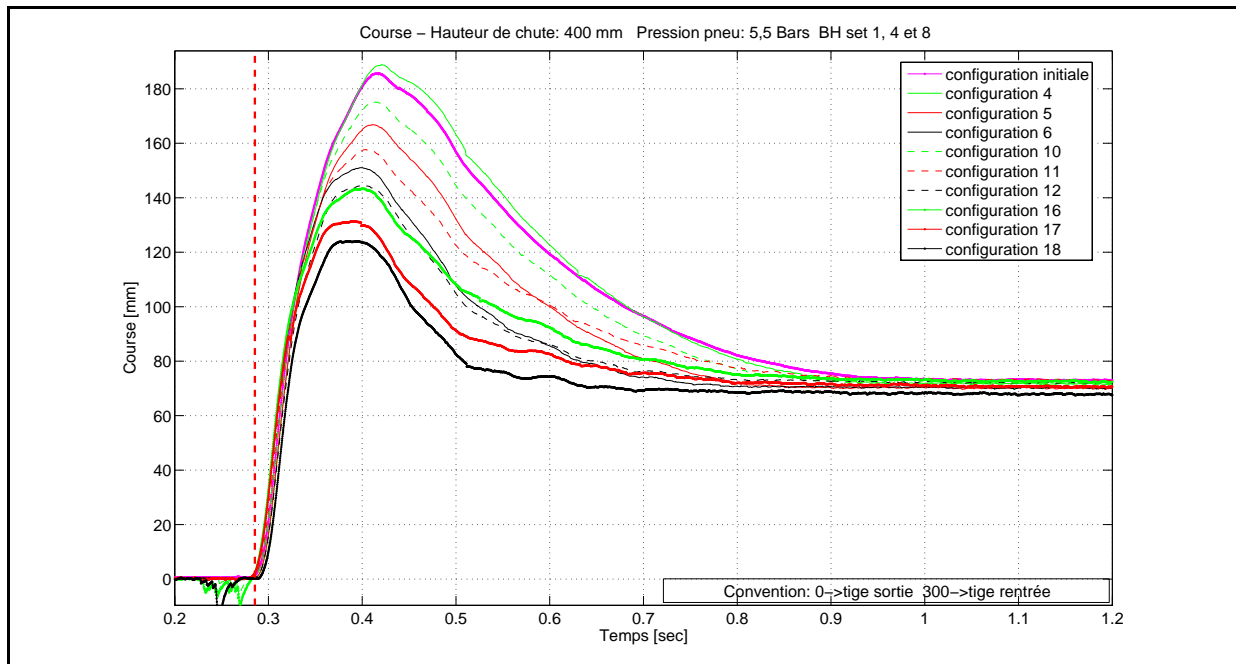


Figure 45 : Optimisation passive - mesures de la course de la suspension ; $h_{\text{chute}}=400$ mm

D'après la Figure 44 et le Tableau 5, nous constatons une minimisation maximale du pic de l'accélération de la masse poutre de queue pour la configuration 4. La minimisation obtenue est de l'ordre de 6%. Comme nous l'avons vu précédemment, cette minimisation de l'accélération est obtenue grâce à une minimisation de l'effort transmis. De plus, cette diminution de l'effort passe par une augmentation de la course comme nous pouvons le voir à la Figure 45. Ainsi les réglages en haute vitesse permettent de minimiser le pic de l'accélération de la masse poutre de queue à l'impact. D'autre part, compte tenu de l'augmentation de l'énergie à dissiper par rapport à une chute de 200 mm, pour des réglages identiques sur les lois effort/vitesse, nous pouvons constater l'importance de la loi effort/course. En effet, dans le cas d'une chute de 400 mm, la course est plus importante à des réglages identiques sur la loi effort/vitesse. Ainsi la forme de la loi d'amortissement effort/course prend toute son importance dans la minimisation de la valeur du pic d'accélération de la masse poutre de queue comme l'atteste le Tableau 5. A titre d'exemple si nous prenons l'écart existant sur les maximums d'accélération entre la configuration 10 et 16, nous avons un écart de 1,96 g.

Ainsi nous pouvons conclure que les réglages du coefficient d'amortissement en haute vitesse ont une grande influence sur le pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q) à l'impact et permettent de diminuer celui-ci d'environ 7% en diminuant la valeur du coefficient d'amortissement. La méthode d'optimisation passive est ainsi validée. Toutefois compte tenu des vitesses d'atterrissage, pour des atterrissages à basse vitesse, les réglages en basse vitesse doivent être considérés car ce sont eux qui engendreront la minimisation maximale du pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q). Nous pouvons donc penser qu'afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q), il faut diminuer

au maximum les coefficients d'amortissement en vitesse. Cependant comme nous l'avons vu, une diminution de ces coefficients en vitesse augmente la course de l'amortisseur ce qui engendre un pic d'effort indésirable en fin de compression. Ainsi sur les trains d'atterrissage classiques ne disposant pas de dispositifs permettant d'augmenter l'amortissement en fonction de la course, il s'agira d'effectuer un compromis sur les réglages du train d'atterrissage entre les hautes et basses vitesses. Ce compromis serait d'avoir un faible coefficient d'amortissement en haute vitesse et un coefficient d'amortissement suffisamment élevé en basse vitesse pour limiter une trop grande course de l'amortisseur générant le pic d'effort en fin de compression. Ce qui signifierait en théorie d'avoir en basse vitesse, un effort d'amortissement supérieur à celui du domaine en haute vitesse. Technologiquement dans un train d'atterrissage classique, cela n'est pas possible car on utilise un simple orifice de laminage de diamètre fixe.

Idéalement afin de minimiser les efforts transmis au fuselage, il faudrait dissocier technologiquement l'amortissement en basse et haute vitesse et avoir un dispositif permettant d'avoir une adaptation de l'effort d'amortissement en fonction de la course. Cette stratégie sera adoptée dans une application industrielle décrite dans la partie 4.3.

4.3. Application industrielle

La méthode d'optimisation passive exposée précédemment est actuellement à l'étude pour être mise en œuvre dans un projet de conception de nouveaux trains d'atterrissage pour hélicoptère. Ce projet concerne le développement de nouveaux trains d'atterrissage auxiliaires et principaux équipés d'un dispositif hydraulique innovant dont le comportement dynamique suit la méthode d'optimisation passive étudiée et validée précédemment. Ces nouveaux trains d'atterrissage équiperont de futurs appareils et seront proposés au retrofit pour des appareils actuellement en service.

La méthode d'optimisation passive développée pour cette application industrielle permet dans un premier temps de minimiser l'amplitude des bosses d'effort transmis à la structure de par l'optimisation de la dissipation d'énergie, mais aussi cette optimisation de la dissipation d'énergie autorise une dissipation d'énergie supérieure à isocourse. Cet aspect est très important dans le cadre d'une politique de retrofit des trains d'atterrissage, où l'on ne veut pas modifier le fuselage et notamment les baies (cavités où viennent se loger les trains d'atterrissage en position rétracté) ou les ferrures d'attache des trains d'atterrissage au niveau du fuselage. Ainsi on peut envisager d'augmenter la masse d'un appareil ou d'autoriser des vitesses d'atterrissage plus élevées, en conservant la géométrie des trains d'atterrissage et les interfaces mécaniques avec le fuselage.

4.4. Bilan et synthèse

Dans ce chapitre, une méthode d'optimisation passive des trains d'atterrissage a été développée, étudiée et validée expérimentalement. Cette méthode d'optimisation passive permet une minimisation de l'ordre de 7% sur le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors d'un atterrissage à grande vitesse. Cette méthode est le résultat d'une synergie entre une approche théorique et une approche expérimentale qui ont été présentées au cours de ce chapitre.

En effet dans un premier temps, à partir d'un état de l'art des paramètres d'optimisation d'une suspension automobile, une étude des divers constituants d'un train d'atterrissage et l'analyse de leur fonction dans la transmission de l'effort d'impact à la structure ont été effectuées. Celles-ci nous ont permis de comprendre l'existence de la double bosse sur l'effort transmis par le train d'atterrissage au fuselage et d'identifier quels étaient les constituants d'un train d'atterrissage qui la modulaient. L'optimisation d'un train d'atterrissage consiste à diminuer l'effort transmis au fuselage. De plus nous cherchons dans notre étude à minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Fort de cet objectif, nous avons déterminé une forme optimale cible de l'effort à transmettre par les trains d'atterrissage. L'effort optimal consiste à obtenir un effort transmis au fuselage constant durant la compression. Ceci revient à niveler les deux bosses d'effort de sorte que celles-ci aient une amplitude quasi identique, engendrant une optimisation de la dissipation d'énergie. L'analyse du rôle de chacun des paramètres d'un train d'atterrissage a permis d'identifier les lois caractéristiques d'amortissement comme étant un paramètre d'optimisation des atterrisseurs permettant de diminuer la première bosse de l'effort qui engendre le pic d'accélération sur la masse poutre de queue (mq). Une étude théorique s'appuyant sur les simulations du modèle multi-corps développé dans le chapitre 2, a montré l'influence des coefficients d'amortissement en haute vitesse en compression sur le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Enfin une étude expérimentale sur plusieurs cas d'atterrissage et pour différents réglages de l'amortisseur a été menée et a permis de valider l'analyse théorique.

La méthode d'optimisation passive conçue et validée sur le démonstrateur a permis de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors d'un atterrissage d'environ 7%. Néanmoins cette méthode d'optimisation afin d'être efficace nécessite la présence d'un dispositif permettant d'avoir une loi d'amortissement effort/vitesse et une loi d'amortissement effort/course. La méthode d'optimisation est partiellement directement applicable sur un train d'atterrissage déjà existant, en réglant uniquement l'amortissement en haute vitesse. En revanche, il est possible de venir modifier un train d'atterrissage en lui implantant un dispositif actif ou semi-actif qui permettrait d'augmenter la valeur du taux de minimisation de l'accélération sur la masse poutre de queue. Ainsi dans la suite de cette étude, nous analysons des méthodes active et semi-active pour les trains d'atterrissage.

CHAPITRE 5

Etude de méthodes d'optimisation active et semi-active

SOMMAIRE

5.1. Analyse des méthodes actives et semi-actives.....	101
5.2. Développement d'une méthode semi-active : application aux trains d'atterrissage.....	103
5.2.1. Introduction et description de la structure de commande.....	103
5.2.2. Etude et développement des méthodes de définition de la loi d'effort optimale cible.....	109
5.2.3. Description, étude et modélisation du dispositif semi-actif.....	135
5.3. Etude expérimentale.....	141
5.3.1. Description du dispositif expérimental.....	141
5.3.2. Résultats d'essais du système semi-actif.....	144
5.4. Bilan et synthèse.....	148

Les travaux précédents ont montré qu'une méthode d'optimisation passive des trains d'atterrissage conduit à une minimisation d'environ 7% sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Dans ce chapitre, nous nous proposons d'étudier et de développer des méthodes actives et semi-actives pour les trains d'atterrissage qui permettraient d'augmenter le gain de minimisation sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq).

Ainsi après avoir effectué un état de l'art des méthodes actives et semi-actives applicables aux suspensions de véhicules et une analyse des méthodes applicables aux trains d'atterrissage, nous proposons une méthode semi-active de commande des trains d'atterrissage. Nous présenterons alors l'architecture de la structure de commande développée ainsi que les différents éléments de celle-ci. Enfin après avoir analysé les résultats de simulations, nous exposerons les moyens expérimentaux mis en œuvre et nous présenterons les résultats d'essais du démonstrateur semi-actif.

5.1. Analyse des méthodes actives et semi-actives

Comme nous l'avons vu au cours du chapitre 1 en introduction à ces travaux de recherche, les études de méthodes de minimisation des vibrations induites par des excitations mécaniques d'un système complexe font l'objet de nombreux travaux de recherche. Cet engouement pour ce domaine de recherche se justifie par le caractère quotidien de ces phénomènes. En effet, la problématique des vibrations induites se rencontre dans la vie courante lorsque par exemple vous circulez à bord d'un véhicule sur une route dont l'état de surface et les aspérités de celle-ci excitent l'ensemble du véhicule et ses occupants qui sont mécaniquement couplés à celui-ci. Si ces sollicitations mécaniques du véhicule s'exercent dans une certaine plage de fréquences, alors les occupants du véhicule peuvent être victimes du mal des transports. Moreau dans son article nous indique deux plages de sensibilité du corps humain. Une première plage de sensibilité entre 4 et 8 Hz selon la direction verticale ; et une seconde plage de sensibilité entre 0 et 0,8 Hz où un sujet en position assise et excité par sa base sera victime du mal des transports [MOR 01]. Il convient toutefois de nuancer ces plages de fréquences par la morphologie et les attitudes plus ou moins raides des passagers. En ce sens, l'étude des vibrations induites et leur minimisation sont très importantes dans le domaine des transports car cela conduit au confort des passagers. Outre cet aspect confort des passagers, il est très important de prendre en compte la tenue de route et la stabilité du véhicule [ZIN 05]. Ces deux critères sont conditionnés par le comportement dynamique des suspensions qui sont l'interface entre la route et le châssis du véhicule. C'est ainsi que l'ensemble des études porte sur les suspensions. De manière générale, les constructeurs automobiles et les équipementiers équipent traditionnellement les véhicules avec des

suspensions passives. Comme nous l'avons vu précédemment au cours de la partie 4.1.2, tout le savoir faire des constructeurs et des équipementiers consiste à effectuer un compromis entre le confort et la tenue de route. Ce compromis est difficile à obtenir et certains points de fonctionnement des suspensions passives privilégient un des deux critères. La satisfaction de ces deux critères peut être néanmoins atteinte plus aisément par la mise en place de suspensions actives ou semi-actives comme le démontrent Fischer et Isermann [FIS 04] et Lin et Kanellakopoulos [LIN 95]. Afin d'assurer le confort et la tenue de route, il s'agit respectivement de minimiser les accélérations verticales et de maximiser le contact avec le sol. Comme nous l'avons vu dans l'exposé de nos travaux d'optimisation passive, afin de minimiser les accélérations verticales, on doit augmenter la course de la suspension. Ceci n'est possible qu'en diminuant la raideur de la suspension. Or la maximisation du contact avec le sol est assurée par une augmentation de la raideur. Pour contrer ce dilemme, Lin et Kanellakopoulos [LIN 95] développent une suspension active en mettant un actionneur en parallèle de la suspension passive. Ainsi le correcteur ajuste le point de fonctionnement de la suspension en fonction des débattements de celle-ci. Si les variations de débattement sont faibles, le correcteur assouplit la suspension. Si les variations sont grandes, l'actionneur limite les débattements de la suspension. Dans la littérature, les travaux de recherche portant sur les suspensions de véhicules sont largement couverts et la majorité de ces travaux cherchent à répondre au mieux au compromis confort et tenue de route. Globalement l'ensemble de ces travaux se basent sur une modélisation simplifiée de quart de véhicule constitué d'une masse non suspendue (fusée de la roue) portée par un ressort modélisant le pneumatique et une masse suspendue (châssis du véhicule) portée par une suspension constituée d'un amortisseur et d'une raideur. Dans le domaine des transports routiers, les méthodes actives et semi-actives sont largement étudiées et développées. Que cela soit pour des suspensions automobiles ou des suspensions de sièges de conducteurs. En effet à l'instar de Lin et Kanellakopoulos, Gaspar et al développent une suspension active pour véhicules [GAS 03]. Beaucoup d'autres chercheurs ont étudié et démontré la supériorité des performances des suspensions actives en proposant de nouvelles lois de commandes, tels que Yue et al. [YUE 89] ou de nouveaux actionneurs tels que Kim et al. qui utilisent un actionneur électrique [KIM 03]. Toutefois d'un point de vue technique, une méthode active de par l'implantation d'un actionneur et son besoin énergétique, complique l'architecture du système et augmente les coûts financiers par rapport à un système passif classique. En effet, nous rappelons qu'une méthode active signifie un apport d'énergie au système par l'injection d'un effort via l'actionneur.

Une solution intermédiaire est l'utilisation de dispositif semi-actif. Une suspension semi-active donne des résultats proches d'une suspension active sans en apporter les inconvénients. En effet dans le cas d'une méthode semi-active, il ne s'agit pas d'apporter de l'énergie au système mais d'ajuster l'un des paramètres du système, en l'occurrence un paramètre de la suspension, afin que l'effort transmis permette de minimiser l'accélération verticale du

châssis d'un véhicule dans le cas de la problématique du confort des passagers. De plus en cas de défaillance du dispositif semi-actif, le système est similaire à un dispositif passif et ainsi conserve sa stabilité.

Compte tenu de l'architecture et de la gamme des véhicules, des dispositifs de suspensions actives sont développés et commercialisés. Il en est de même pour des suspensions semi-actives de véhicules tels que sur la Cadillac Seville STS de 2002 [FIS 04]. En aéronautique compte tenu des critères de masse, des besoins en énergie et d'intégration dans la baie des trains d'atterrissages, une méthode active est inappropriée. En effet pour des raisons de certification aéronautique par rapport aux normes de sécurité et pour des raisons de fonctionnalité technique des trains d'atterrissages, l'implantation d'un actionneur fournissant un effort au système est impossible. Les trains d'atterrissage servant d'interface entre le sol et l'aéronef ont pour rôle de dissiper l'énergie de l'atterrissage. Un atterrissage correspond à une excitation discrète du fuselage et non à une excitation continue comme c'est le cas pour un véhicule lors du roulage. L'objectif de nos travaux étant une optimisation de l'effort transmis par les trains d'atterrissage. Nous cherchons à maîtriser l'effort structural transmis et à le moduler afin de minimiser le pic d'accélération sur la poutre de queue. De par ses faibles besoins énergétiques, l'assurance de la stabilité du système en cas de défaillance du dispositif piloté et la possibilité d'un retrofit sur les trains d'atterrissages, une méthode semi-active est la plus appropriée pour notre problématique d'étude. Ainsi nous présentons dans la suite de ce chapitre, le développement d'une méthode semi-active qui sera conçue et mise en œuvre sur le démonstrateur afin d'être validée expérimentalement lors d'essais de chute.

5.2. Développement d'une méthode semi-active : application aux trains d'atterrissage

5.2.1. Introduction et description de la structure de commande

Comme nous venons de le voir, pour des raisons de mise en application sur les trains d'atterrissage, nous développons une méthode semi-active de minimisation du pic d'accélération de la poutre de queue lors de l'impact au sol.

De par les progrès accomplis dans les matériaux composites, les fuselages des aéronefs sont de plus en plus légers et flexibles. Dans ses travaux, Kruger montre qu'au cours des phases de roulage, les avions sont soumis à des excitations mécaniques conduisant à des situations inconfortables pour les passagers et des vibrations contraignantes pour la structure de l'appareil [KRU 00]. En effet comme nous le précise J. Veaux dans son ouvrage [VEA 06], les vitesses de roulage des avions lors des phases de décollage peuvent atteindre les 360 km/h générant ainsi des vibrations que l'on ressent lorsque l'on est passager. Ainsi à l'instar

des travaux menés sur les suspensions de véhicule, des recherches ont été effectuées sur des trains d'atterrissages semi-actifs afin de limiter les vibrations induites par le roulage des aéronefs. Outre ces phases de roulage, les aéronefs sont soumis à des excitations structurales particulières que sont les atterrissages et notamment les cas d'atterrissages à grande vitesse dits durs. De par leur phase de roulage importante et leur vitesse d'atterrissage élevée, les avions sont particulièrement soumis à ces sollicitations mécaniques. Avec l'essor des technologies pilotées mises en place sur les suspensions de véhicules, des recherches portent sur l'application de méthodes semi-actives pour les trains d'atterrissage lors des phases de roulage mais aussi principalement lors des phases d'atterrissage. C'est ainsi qu'un projet de recherche dénommé ADLAND pour Adaptive Landing Gear, a débuté en 2003 et s'est terminé en 2006. Ce projet de recherche dirigé par Messier-Dowty avec la collaboration de laboratoires de recherche tels que l'Institut Of Aviation de Varsovie a abouti à la conception d'un train d'atterrissage semi-actif pour avion. L'objectif principal de ce projet étant de démontrer la faisabilité et l'efficacité d'un train d'atterrissage semi-actif dans la minimisation des efforts structuraux transmis au fuselage lors des atterrissages. Il est en de même pour les travaux de Ghiringuelli et al. [GHI 00], [GHI 04] et de Mikulowski et Holnicki-Szulc [MIK 03]. Pour leur part, Horta et al. [HOR 99] proposent des trains d'atterrissage actifs. L'ensemble de ces travaux porte sur des trains d'atterrissage pilotés d'avions qui permettent de minimiser les efforts transmis au fuselage lors de l'atterrissage. Si nous reprenons le modèle analytique du démonstrateur de notre étude (cf. Figure 7 au chapitre 2), cela revient à considérer uniquement le sous-système fusée et roue et le sous-système cabine et suspension.

Dans leurs travaux, Ghiringuelli et al. proposent des trains d'atterrissage semi-actifs. La stratégie de commande adoptée consiste à déterminer une loi optimale de l'effort à transmettre par le train d'atterrissage et de suivre cette loi optimale cible par l'intermédiaire du dispositif semi-actif qui modifie l'un des paramètres du train d'atterrissage. Dans les deux études ici citées (cf. [GHI 00], [GHI 04]), Ghiringuelli et al. déterminent la loi optimale cible à partir de la relation d'égalité entre l'énergie du système lors de l'atterrissage avec l'énergie dissipée par les trains d'atterrissage (cf. expression (2.3) du chapitre 2). Compte tenu des capacités de l'amortisseur et des différentes configurations possibles d'atterrissage, une cartographie des lois optimales d'efforts est alors construite. A partir des mesures d'accélération de la cabine, du débattement du train d'atterrissage et des pressions de chambres de l'atterrisseur, la structure de commande calcule l'effort instantané transmis par le train d'atterrissage. Ensuite compte tenu des informations récupérées concernant la configuration de l'atterrissage (position appareil, vitesse d'approche), l'effort instantané calculé est alors comparé à l'effort optimal issu de la cartographie préalablement définie et sélectionné par rapport à la configuration de l'atterrissage. L'écart existant entre les deux efforts est alors injecté dans un correcteur de type proportionnel dont les gains sont définis à partir des capacités de l'atterrisseur. Enfin le signal de commande nécessaire pour diminuer l'écart entre les deux

efforts est envoyé au dispositif semi-actif. Ici Ghiringuelli et al. modifient la section de l'orifice de laminage de l'atterrisseur ajustant ainsi sur le coefficient d'amortissement du train d'atterrissage. Ce dispositif de commande à boucle fermée est très complexe et nécessite beaucoup de mesures et de connaissances de la configuration de l'atterrissage.

Mikulowski et Holnicki-Szulc [**MIK 03**] adoptent une stratégie similaire à Ghiringuelli et al. en déterminant une cartographie des lois optimales d'efforts à transmettre compte tenu des capacités des atterrisseurs et des configurations d'atterrissage à partir de la relation d'égalité existante entre l'énergie du système lors de l'atterrissage avec l'énergie dissipée par les trains d'atterrissage. Le correcteur utilise un critère non linéaire des moindres carrés afin de minimiser l'écart entre l'effort instantané calculé et l'effort optimal sélectionné dans la cartographie préalablement définie. Le signal de commande provenant du correcteur est alors envoyé au dispositif semi-actif utilisant un fluide magnéto-rhéologique. Le système adapte le coefficient d'amortissement en modifiant la viscosité du fluide comme le proposent Bic [**BIC 02**] ainsi que Cho et al. [**CHO 01**] dans leurs travaux. De même que les travaux de Ghiringuelli et al., ce dispositif de commande est très complexe de par ses besoins en mesure et la connaissance précise du modèle de l'appareil et de ses atterrisseurs.

Comme nous venons de le voir, l'ensemble des études portant sur des trains d'atterrissage semi-actifs concerne les atterrissages d'avions et se limite à la minimisation des efforts structuraux conduisant à la minimisation des accélérations de la masse suspendue. Les dispositifs semi-actifs développés nécessitent de nombreuses informations concernant l'attitude de l'appareil et de ses trains d'atterrissages. De plus une modélisation précise de l'appareil est nécessaire. Nous nous proposons dans nos travaux de développer une méthode semi-active pour trains d'atterrissage d'hélicoptères qui prendra en compte le comportement dynamique de la poutre de queue et non seulement les accélérations de la cabine. Utilisant le couplage mécanique existant entre le système cabine/suspension et le système poutre de queue, nous développons un démonstrateur semi-actif qui maîtrise l'effort transmis par la suspension et dont l'architecture est simplifiée par rapport aux travaux existant dans la littérature précédemment exposés.

- Description de la méthode semi-active développée :

Nous développons une méthode semi-active de commande de la suspension du démonstrateur afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors de l'atterrissage. La méthode semi-active conçue se décompose en deux étapes successives. A partir des mesures des accélérations et de la course de la suspension, la première étape détermine une loi d'effort optimale cible, notée U_{cible} , que la suspension doit transmettre afin que le système atteigne l'état désiré. La seconde étape calcule le signal de commande à envoyer au dispositif semi-actif du démonstrateur afin que celui-ci module l'effort transmis

par la suspension afin d'approcher l'effort optimal cible à transmettre. L'architecture de la méthode mise en place se schématise de la façon suivante :

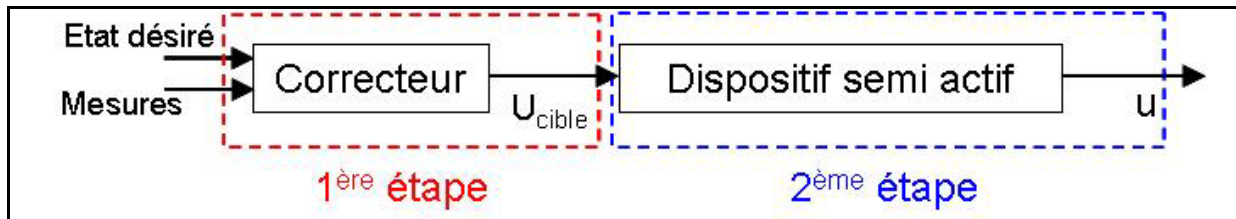


Figure 46 : Schéma de la structure de la méthode semi-active développée

La figure suivante présente la modélisation du système démonstrateur semi-actif :

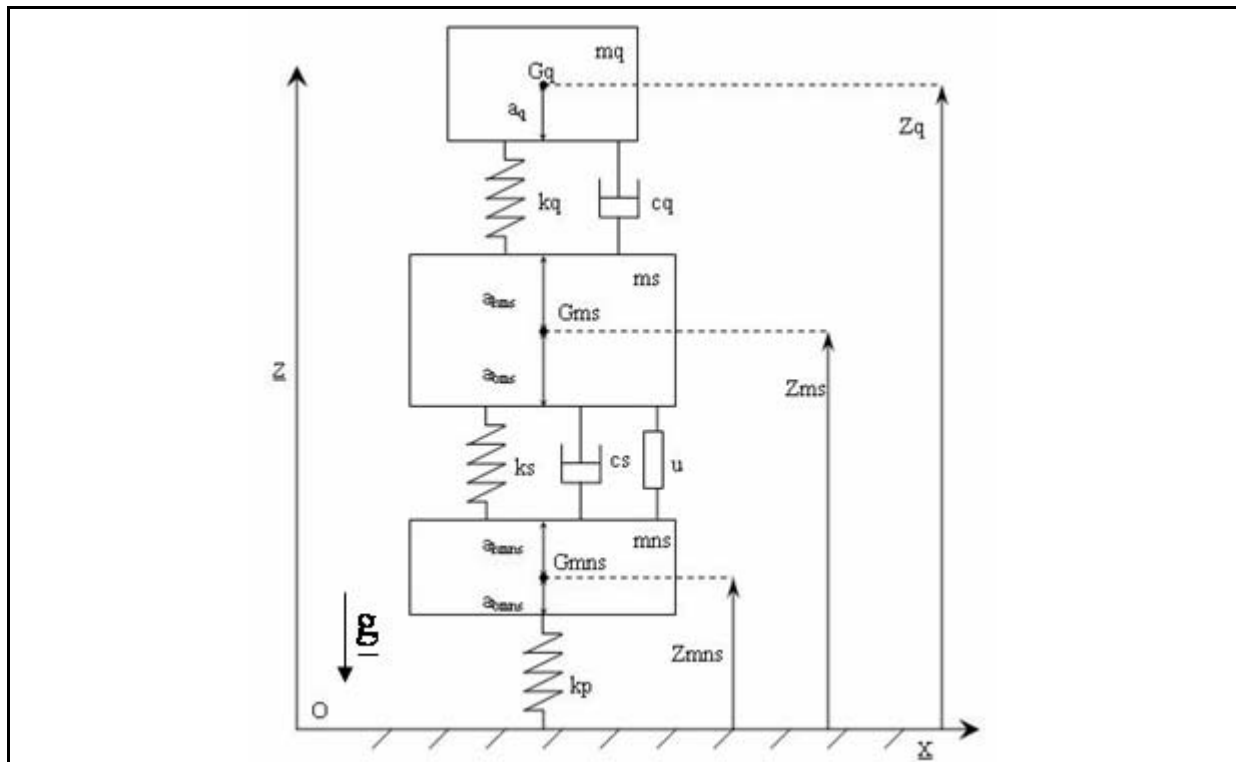


Figure 47 : Modélisation du système démonstrateur semi-actif

A la différence des travaux menés par Ghiringhelli et al. [GHI 00] [GHI 04] et par Mikulowski et Holnicki-Szulc [MIK 03] qui ont une suspension unique semi-active, le système semi-actif développé conserve une suspension passive modélisée par une raideur k_s et un coefficient d'amortissement c_s comme nous pouvons le voir sur la Figure 47. En parallèle de cette suspension passive, nous disposons un effort, noté u , qui viendra moduler l'effort transmis par la suspension afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q) lors de l'atterrissage. Les comportements dynamiques de la masse suspendue m_s et de la masse non suspendue m_{ns} sont régis par les équations suivantes :

$$\begin{aligned}
 m_s \cdot \ddot{Z}_{ms} &= -m_s \cdot g + k_q \cdot (Z_q - Z_{ms} - l_{q_0}) + c_q \cdot (\dot{Z}_q - \dot{Z}_{ms}) \\
 &\quad - k_s \cdot (Z_{ms} - Z_{mns} - l_{s_0}) + F_{\text{amort_susp}} + u
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

$$\begin{aligned} mns \cdot \ddot{Z}_{mns} = & -mns \cdot g + k_s \cdot (Z_{ms} - Z_{mns} - l_{s_0}) \\ & - F_{\text{amort_susp}} - k_p \cdot (Z_{mns} - Z_p - l_{p_0}) - u \end{aligned} \quad (5.2)$$

La mise en parallèle du dispositif semi-actif permet d'assurer la stabilité du système et un retrofit des trains d'atterrissage passifs. Nous reviendrons dans la suite de ce chapitre sur l'assurance de la stabilité du système et sur l'analyse des défaillances du système semi-actif au cours de l'étude et de la modélisation du dispositif semi-actif.

Comme nous l'avons vu au cours des chapitres 2 et 4, le pic d'accélération de la poutre de queue est généré par une double bosse présente sur l'effort transmis par le train d'atterrissage (suspension) lors de l'impact au sol et durant la phase de compression du train d'atterrissage. L'amplitude du premier pic de cette double bosse de l'effort transmis à la structure influence fortement l'amplitude du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Ainsi dans un souci d'efficacité de la méthode semi-active, le correcteur se déclenche à partir de l'impact au sol et fonctionne durant une période optimale propre à chaque méthode de commande développée. Lors des simulations, l'impact est détecté par l'évaluation du signe de la position absolue du point bas du pneumatique. Sur le puits de chute, l'impact est détecté via le capteur de débattement de la suspension. Un bloc de gestion du temps de fonctionnement du correcteur est implanté dans le modèle Matlab/Simulink de la structure de commande utilisé pour les simulations et pour les expérimentations sur puits de chute.

- Analyse et identification du paramètre commandé :

La méthode semi-active développée comporte deux étapes. La première étape consiste à déterminer une loi d'effort optimale cible. Dans la suite de ce mémoire, la partie 5.2.2 présente l'étude et la définition de celle-ci. La seconde étape concerne la modulation de l'effort transmis par la suspension afin de s'approcher de l'effort optimal cible. Cette modulation de l'effort global transmis par la suspension est induite par la modification d'un des paramètres de la suspension. Une suspension comporte une raideur et un amortissement. Classiquement, la raideur d'une suspension automobile est assurée par des ressorts hélicoïdaux, la modification de celle-ci est alors impossible. Certaines suspensions hydropneumatiques telles que les suspensions CRONE [MOR 01] ont leur raideur assurée par des sphères de gaz. Il en est de même pour les trains d'atterrissage où la raideur est assurée par des chambres de gaz. Dans leur étude, Horta et al. [HOR 99] agissent sur la pression des chambres afin de commander l'effort transmis. Dans le cas de notre démonstrateur, la raideur est assurée par deux ressorts hélicoïdaux. Modifier la raideur de ceux-ci est impossible.

La majorité des travaux de recherche concernant les suspensions semi-actives modifient le coefficient d'amortissement. Comme nous l'avons vu précédemment au cours du chapitre 2, le coefficient d'amortissement correspond à une perte de charge explicitée par l'expression (2.24). La perte de charge est fonction des propriétés du fluide telle que sa viscosité et de la

section de l'orifice de laminage. La viscosité du fluide peut être modifiée en utilisant des fluides électro-rhéologiques ou magnéto-rhéologiques dont la viscosité varie en soumettant respectivement ces fluides à un champ électrique ou magnétique [BIC 02]. En effet les fluides électro-rhéologiques et magnéto-rhéologiques sont des fluides contenant des particules métalliques en suspension. Lorsque ceux-ci sont respectivement soumis à un champ électrique ou magnétique, les particules s'alignent le long des lignes de champ, perpendiculaires à l'écoulement du fluide au travers d'une restriction hydraulique, entraînant une limitation de l'écoulement et une augmentation de la perte de charge. Cho et al. présentent dans leur article différentes modélisations de l'effort d'amortissement généré par l'utilisation d'un fluide magnéto-rhéologiques telles que les modèles de Bingham, de Bouc-Wen et des modèles polynomiaux [CHO 01]. Afin de modifier la viscosité d'un fluide électro-rhéologique, un champ électrique d'une intensité de l'ordre de 6.10^6 V/m est nécessaire. Cette intensité est difficile à mettre en oeuvre et demande d'être prudent dans sa mise en application. En revanche, un fluide magnéto-rhéologique nécessite un champ magnétique d'une intensité d'environ 160 kA/m, ce qui peut être aisément obtenue avec une alimentation de 12 ou 24 V en courant continu [BIC 02]. De plus un système utilisant un fluide magnéto-rhéologique possède un faible temps de réponse de l'ordre de 5 ms. Compte tenu de ces caractéristiques, celui-ci est utilisé dans des suspensions automobiles semi-actives [GIU 03] [YAO 02] mais aussi pour des prototypes de trains d'atterrissage semi-actifs pour avions [MIK 03]. Pour des raisons de mise en application technique et de coûts, la modulation du coefficient d'amortissement peut aussi être effectuée par modification de la section de laminage. En effet Giua et al. proposent une suspension semi-active pour véhicules dont la section de l'orifice de laminage est pilotée par des servovalves [GIU 04]. Ce type de technologie est aussi adopté par Ghiringuelli et al. pour une mise en application sur un train d'atterrissage semi-actif pour avions [GHI 00] [GHI 04].

Outre la raideur et le coefficient d'amortissement, Guglielmino et Edge [GUG 04] proposent une suspension semi-active pour véhicule tout terrain sur laquelle ils font varier les frottements du piston dans son mouvement de coulissement par rapport aux parois internes de la chambre de l'amortisseur. Des patins circulaires disposés dans le corps du piston sont actionnées par une pression de fluide circulant l'intérieur de la tige de l'amortisseur et viennent frotter sur les parois de la chambre modifiant ainsi l'effort transmis par la suspension. Cette solution est techniquement complexe à mettre en oeuvre de par les ajustements mécaniques à mettre en place et les problèmes d'étanchéité. De plus elle nécessite une modélisation précise des frottements.

Dans un souci de mise en application expérimentale et de simplicité technologique par rapport à une approche deetrofit de trains d'atterrissage passifs en trains d'atterrissage semi-actifs, le démonstrateur semi-actif développé lors des travaux de cette thèse, utilise la modification du coefficient d'amortissement par pilotage de la section de l'orifice de

laminage du dispositif semi-actif monté en parallèle de la suspension passive. Plusieurs technologies permettent de modifier la section de l'orifice de laminage. Au cours de la partie 5.2.3 après une rapide description de celles-ci, nous décrirons la technologie que nous avons retenue et mise en œuvre pour le démonstrateur.

Nous venons d'analyser et de décrire l'architecture de la méthode semi-active développée au cours des travaux de recherche de cette thèse. Dans la partie suivante, nous nous intéressons plus particulièrement à l'étude et au développement de la première étape de la méthode semi-active.

5.2.2. Etude et développement des méthodes de définition de la loi d'effort optimale cible

Comme nous l'avons vu précédemment dans [GHI 00], [GHI 04] et [MIK 03], les auteurs déterminent la loi d'effort optimale cible à partir d'une étude mécanique des trains d'atterrissages et de la relation d'équivalence énergétique entre l'énergie de l'appareil et l'énergie dissipée. De par les incertitudes existantes dans les systèmes tels que les véhicules ou les aéronefs, les structures de commande doivent être robustes. Les auteurs présentant leurs travaux sur des suspensions semi-actives pour véhicules utilisent des lois de commandes robustes utilisées dans des méthodes actives afin de définir la loi optimale cible. Les principales lois de commande utilisées sont la commande H_∞ [DU 05] [OHS 99] [RET 05], la commande par Mode Glissant [VAL 98] et la commande Skyhook [KAR 74] [FRA 95]. Afin de mieux comprendre les fondements de ces différentes commandes, nous nous proposons d'étudier la théorie de celles-ci. L'étude de ces dernières nous permettra par la suite de proposer les méthodes de commande que nous avons choisies pour le calcul de la loi d'effort optimale cible que le train d'atterrissage doit transmettre en vue de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue lors de l'atterrissage.

La commande H_∞ est une méthode de commande robuste par approche fréquentielle [ZHO 98]. Celle-ci utilise un critère mathématique à vérifier (condition de minimisation). Ici la formulation utilisée est la norme H_∞ . Il s'agit donc de définir ce critère mathématique et une fois celui-ci défini, la recherche de la loi de commande se fait algorithmiquement par résolution d'un problème d'optimisation. La particularité de la commande H_∞ (comme l'ensemble des commandes robustes) réside dans la prise en compte de l'ensemble des incertitudes de modélisation [SAM 01]. En effet étant dans l'incapacité de représenter parfaitement un système réel, on est contraint de prendre en compte les erreurs de modélisation afin que le correcteur développé à partir du modèle du système soit adapté au système réel. Cette problématique constitue l'étude de la robustesse d'un correcteur. Cependant à la différence de la commande par mode glissant où les incertitudes sont évaluées numériquement, la méthode de commande H_∞ suppose une modélisation des incertitudes par fonction de transfert. La commande H_∞ provient d'une volonté de formaliser le cahier des

charges d'un système par des critères mathématiques et permettant ainsi de concevoir le correcteur par satisfaction des critères mis en place. Pour ce faire, la commande H_∞ utilise une approche fréquentielle basée sur l'analyse des diagrammes de Bode. Ainsi la méthode de commande H_∞ , repose tout d'abord sur une modélisation du système à piloter qui tient compte de manière explicite des incertitudes de celle-ci. Ensuite il s'agit de définir le critère mathématique adapté, ici en l'occurrence l'utilisation d'un critère de minimisation portant sur la norme H_∞ . Enfin le correcteur qui permet de vérifier ce critère est déterminé par un calculateur. La conception d'un correcteur H_∞ peut se décomposer de la manière suivante :

- modélisation du système à corriger (fonction de transfert nominale) et évaluation des incertitudes.
- définition des performances du système corrigé par l'intermédiaire des fonctions de pondération.
- construction d'un modèle augmenté tenant compte des fonctions de pondération et calcul du correcteur H_∞ appliqué au système augmenté.

Une méthodologie plus détaillée est présentée dans l'ouvrage de Zho et al [ZHO 98]. Il s'agit donc dans un premier temps de définir les incertitudes du modèle. Pour cela, il existe plusieurs possibilités. Deux types de descriptions peuvent être utilisés : incertitudes structurées et incertitudes non structurées [VER 03]. Les incertitudes correspondent par exemple à des non linéarités négligées, des éléments non stationnaires du système (variations de la masse, des pressions pour les chambres de raideur gaz). De manière générale l'approche des méthodes de commandes robustes peut être vue de la manière suivante. On considère tout d'abord une modélisation nominale d'un système que l'on cherche à piloter. Ensuite de par l'introduction des incertitudes, on définit un ensemble autour de la modélisation nominale. Cet ensemble est considéré comme représentatif des différents modèles qui approchent le mieux le système réel. Ainsi partant du principe que le correcteur est efficace et assure la stabilité pour l'ensemble des modèles, alors le correcteur est robuste et adapté au système réel. La définition de l'ensemble passe donc par une modélisation des incertitudes. Divers types d'incertitudes sont présentés par Vergé dans [VER 03]. Il existe entre autres des incertitudes additives, multiplicatives et incertitude numérateur/dénominateur. Cette étape est délicate car il s'agit de bien connaître quel type d'incertitude peut le mieux s'approcher de la réalité. Comme on l'a dit précédemment, on se situe dans une approche fréquentielle. La mise en place de fonctions de transfert de pondération (pour les systèmes mono variables) ou de matrice de pondération (pour les systèmes multi-variables) permet ainsi de normaliser les incertitudes et de les utiliser comme variables dans le domaine fréquentiel. A titre d'exemple, une incertitude numérateur/dénominateur se décompose en une incertitude sur le dénominateur et une incertitude sur le numérateur. On introduit alors des matrices $W1$ et $W3$. $W1$ influence la performance du correcteur et $W3$ agit comme un filtre pour les hautes

fréquences. Il s'agit ensuite de définir les performances du système. Pour ce faire, on définit une fonction de sensibilité, notée S , et une fonction de sensibilité complémentaire, notée T . La sensibilité S représente l'effet des perturbations sur la sortie du système. Et la sensibilité complémentaire T représente le comportement du système en boucle fermée [VER 03] [SCO 05]. Ainsi on comprend aisément que la sensibilité S doit être minimisée et que la sensibilité complémentaire doit être bornée afin d'assurer la stabilité du système bouclé. Les fonctions S et T s'expriment par :

$$S = (I + G \cdot K)^{-1} \quad (5.3)$$

$$T = G \cdot K \cdot (I + G \cdot K)^{-1} \quad (5.4)$$

Avec :

I , l'élément identité.

G et K représentant respectivement le système et le correcteur.

Remarque : dans le cas des systèmes mono variables, S et T sont des fonctions de transfert. Pour les systèmes multi-variables, ce sont des matrices.

Il s'agira de vérifier le critère suivant :

$$\left\| \begin{matrix} W_3 \cdot T \\ W_1 \cdot S \end{matrix} \right\|_{\infty} < 1 \quad (5.5)$$

La vérification de l'expression (5.5) est désignée de *H ∞ mixed sensitivity minimization problem* dans [VOL 01]. Le terme de *mixed sensitivity* est utilisé car le critère porte sur deux sensibilités. La pondération de W_3 sur T se traduit comme une limite supérieure de l'incertitude. Cette borne supérieure est une fonction de la pulsation ω . De plus le respect de l'inégalité (5.5) permet la minimisation de S . L'objectif de la méthode H_{∞} consiste donc à trouver un correcteur K qui vérifiera l'inégalité (5.5) afin d'assurer la stabilité du système. On construit ensuite le système augmenté en incorporant les pondérations W_1 et W_3 et l'on calcule le correcteur par un algorithme de dichotomie appelé γ -itération et présenté dans [VER 03]. La méthode de commande H_{∞} est très utilisée car c'est une commande robuste qui ne demande que peu de réflexion mathématique. La méthode H_{∞} demande toutefois une bonne connaissance du comportement fréquentiel du système car sa conception passe par des critères construits sur celle-ci (diagrammes de Bode). En outre un des points essentiels de sa conception consiste à évaluer correctement le type d'incertitudes que l'on aura. Une fois celles-ci évaluées, il s'agit de choisir des bonnes matrices de pondérations.

A l'instar de la commande H_{∞} , la commande par Mode Glissant est une commande robuste utilisée pour la commande de systèmes sujets à des modélisations incertaines et à des

perturbations extérieures [BAN 05] [BAR 95] [UTK 78]. Basée sur le formalisme d'état, la commande par Mode Glissant est une commande à retour d'état. L'objectif de la loi de commande par Mode Glissant est d'amener les variables d'état du système sur une hyper surface appelée surface de glissement. Lorsqu'elles appartiennent à celle-ci alors elles glissent inévitablement vers un état d'équilibre désiré. La stabilité est assurée par le fait que la surface de glissement vérifie un critère de stabilité qui est une fonction de Lyapunov. Le rôle du correcteur est ainsi d'amener les variables d'état sur la surface de glissement et d'assurer la stabilité du système en boucle fermée. La stratégie de développement d'une commande par Mode Glissant se décompose de la manière suivante :

- définition d'une surface de glissement.
- conception de la loi de commande.
- vérification du critère de stabilité justifiant l'existence du comportement de glissement du système vers un état d'équilibre.

La commande par Mode Glissant est une commande robuste dont la définition assure la stabilité du système [UTK 78]. A l'inverse de la commande H_∞ , la commande par Mode Glissant nécessite une démarche mathématique dans la construction d'une hyper surface de glissement. Pour un système de vecteur d'état de dimension n , la dimension de la surface de glissement est de dimension $n-1$. Ainsi pour des systèmes possédant des vecteurs d'état de grande dimension, la construction de la surface de glissement est complexe. Dans le cadre de notre étude, le système démonstrateur modélisé à la Figure 47 possède un vecteur d'état de dimension 6. Cependant de par le caractère localisé de notre commande sur le sous-système cabine/suspension par pilotage de l'effort transmis par la suspension, nous considérerons uniquement le sous-système cabine/suspension et nous nous ramènerons à l'étude d'un système du deuxième ordre. Cette hypothèse de travail simplifiera alors le développement d'une commande par Mode Glissant qui sera présenté dans la suite de cette partie.

La méthode de commande Skyhook est considérée comme étant une stratégie de commande optimale de par sa capacité à isoler une masse suspendue (châssis de véhicule par exemple) des excitations mécaniques auxquelles celle-ci est soumise.

Cette méthode de commande est basée sur une hypothèse de travail où un amortisseur fictif idéal substituant l'amortisseur d'une suspension, serait connecté entre la masse suspendue du système considéré et un point dans le ciel [KAR 74] [SAM 01]. Une vision imagée de cette hypothèse est représentée à la Figure 48-a. Dans cette configuration purement fictive, la direction de l'axe de l'amortisseur reste verticale et l'amortisseur peut se déplacer horizontalement.

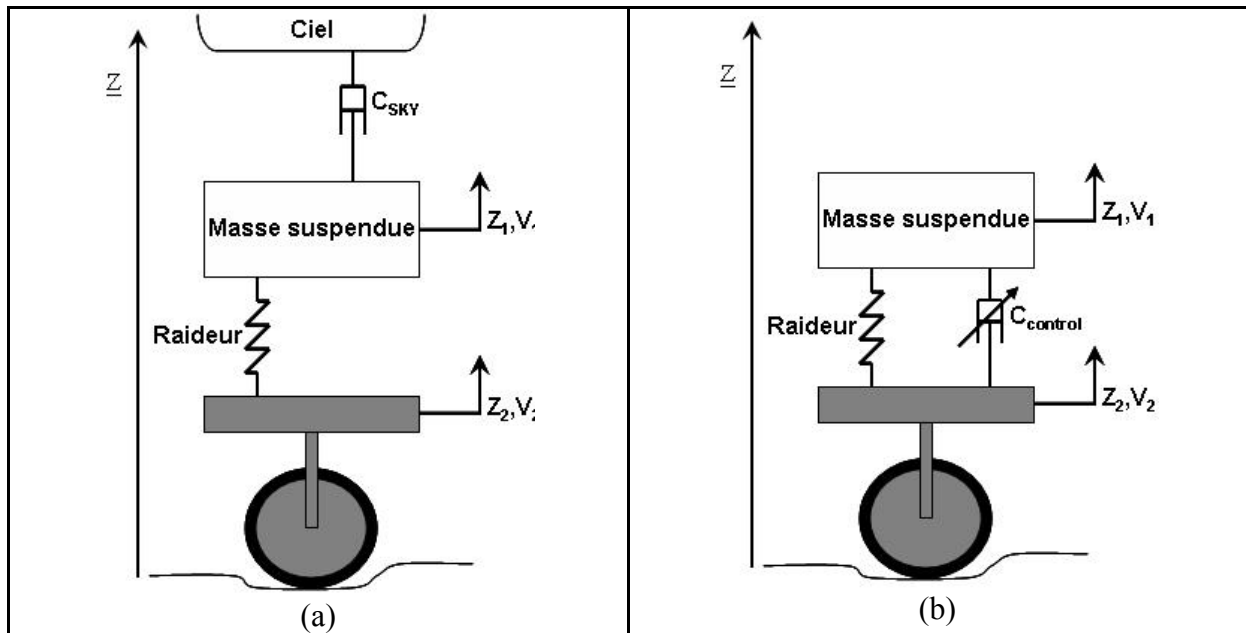


Figure 48 : Schématisation de la méthode de commande Skyhook

D'après la modélisation présentée à la Figure 48-a, nous avons la transmissibilité du système idéal :

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 2 \cdot j \cdot \zeta_{SKY} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)} \quad (5.6)$$

Avec :

Z_1 et Z_2 , les déplacements respectifs de la masse suspendue et de la masse non suspendue.

V_1 et V_2 , les vitesses absolues respectives de la masse suspendue et de la masse non suspendue. La vitesse de débattement de la suspension est notée V_{12} .

ζ_{SKY} , le taux d'amortissement du système.

ω_0 , la pulsation propre du système.

Ainsi à partir de l'analyse fréquentielle (diagramme de Bode) de l'expression (5.6), nous déterminons la valeur du taux d'amortissement ζ_{SKY} et nous en déduisons la valeur du coefficient d'amortissement C_{SKY} idéal qui permet de minimiser l'amplitude des déplacements de la masse suspendue lorsque le système est excité dans une plage fréquentielle autour de sa fréquence de résonance. Afin de transposer ce cas idéal à la réalité, une suspension semi-active est développée. Sa modélisation est présentée à la Figure 48-b. Le coefficient d'amortissement de la suspension, noté $C_{control}$, est variable au cours du temps. En effet à partir de l'état du système, celui-ci devra être adapté afin que le comportement du

système s'approche du comportement idéal du système décrit à la Figure 48-a. Dans ce cas idéal, si nous considérons le cas où la masse suspendue se déplace avec une vitesse positive (vers le haut), la force d'amortissement s'exprime de la manière suivante :

$$F_{SKY} = -C_{SKY} \cdot V_1 \quad (5.7)$$

Si nous nous plaçons dans la même configuration que précédemment où la masse suspendue se déplace vers le haut avec une vitesse supérieure à celle de la masse non suspendue, provoquant ainsi l'extension de la suspension, nous avons la force d'amortissement suivante :

$$F_{control} = -C_{control} \cdot V_{12} \quad (5.8)$$

Afin que le système décrit à la Figure 48-b ait le même comportement que le système idéal, la force d'amortissement qu'exerce l'amortisseur à coefficient variable doit être similaire à la force F_{SKY} . Ainsi nous avons :

$$C_{control} = C_{SKY} \cdot \frac{V_1}{V_{12}} \quad (5.9)$$

Cette relation sera toujours applicable lorsque V_1 et V_{12} seront de même signe. Toutefois lorsque celles-ci seront de signe opposé, alors de par l'opposition de la position de l'amortisseur entre le système idéal et le système semi-actif (cf. Figure 48), la force exercée par l'amortisseur semi-actif ne pourra pas être similaire à la force générée par l'amortisseur idéal skyhook. Ainsi lorsque les deux vitesses seront de signe opposé alors on cherchera à se placer dans une configuration où le coefficient d'amortissement variable est une valeur minimale. Cette analyse conduit à la stratégie de commande suivante :

$$\begin{cases} V_1 \cdot V_{12} > 0 & F_{SA} = -C_{SKY} \cdot V_1 \\ V_1 \cdot V_{12} < 0 & F_{SA} = 0 \end{cases} \quad (5.10)$$

De par l'analyse des principales commandes utilisées dans la littérature et la volonté de développer une structure semi-active simple et robuste pour une mise en application sur des trains d'atterrissages d'hélicoptère, nous avons étudié et comparé différentes commandes en boucle fermée pour la définition de la loi d'effort optimale cible.

Ainsi nous avons développé deux commandes Proportionnelle Intégrale Dérivée (PID) utilisant premièrement un retour de mesure d'accélération de la masse suspendue m_s ; puis un retour d'accélération de la masse poutre de queue m_q . Ensuite deux commandes à retour d'état que sont respectivement une commande par Mode Glissant et une commande quadratique ont été étudiées et conçues. L'ensemble de ces commandes repose sur l'utilisation

du couplage mécanique existant entre la masse suspendue (m_s) et la masse poutre de queue (m_q) afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q) en pilotant l'effort transmis par la suspension.

- Etude et développement des correcteurs PID :

Comme nous l'avons vu précédemment, nous avons développé deux types de correcteurs PID afin de déterminer la loi d'effort optimale cible. Notre objectif est de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q). Nous avons un couplage mécanique entre la masse suspendue (m_s) et la masse poutre de queue (m_q). L'effort d'impact est transmis par la suspension à la masse suspendue (m_s). Ainsi nous pouvons légitimement penser qu'en minimisant l'accélération de la masse suspendue (m_s), nous pouvons minimiser l'accélération de la masse poutre de queue (m_q). C'est pourquoi dans un premier temps, nous développons un correcteur PID avec retour de mesure d'accélération de la masse suspendue afin de minimiser l'accélération de celle-ci.

Nous avons choisi de développer une structure de PID mixte car l'action de l'élément intégral et dérivé sont découplés, permettant ainsi un réglage dissocié sur la robustesse (action intégrale) et la dynamique (action dérivé) du correcteur. La structure du PID ainsi conçu est présentée sur la figure suivante :

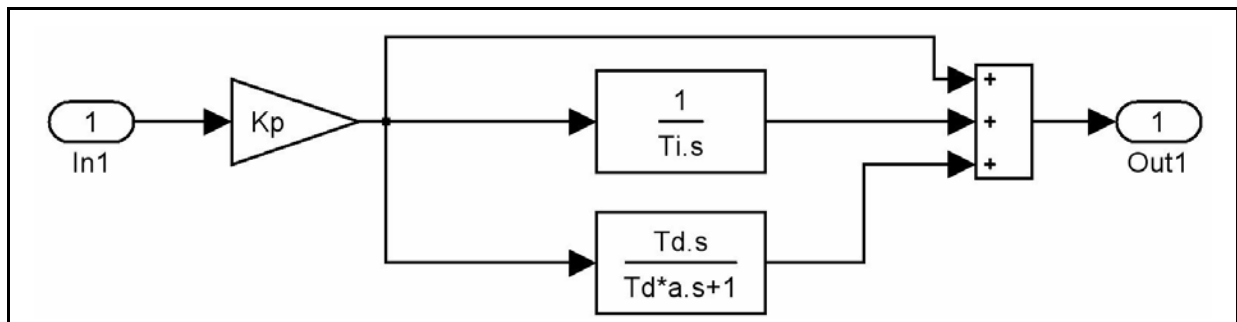


Figure 49 : Modèle Matlab/Simulink de la structure du correcteur PID développé

En considérant le domaine de Laplace, la fonction de transfert du correcteur est :

$$H(p) = \frac{U(p)}{\varepsilon(p)} = K_p \cdot \left(1 + \frac{1}{T_i \cdot p} + \frac{T_d \cdot p}{a \cdot T_d \cdot p + 1} \right) \quad (5.11)$$

Avec :

$\varepsilon(p)$, écart entre la consigne nulle sur l'accélération de m_s et la valeur d'accélération de m_s mesurée. Cet écart est représenté par l'entrée In1 sur la Figure 49.

$U(p)$, l'effort de commande cible généré par le correcteur que le dispositif semi-actif doit approcher. Celui-ci correspond à la sortie Out1 sur la Figure 49.

K_p , constante de gain proportionnel.

T_d , constante temporelle de la composante dérivée.

T_i , constante temporelle de la composante intégrale.

a , paramètre de réglage pour la stabilité du système.

Après implantation du correcteur sur le modèle Matlab/Simulink du démonstrateur, nous avons procédé aux réglages du correcteur de manière empirique à partir d'une méthode dérivée de la méthode de Ziegler-Nichols et de l'analyse des résultats de simulations.

Remarque : afin de définir les commandes qui définissent la loi d'effort optimal cible, nous considérons le système démonstrateur comme étant actif. L'effort u est égal à l'effort cible noté U_{cible} . Les résultats des simulations présentés dans cette partie sont les simulations du démonstrateur actif.

La méthode utilisée pour l'optimisation du correcteur PID, consiste à régler successivement les différents paramètres de celui-ci. Tout d'abord, il s'agit de régler le gain proportionnel en annulant l'action de l'intégral et du dérivé. Pour ce faire, on prend une valeur T_i maximale et une valeur T_d minimale. En partant d'une valeur minimum de K_p , on augmente celle-ci jusqu'à obtention du comportement optimum. Ensuite on règle successivement T_i et T_d par diminution et augmentation respective de la valeur de chacun d'eux. Le paramètre de réglage a sera lui aussi obtenu par simulation en partant d'une valeur unitaire. Nous effectuons une simulation de chute d'une hauteur de 400 mm correspondant à une vitesse d'impact de 2,8 m/s avec $K_p = 25$, $T_d = 0,075$, $T_i = 0,4$ et $a = 0,01$. Nous obtenons les résultats suivants sur l'accélération de la masse poutre de queue (mq) :

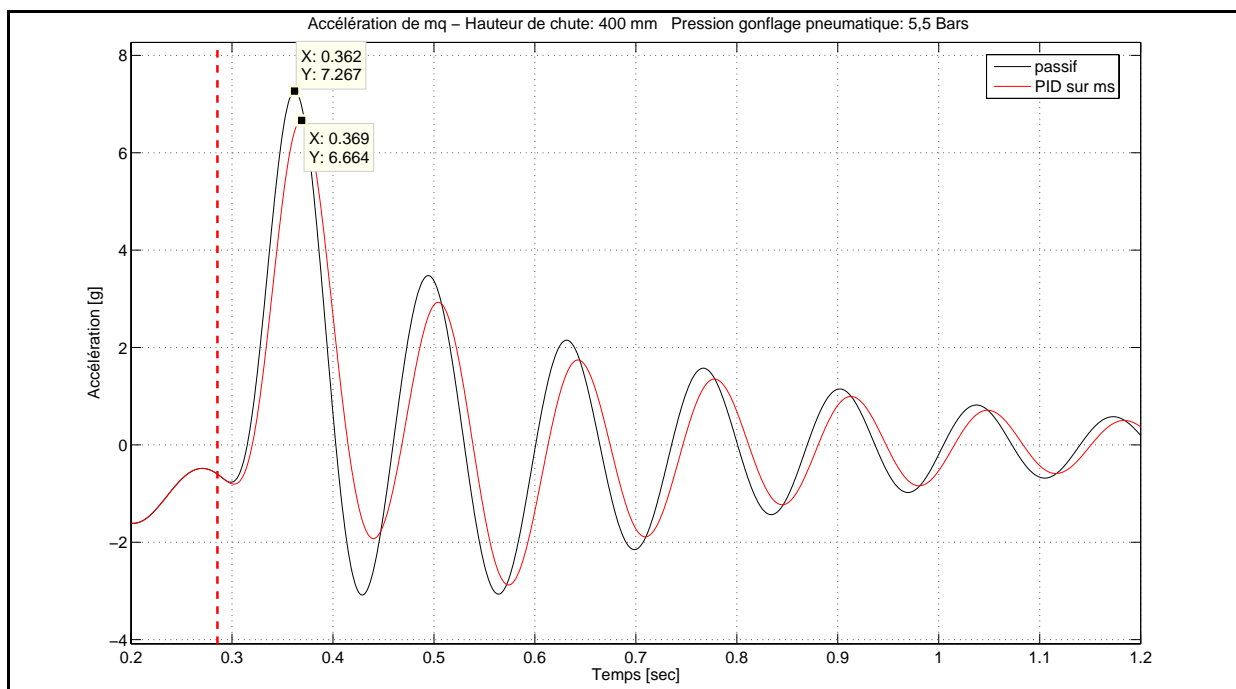


Figure 50 : Comparaison passif et PID sur ms - accélération de mq

D'après la Figure 50, nous constatons que la minimisation de l'accélération de la masse suspendue (ms) par application d'une commande PID engendre une minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) de l'ordre de 9%. Nous observons de plus un léger décalage temporel de la courbe d'accélération du système actif. Ce décalage est dû à la diminution de l'effort s'exerçant sur la masse suspendue (ms), engendrant un retard dans la transmission de l'effort au système poutre de queue.

Afin d'augmenter le taux de minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq), nous proposons maintenant de minimiser directement l'accélération de la poutre de queue. Nous conservons le correcteur précédent et nous récupérons l'accélération de la masse poutre de queue. L'écart $\varepsilon(p)$ devient alors l'écart entre la consigne nulle sur l'accélération de mq et la valeur d'accélération de mq mesurée. Nous obtenons les résultats suivants :

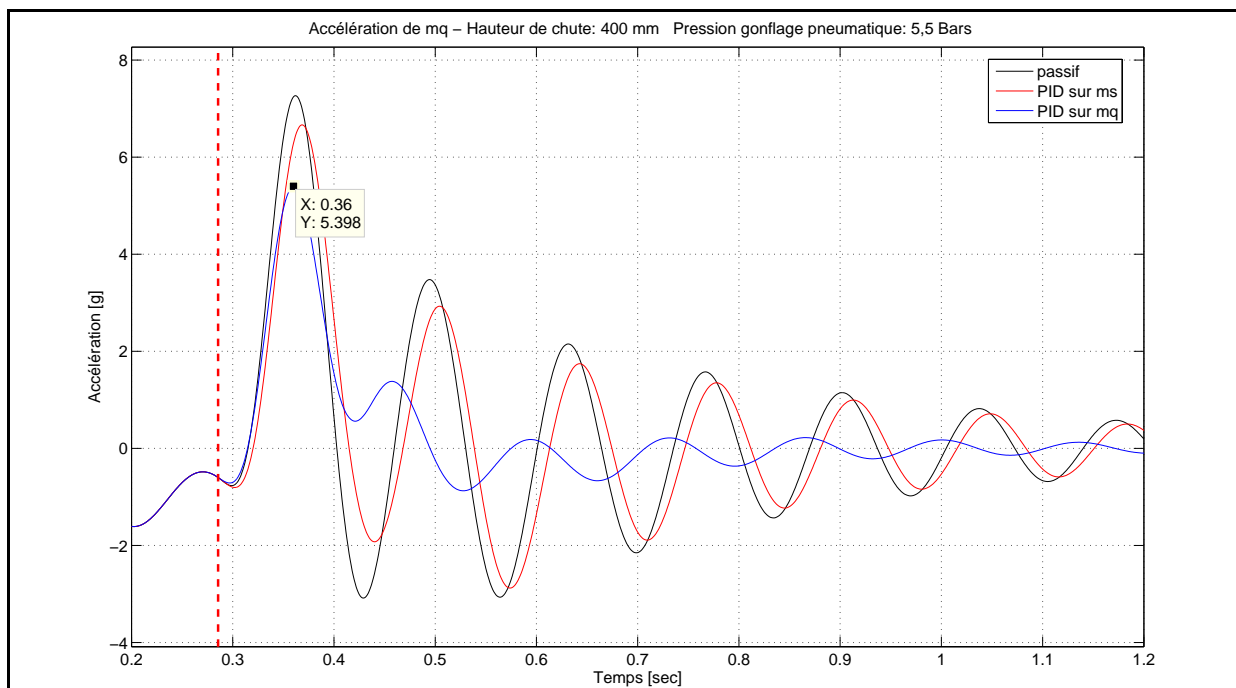


Figure 51 : Comparaison passif, PID sur ms et PID sur mq - accélération de mq

Sur la Figure 51, les résultats de simulations du correcteur PID sur mq montrent une minimisation de l'ordre de 25% du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Nous remarquons de plus que les oscillations postérieures à l'impact sont fortement minimisées.

De par le fait que nous mesurons l'accélération de la masse poutre de queue (mq) et que la commande minimise l'accélération de celle-ci, nous n'observons plus le décalage temporel entre le système passif et le système actif. En outre afin d'optimiser le fonctionnement du correcteur au cours du temps, nous faisons fonctionner celui-ci pendant une durée finie. La définition de cette durée a été déterminée empiriquement par simulations. Après plusieurs itérations, il apparaît que la durée d'efficacité de fonctionnement du correcteur dans la

définition de la loi d'effort optimale est de 0,13 s après mise en route de celui-ci à l'impact du système sur le sol. Ce qui correspond à un fonctionnement durant la compression.

De plus comme nous l'avons vu au cours du chapitre 2, afin d'étudier la robustesse du correcteur vis-à-vis des différentes configurations d'atterrissage de l'appareil compte tenu du centrage et de l'attitude de l'appareil lors de l'atterrissage, nous introduisons une incertitude de 15% sur la valeur de la masse suspendue (m_s). Cette valeur a été déterminée par rapport aux données relatives à l'appareil considéré et à partir du calcul des masses réduites (cf. Annexe 2). Nous considérons ici uniquement une incertitude sur la masse car c'est l'élément le plus variant sur un hélicoptère. Toutefois des incertitudes sur la raideur des trains d'atterrissage peuvent aussi être introduites bien que celle-ci soit un paramètre moins évolutif régulièrement contrôlé sur appareil. Ainsi dans la suite de nos travaux d'analyse de la robustesse des différents correcteurs, nous introduirons uniquement des incertitudes sur la masse.

Nous obtenons les résultats de simulations suivants :

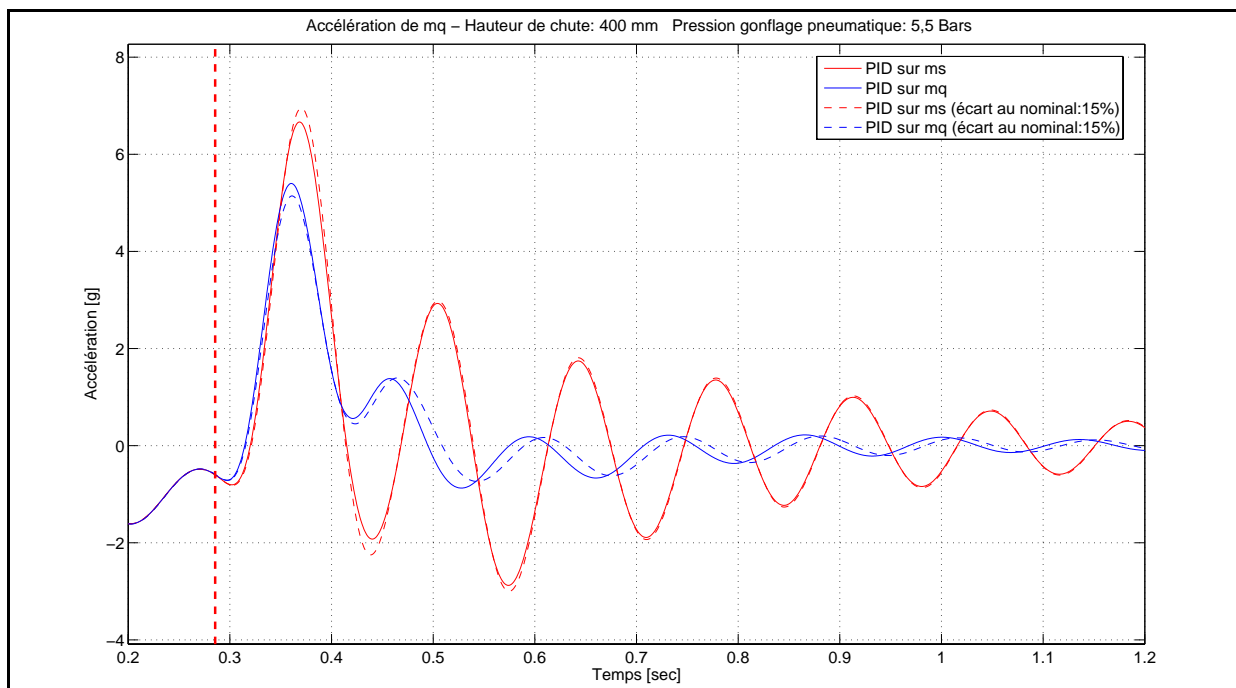


Figure 52 : Analyse de la robustesse du PID sur m_s et sur m_q avec écart au nominal de 15% sur la masse suspendue m_s - accélération de m_q

Nous constatons que les correcteurs PID développés sont robustes. En effet, les comportements du système nominal et du système non nominal sont similaires. Cependant nous notons une augmentation de l'amplitude du pic d'accélération sur la masse m_q pour le système minimisant l'accélération de la masse m_s . La masse suspendue étant plus grande, l'effort d'impact est plus important. Ceci a pour conséquence une augmentation de l'amplitude du pic d'accélération de la masse m_q .

Pour le système PID avec minimisation de l'accélération de la masse m_q , nous avons des comportements dynamiques quasi identiques entre les deux configurations du système lors de l'atterrissage. Un écart est à noter sur le comportement oscillant du système avant l'atteinte de l'état d'équilibre juste après l'arrêt du fonctionnement du correcteur. Cet écart est justifié par une stabilisation plus rapide du système non nominal due à une masse suspendue plus lourde.

Nous venons de développer deux commandes PID qui minimisent respectivement l'accélération de la masse suspendue (m_s) et l'accélération de la masse poutre de queue (m_q). L'objectif de ces deux méthodes étant la minimisation du pic d'accélération subit par la masse poutre de queue (m_q) lors d'un atterrissage. Après analyse des résultats de simulations du système actif utilisant ces deux commandes, il apparaît que la commande PID minimisant directement l'accélération de la masse poutre de queue (m_q) est la plus satisfaisante. Celle-ci conduit à une minimisation de l'ordre de 25% sur le pic d'accélération de la poutre de queue. De par son unique retour de mesure sur l'accélération de la masse poutre de queue, la commande PID sur m_q est très simple par rapport aux commandes présentées dans la littérature et peut être facilement mise en œuvre. Ainsi les résultats expérimentaux du démonstrateur semi-actif utilisant la commande PID sur m_q pour la définition de la loi d'effort optimal cible seront exposés dans la suite de ce document.

Fort d'une commande qui permet de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue d'environ 25%, nous nous proposons de poursuivre nos investigations sur des lois de commandes robustes afin de définir la loi d'effort optimale cible à transmettre par la suspension semi-active.

- Etude et développement d'une commande par Mode Glissant :

Nous choisissons de développer une commande par Mode Glissant car celle-ci est robuste vis-à-vis des incertitudes du modèle et des perturbations extérieures. Utilisant le couplage mécanique entre la masse suspendue (m_s) et la masse poutre de queue (m_q) et compte tenu du caractère co-localisé de cette méthode par rapport à la zone d'application de l'effort de commande, nous contrôlons l'état de la masse suspendue (m_s) afin de minimiser le pic d'accélération sur la masse poutre de queue (m_q). Le système commandé se ramène ainsi au sous-système cabine/suspension qui est un système d'ordre 2, simplifiant ainsi la conception de la surface de glissement qui sera de dimension 1.

Avant de construire la loi de commande, reprenons la modélisation du système démonstrateur commandé décrit à la Figure 47. A partir des équations (2.7), (5.1) et (5.2), nous considérons uniquement les mouvements relatifs des centres de masse des différents solides. Nous obtenons les équations suivantes :

$$m_q \cdot \ddot{Z}_q = -m_q \cdot g - k_q \cdot (Z_q - Z_{ms}) - c_q \cdot (\dot{Z}_q - \dot{Z}_{ms}) \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} m_s \cdot \ddot{Z}_{ms} = & -m_s \cdot g + k_q \cdot (Z_q - Z_{ms}) + c_q \cdot (\dot{Z}_q - \dot{Z}_{ms}) \\ & - k_s \cdot (Z_{ms} - Z_{mns}) - c_s \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) + u \end{aligned} \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} m_{ns} \cdot \ddot{Z}_{mns} = & -m_{ns} \cdot g + k_s \cdot (Z_{ms} - Z_{mns}) \\ & + c_s \cdot (\dot{Z}_{ms} - \dot{Z}_{mns}) - k_p \cdot (Z_{mns}) - u \end{aligned} \quad (5.14)$$

Nous posons le vecteur d'état suivant :

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} Z_q \\ Z_{ms} \\ Z_{mns} \\ \dot{Z}_q \\ \dot{Z}_{ms} \\ \dot{Z}_{mns} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Afin de concevoir le correcteur par Mode Glissant, à partir des équations (5.12), (5.13) et (5.14), nous explicitons le système sous forme affine suivante :

$$\dot{\underline{x}} = \underline{f}(\underline{x}) + \underline{g} \cdot u \quad (5.16)$$

En utilisant ce formalisme, nous pouvons écrire les équations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= f_4(x_j) \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_2 &= x_5 \\ \dot{x}_5 &= f_5(x_j) + g_5 \cdot u \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_3 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= f_6(x_j) + g_6 \cdot u \end{aligned} \quad (5.19)$$

Avec $j=1 \dots 6$. Nous avons les expressions des fonctions :

$$f_4(x_j) = \frac{1}{m_q} \cdot (k_q \cdot (x_2 - x_1) + c_q \cdot (x_5 - x_4) - m_q \cdot g) \quad (5.20)$$

$$f_5(x_j) = \frac{1}{m_s} \cdot (k_q \cdot x_1 + (-k_q - k_s) \cdot x_2 + k_s \cdot x_3 + c_q \cdot x_4 + (-c_q - c_s) \cdot x_5 + c_s \cdot x_6 - m_s \cdot g) \quad (5.21)$$

$$g_5 = \frac{1}{ms} \quad (5.22)$$

$$f_6(x_j) = \frac{1}{mns} \cdot (ks \cdot x_2 + (-ks - kp) \cdot x_3 + cs \cdot x_5 + (-cs) \cdot x_6 - mns \cdot g) \quad (5.23)$$

$$g_6 = -\frac{1}{mns} \quad (5.24)$$

Nous considérons l'état désiré de la position absolue de la masse suspendue (ms), noté x_2^d . L'erreur entre l'état actuel x_2 et l'état désiré est défini par :

$$e = x_2 - x_2^d \quad (5.25)$$

Il s'agit maintenant de définir la surface de glissement. La formulation générale de la surface de glissement est la suivante :

$$s(\underline{x}) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \cdot \underline{e} \quad (5.26)$$

Avec n , la dimension du système considéré. Dans notre étude, nous avons $n=2$. La surface de glissement sera une droite. λ est un paramètre de réglage du correcteur déterminé par simulations. \underline{e} est le vecteur d'erreur. Ici \underline{e} est scalaire, noté e .

Lorsque nous avons $s(\underline{x}) = 0$, le système est dans l'état désiré. La surface décrite par $s(\underline{x})$ est ainsi appelée surface de glissement et le comportement du système est appelé mode glissant. Le paramètre λ définit la dynamique du système commandé lors de la phase de glissement.

La surface de glissement que l'on notera s pour notre étude, est alors :

$$s = \dot{e} + \lambda \cdot e \quad (5.27)$$

Avec la dérivée de l'erreur s'exprimant par :

$$\dot{e} = x_5 - x_5^d \quad (5.28)$$

Avec x_5^d , la vitesse absolue désirée de la masse suspendue (ms).

La force de commande u doit être choisie telle que la trajectoire d'état du système s'approche de la surface de glissement et reste sur celle-ci ; garantissant ainsi la stabilité du

système et sa convergence vers l'état désiré. Afin que le système reste sur la surface de glissement, nous devons vérifier que $\dot{s} = 0$ quand $s = 0$.

La dérivée de la surface de glissement s s'exprime par :

$$\begin{aligned}\dot{s} &= \ddot{e} + \lambda \cdot \dot{e} \\ &= \dot{x}_5 - \dot{x}_5^d + \lambda \cdot \dot{e} \\ &= f_5(x_j) + g_5 \cdot u - \ddot{x}_2^d + \lambda \cdot \dot{e}\end{aligned}\quad (5.29)$$

La loi de commande u par Mode Glissant est une somme de deux termes et s'explique de la manière suivante [**LOP 07a**] :

$$u = u_{eq} + u^* \quad (5.30)$$

Afin de vérifier la condition $\dot{s} = 0$, nous déduisons le premier terme de commande équivalente, noté u_{eq} , défini par rapport aux paramètres du système nominal. Celui ci s'exprime à partir de (5.29) par :

$$u_{eq} = g_5^{-1} \cdot (\ddot{x}_2^d - \lambda \cdot \dot{e} - f_5(x_j)) \quad (5.31)$$

Le second terme permet de lutter contre les incertitudes du système et introduit un terme permettant d'atteindre l'état désiré. Il est défini par [**LOP 07a**] :

$$u^* = g_5^{-1} \cdot (-k \cdot s) \quad (5.32)$$

Le paramètre de réglage k permet de définir le taux d'approche de l'état désiré. D'après (5.30), nous obtenons la loi de commande suivante :

$$u = g_5^{-1} \cdot (\ddot{x}_2^d - \lambda \cdot \dot{e} - f_5(x_j) - k \cdot s) \quad (5.33)$$

Il n'est pas nécessaire de compenser les efforts introduits par la fonction $f_5(x_j)$. En effet des résultats satisfaisants sont obtenus à partir de la loi de commande suivante, qui sera utilisée :

$$u = g_5^{-1} \cdot (\ddot{x}_2^d - \lambda \cdot \dot{e} - k \cdot s) \quad (5.34)$$

Une fois la loi de commande conçue, nous devons vérifier que le système utilisant cette loi de commande est stable ; justifiant l'existence du comportement de glissement du système vers un état d'équilibre.

La condition nécessaire de l'existence du mode glissant du système, basée sur la théorie de Lyapunov, est donnée par [LI 02] :

$$s \cdot \dot{s} < -\eta \cdot |s| \quad (5.35)$$

Avec η , est une constante positive. Elle détermine la performance du système en boucle fermée. Plus celle-ci est grande et plus le système est rapide.

Afin de vérifier la condition (5.35), nous remplaçons u par son expression (5.34) dans l'expression (5.29). Nous obtenons :

$$\dot{s} = f_5(x_j) - k \cdot s \quad (5.36)$$

En multipliant chaque membre de l'expression (5.36) par s , nous obtenons :

$$s \cdot \dot{s} = f_5(x_j) \cdot s - k \cdot s^2 \quad (5.37)$$

La dynamique du système démonstrateur étant bornée, la condition (5.35) sera vérifiée.

Nous venons de concevoir une loi de commande par Mode Glissant dont l'expression est donnée par (5.34). Le correcteur mis en place a pour objectif d'amener l'état de la masse suspendue (ms) dans un état désiré qui permettrait de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors de l'atterrissage. Afin de minimiser le pic d'accélération de la masse poutre de queue, la masse suspendue doit atteindre le plus rapidement possible l'état désiré défini de la manière suivante :

$$\begin{aligned} x_2^d &= Zms = 1,455 \\ \dot{x}_2^d &= \dot{x}_5^d = \dot{Z}ms = 0 \\ \ddot{x}_2^d &= \ddot{x}_5^d = \ddot{Z}ms = 0 \end{aligned} \quad (5.38)$$

Cet état désiré correspond à l'état d'équilibre statique de la masse suspendue (ms).

Nous obtenons les résultats de simulations suivants sur l'accélération de la masse poutre de queue (mq) pour une chute de 400 mm de hauteur avec comme réglages $\lambda=2,5$ et $k=0,5$:

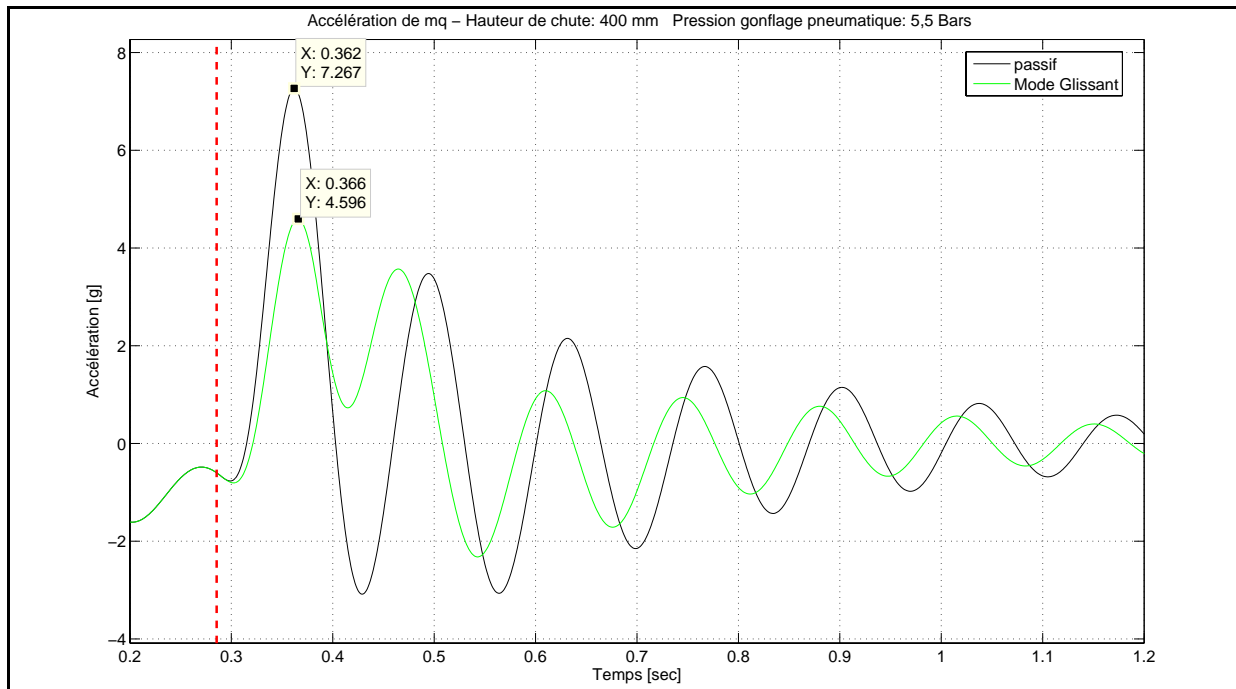


Figure 53 : Comparaison passif et Mode Glissant - accélération de mq

Sur la Figure 53, les résultats de simulations du correcteur par Mode Glissant montrent une minimisation de l'ordre de 36% du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq).

Nous remarquons de plus que les oscillations postérieures à l'impact sont fortement minimisées. De par le fait que nous asservissons l'état de la masse suspendue (ms), nous observons le même décalage temporel entre le système passif et le système actif que celui observé précédemment pour le correcteur PID sur ms (cf. Figure 50). Après plusieurs itérations, il apparaît que la durée d'efficacité de fonctionnement du correcteur dans la définition de la loi d'effort optimale est de 0,1 s après mise en route de celui-ci à l'impact du système sur le sol. Si celui-ci fonctionne plus longtemps, alors le système voulant positionner la masse suspendue dans sa position d'équilibre, ajoute un sursaut d'effort de commande sur la masse ms et tend à exciter le système poutre de queue dont l'amplitude des oscillations augmente.

Afin de tester la robustesse du correcteur, nous introduisons une incertitude de 15% sur la masse ms.

Nous obtenons les résultats de simulations suivants :

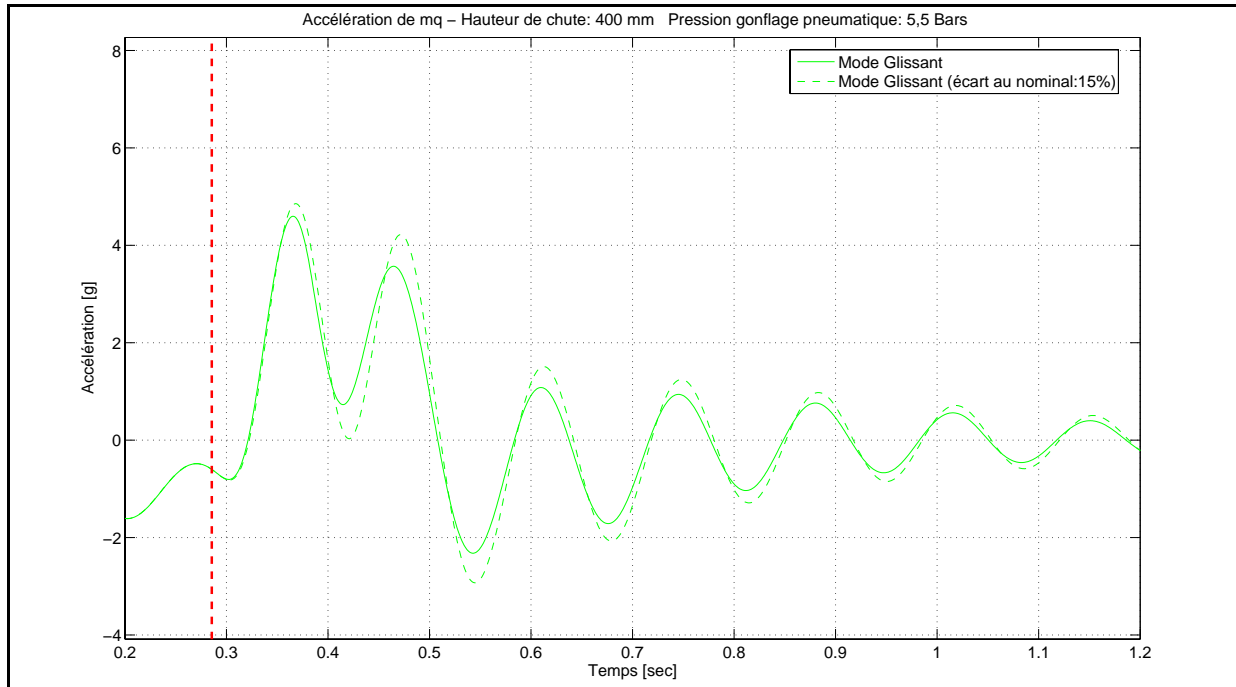


Figure 54 : Analyse de la robustesse du correcteur Mode Glissant avec écart au nominal de 15% sur la masse suspendue ms - accélération de mq

Le correcteur par Mode Glissant est robuste. Sa robustesse est soulignée par la différence du comportement du système avec correcteur et sans correcteur. En effet pour une augmentation de 15% sur la masse suspendue, nous notons une différence d'amplitude sur le premier pic d'accélération de la poutre de queue de l'ordre de 5%. Lorsque le correcteur ne fonctionne plus à partir du temps 0,38 s, nous notons un écart de l'ordre de 15% sur l'amplitude du second pic d'accélération.

Nous venons de développer un correcteur par Mode Glissant. Ce correcteur est très satisfaisant et permet une minimisation de l'ordre de 36% sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). De plus celui-ci est très robuste malgré une incertitude de 15% sur la masse suspendue. Cependant nous verrons dans la suite de cette partie, que celui-ci ne sera pas adapté à notre problématique et ne pourra pas être mis en œuvre sur notre démonstrateur. Etudions à présent une commande quadratique.

- Etude et développement d'une commande quadratique :

Une commande quadratique est une commande robuste à retour d'état dont le principe consiste à placer dans la boucle de réaction, une matrice $\mathbf{K}_{\text{quadra}}$ permettant de minimiser un critère quadratique noté $J(\underline{x}, \underline{u})$ où \underline{x} et \underline{u} sont respectivement le vecteur d'état et le vecteur commande. Le critère quadratique est défini par :

$$J(\underline{x}, \underline{u}) = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{t_{\text{hor}}} (\underline{x}^T(t) \cdot \mathbf{Q} \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot \mathbf{R} \cdot \underline{u}(t)) dt \quad (5.39)$$

Avec \mathbf{Q} et \mathbf{R} des matrices de pondération définies par le concepteur du correcteur.

t_{hor} définit l'horizon de minimisation. Ici nous travaillerons en horizon infini, dans le cadre d'une optimisation en continu. Néanmoins afin d'optimiser la durée de fonctionnement du correcteur lors de l'atterrissage qui sera déterminée empiriquement, celui-ci ne fonctionnera que pendant une durée finie. Cette commande quadratique est aussi désignée par commande optimale quadratique car elle consiste à minimiser (recherche d'un optimum) la fonctionnelle quadratique J . Le critère J que nous avons utilisé sera défini dans la suite.

Afin de développer le correcteur quadratique, nous devons tout d'abord construire la représentation d'état du système.

Nous posons un vecteur des variables articulaires noté \underline{q} :

$$\underline{q} = \begin{bmatrix} Zq \\ Zms \\ Zmns \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

Nous adoptons le modèle dynamique inverse suivant :

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\underline{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\underline{q}} + \mathbf{K} \cdot \underline{q} + \underline{g} = \underline{u}(t) \quad (5.41)$$

A partir des équations (5.12), (5.13) et (5.14), nous avons :

$$\begin{bmatrix} mq & 0 & 0 \\ 0 & ms & 0 \\ 0 & 0 & mns \end{bmatrix} \cdot \ddot{\underline{q}} + \begin{bmatrix} cq & -cq & 0 \\ -cq & cq + cs & -cs \\ 0 & -cs & cs \end{bmatrix} \cdot \dot{\underline{q}} + \begin{bmatrix} kq & -kq & 0 \\ -kq & kq + ks & -ks \\ 0 & -ks & ks + kp \end{bmatrix} \cdot \underline{q} + \begin{bmatrix} mq \\ ms \\ mns \end{bmatrix} \cdot \underline{g} = \begin{bmatrix} 0 \\ u \\ -u \end{bmatrix} \quad (5.42)$$

On en déduit le modèle dynamique direct dont l'expression est la suivante :

$$\ddot{\underline{q}} = \mathbf{M}^{-1} \cdot \{ \underline{u}(t) - \mathbf{C} \cdot \dot{\underline{q}} - \mathbf{K} \cdot \underline{q} - \underline{g} \} \quad (5.43)$$

La matrice de masse \mathbf{M} est inversible. Les matrices \mathbf{M}^{-1} , $\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C}$ et $\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K}$ sont de dimension 3x3. Les vecteurs $\mathbf{M}^{-1} \cdot \underline{u}(t)$ et $\mathbf{M}^{-1} \cdot \underline{g}$ sont de dimension 3x1.

On a le vecteur d'état, noté \underline{x} , suivant :

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{mq} \\ Z_{ms} \\ Z_{mns} \\ \dot{Z}_{mq} \\ \dot{Z}_{ms} \\ \dot{Z}_{mns} \end{bmatrix} \quad (5.44)$$

On adopte la représentation d'état sous la forme $\dot{\underline{x}} = \mathbf{A} \cdot \underline{x} + \mathbf{B} \cdot \underline{u} + \mathbf{G} \cdot \underline{g}$. D'après l'expression (5.43), on obtient :

$$\begin{bmatrix} \dot{\underline{q}} \\ \ddot{\underline{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{q} \\ \underline{\dot{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{ms} \\ \frac{1}{mns} \end{bmatrix} \cdot \underline{u} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \\ -1 \\ -1 \end{bmatrix} \cdot \underline{g} \quad (5.45)$$

En explicitant la matrice d'état \mathbf{A} on a :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{kq}{mq} & \frac{kq}{mq} & 0 & -\frac{cq}{mq} & \frac{cq}{mq} & 0 \\ \frac{kq}{ms} & -\frac{kq}{ms} & \frac{ks}{ms} & \frac{ks}{ms} & \frac{cq}{ms} & -\frac{cq}{ms} & \frac{cs}{ms} \\ 0 & \frac{ks}{mns} & -\frac{ks}{mns} & \frac{kp}{mns} & 0 & \frac{cs}{mns} & -\frac{cs}{mns} \end{bmatrix} \quad (5.46)$$

Nous considérons de plus le vecteur de sortie du système noté \underline{y} qui s'exprime de la manière suivante :

$$\underline{y} = \mathbf{C} \cdot \underline{x} \quad (5.47)$$

Compte tenu des dispositifs d'instrumentation présents sur le démonstrateur décrit au chapitre 3, nous mesurons l'ensemble du vecteur d'état. Ainsi la matrice \mathbf{C} est la matrice identité suivante :

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.48)$$

Lors du développement d'une commande par retour d'état, nous devons nous assurer que le système est gouvernable (ou commandable) et observable.

Afin de vérifier le critère de gouvernabilité du système, nous utilisons le critère de Kalman [GRA 01]. Par définition, un système est gouvernable si et seulement si les vecteurs $\underline{\mathbf{B}}$, $\mathbf{A} \cdot \underline{\mathbf{B}}$, ..., $\mathbf{A}^{n-1} \cdot \underline{\mathbf{B}}$ sont linéairement indépendants ; où n est la dimension du vecteur d'état du système considéré. Ainsi pour vérifier le critère de gouvernabilité, nous construisons la matrice de gouvernabilité, notée \mathbf{Gv} et nous déterminons son rang. Nous avons :

$$\mathbf{Gv} = \left[\underline{\mathbf{B}} \quad \mathbf{A} \cdot \underline{\mathbf{B}} \quad \mathbf{A}^2 \cdot \underline{\mathbf{B}} \quad \mathbf{A}^3 \cdot \underline{\mathbf{B}} \quad \mathbf{A}^4 \cdot \underline{\mathbf{B}} \quad \mathbf{A}^5 \cdot \underline{\mathbf{B}} \right] \quad (5.49)$$

Le rang de la matrice \mathbf{Gv} est égal à 6. Les vecteurs sont linéairement indépendants ; le système est gouvernable.

De plus par définition, le système est observable si et seulement si les vecteurs lignes $\underline{\mathbf{C}}$, $\underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A}$, ..., $\underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A}^{n-1}$ sont linéairement indépendants [GRA 01]. Pour vérifier ce critère, nous construisons la matrice d'observabilité, notée \mathbf{Ob} , et nous déterminons son rang. Nous avons :

$$\mathbf{Ob} = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{C}} \\ \underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A} \\ \underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A}^2 \\ \underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A}^3 \\ \underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A}^4 \\ \underline{\mathbf{C}} \cdot \mathbf{A}^5 \end{bmatrix} \quad (5.50)$$

Le rang de la matrice \mathbf{Ob} est égal à 6. Le système est observable.

Comme nous l'avons vu précédemment, l'objectif de la commande quadratique est de minimiser une fonctionnelle J définie par l'équation (5.39) à l'aide de la matrice $\mathbf{K}_{\text{quadra}}$ placée dans la boucle de réaction. La solution à ce problème d'optimisation à horizon infini est donnée par l'expression de $\mathbf{K}_{\text{quadra}}$ suivante :

$$\mathbf{K}_{\text{quadra}} = -\mathbf{R}^{-1} \cdot \underline{\mathbf{B}}^T \cdot \mathbf{P} \quad (5.51)$$

Avec \mathbf{P} est une matrice constante, solution de l'équation algébrique de Riccati suivante :

$$\mathbf{P} \cdot \mathbf{A} + \mathbf{A}^T \cdot \mathbf{P} - \mathbf{P} \cdot \underline{\mathbf{B}} \cdot \mathbf{R}^{-1} \cdot \underline{\mathbf{B}}^T \cdot \mathbf{P} + \mathbf{Q} = 0 \quad (5.52)$$

La résolution de cette équation de Riccati est effectuée sous Matlab grâce à la commande lqr.

L'objectif de ces travaux de recherche est la minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue lors des atterrissages et plus particulièrement lors des atterrissages durs. La consigne en entrée du correcteur est la valeur nulle de l'accélération de la masse poutre de queue (mq). Le système poutre de queue est couplé au système cabine/suspension. Comme nous l'avons vu précédemment, le comportement dynamique de la masse poutre de queue est fortement influencé par le comportement dynamique de la masse suspendue (ms). L'accélération d'un solide est directement liée à sa vitesse par dérivation. Ainsi compte tenu du couplage existant entre la masse suspendue ms et la masse poutre de queue (mq) et de l'expression du vecteur d'état du système, afin de minimiser le pic d'accélération sur la masse poutre de queue, nous allons minimiser la vitesse relative de la masse poutre de queue par rapport à la masse suspendue. La commande appliquée au système est un scalaire noté u. Fort de ces deux éléments, nous définissons le critère quadratique suivant :

$$J(\underline{\mathbf{x}}, \underline{\mathbf{u}}) = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{t_{\text{hor}}} (\underline{\mathbf{x}}^T(t) \cdot \mathbf{Q} \cdot \underline{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{R} \cdot u^2) dt \quad (5.53)$$

La matrice \mathbf{Q} et le scalaire R sont des éléments de pondération déterminés empiriquement à partir des simulations. La matrice \mathbf{Q} , de dimension 6x6, définit la grandeur minimisée, en l'occurrence la vitesse relative entre la masse poutre de queue et la masse suspendue. Plus la matrice \mathbf{Q} a des valeurs élevées et plus le système est précis. D'autre part, plus la valeur de R est faible et plus le système est rapide. Après optimisation du correcteur nous obtenons :

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot 10^7 \quad (5.54)$$

$$\mathbf{R} = 0,3 \quad (5.55)$$

Nous obtenons les résultats de simulations suivants sur l'accélération de la masse poutre de queue (mq) pour une chute de 400 mm de hauteur soit une vitesse d'impact au sol de 2,8 m/s et pour différentes durées de fonctionnement du correcteur après impact :

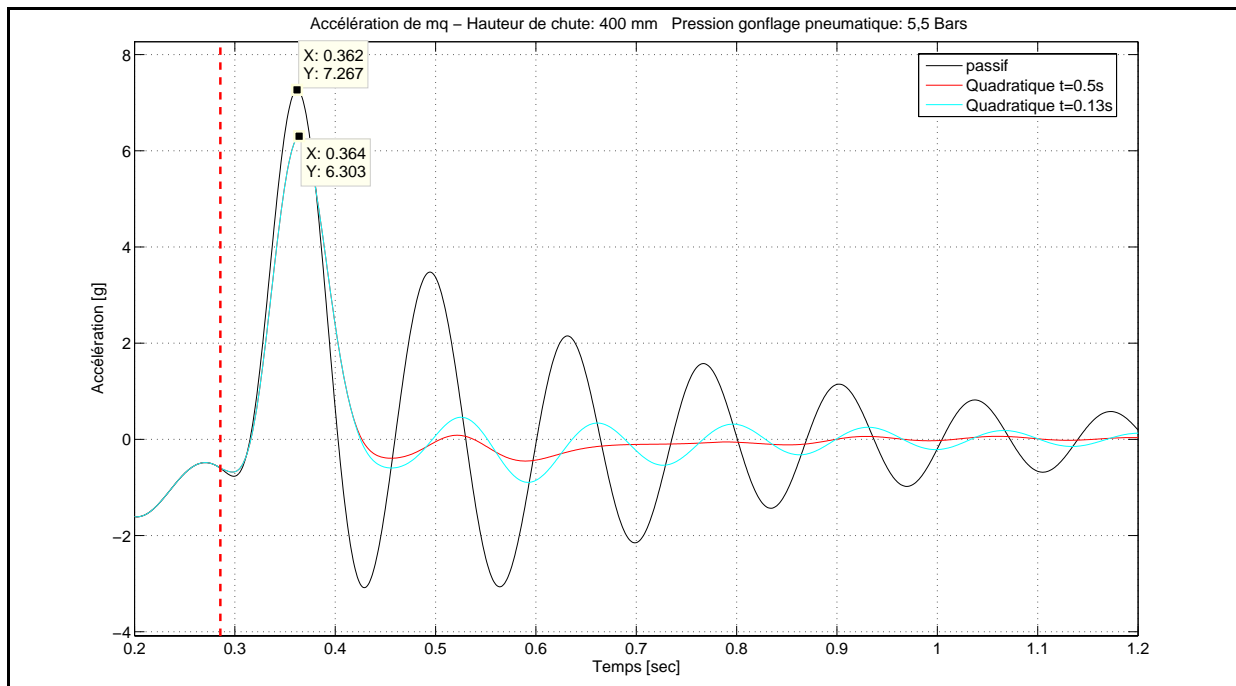


Figure 55 : Comparaison passif et Quadratique pour différentes durées de fonctionnement du correcteur - accélération de mq

Sur la Figure 55, nous comparons le comportement du système démonstrateur passif et le comportement du système démonstrateur commandé par un correcteur quadratique dont la durée de fonctionnement est différente. Nous constatons que quelque soit la durée de fonctionnement du correcteur après impact au sol, le taux de minimisation sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) est identique et égal à environ 13%.

La durée de fonctionnement du correcteur influence le comportement oscillatoire du système après la phase de compression conduisant au premier pic d'accélération de la masse poutre de queue. Or nos recherches se focalisent sur le premier pic d'accélération qui génère le plus d'effort entraînant les plus grandes contraintes au niveau de la liaison cabine/poutre de queue. Après analyse des résultats de simulations du correcteur, il apparaît que la durée d'efficacité du fonctionnement du correcteur en vue de minimiser le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue, est égale à 0,13 s. Cette durée correspond à la phase de compression de la suspension lors de l'impact au sol. En effet comme nous l'avons vu au cours du chapitre 3, c'est durant cette phase que l'effort maximal dimensionnant est généré. Conformément à notre stratégie d'optimisation passive, c'est d'ailleurs au cours de la phase de compression que nous avons optimisé les lois d'amortissement. Ainsi nous prenons comme durée de fonctionnement du correcteur quadratique, la durée de la phase de compression de la suspension qui est égale à 0,13 s.

Afin de tester la robustesse du correcteur, nous introduisons une incertitude de 15% sur la masse m_s . Nous obtenons les résultats de simulations suivants :

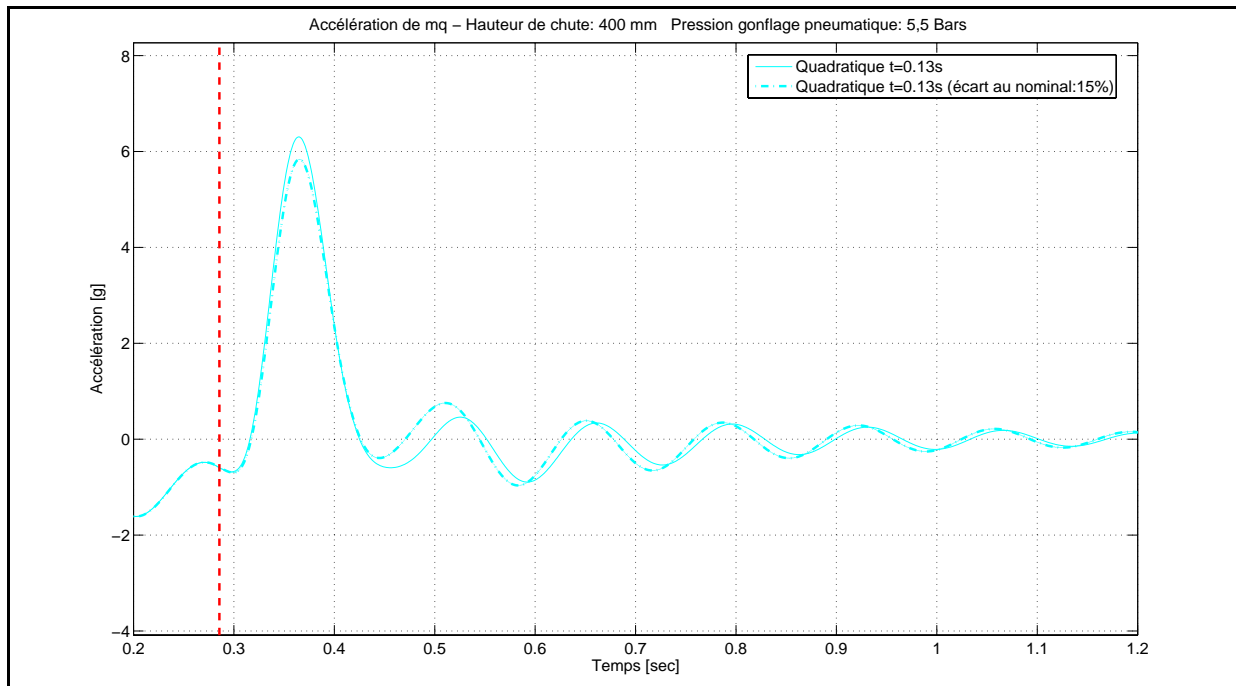


Figure 56 : Analyse de la robustesse du correcteur Quadratique avec écart au nominal de 15% sur la masse suspendue m_s - accélération de m_q

Malgré les écarts d'amplitude sur l'accélération de la masse poutre de queue, nous pouvons constater que le correcteur quadratique est robuste. En effet, nous avons une minimisation du premier pic d'accélération de la masse m_q et une minimisation des oscillations après impact. Cependant compte tenu de l'augmentation de la valeur de la masse suspendue, les amplitudes des oscillations après arrêt du correcteur sont plus importantes mais celles-ci s'atténuent pour converger vers l'état d'équilibre statique du système.

Le correcteur quadratique minimisant la vitesse relative de la masse poutre de queue (m_q) par rapport à la masse suspendue (m_s) donne de bons résultats avec une atténuation de l'ordre de 13% du premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q). Une analyse du temps de fonctionnement du correcteur a permis de montrer que compte tenu de nos objectifs de minimisation du premier pic d'accélération de m_q , la durée efficace du correcteur est de 0,13 s. Ce qui correspond à faire fonctionner le correcteur uniquement durant la phase de compression de la suspension. Nous venons de développer plusieurs méthodes de commande afin de définir la loi d'effort optimale que la suspension doit transmettre pour minimiser le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q). Les taux de minimisation obtenus sont satisfaisants et encourageants. En effet un taux maximal de minimisation de l'ordre de 36% a été obtenu avec le correcteur par Mode Glissant. Fort de ces différentes méthodes de commande afin de définir la loi d'effort optimale, il s'agit maintenant de les

comparer entre elles et de sélectionner les méthodes applicables à notre stratégie de commande semi-active que nous avons défini précédemment au cours de la partie 5.2.1.

● Analyse comparative des résultats de simulations des correcteurs :

Dans cette partie, nous considérons uniquement les trois méthodes de commande qui donnent les plus grands taux de minimisation du premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Ainsi nous étudions le correcteur PID avec minimisation sur l'accélération de la masse mq, le correcteur par Mode Glissant et le correcteur quadratique dont les taux de minimisation sont respectivement de 25%, de 36% et de 13%. Si nous comparons les résultats de simulations de l'accélération de la masse poutre de queue (mq) pour ces différents correcteurs lors d'une chute de 400 mm de hauteur, nous obtenons les résultats suivants :

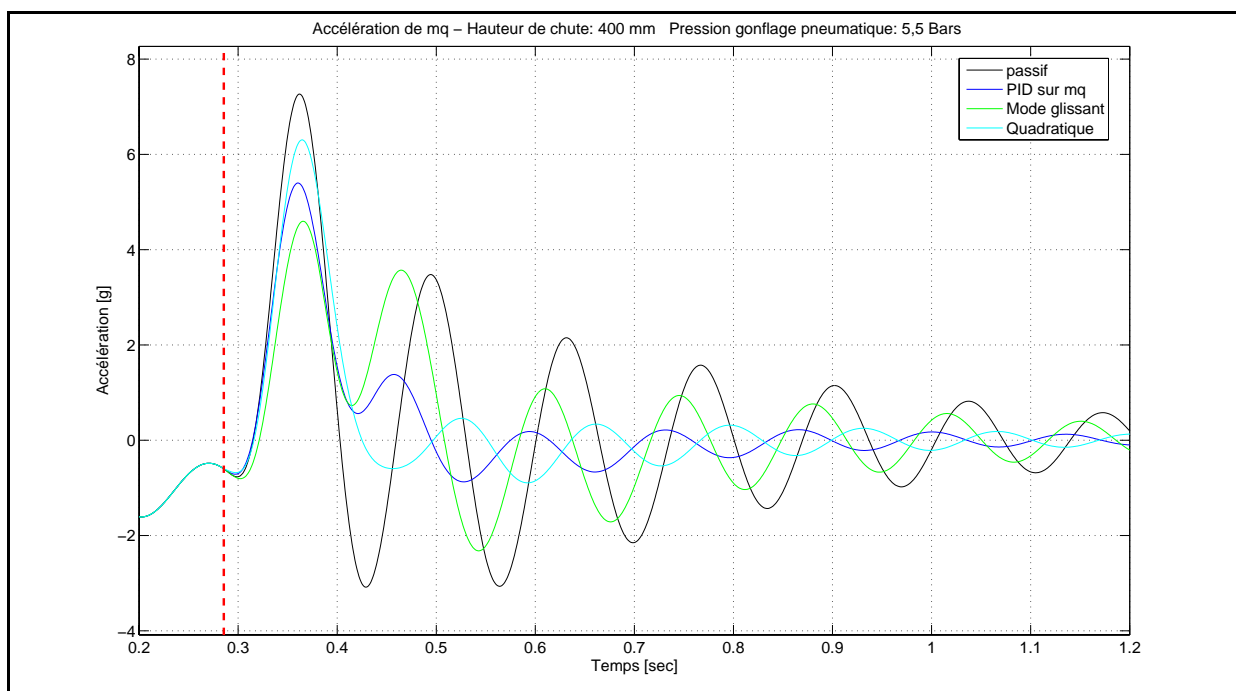


Figure 57 : Comparaison des méthodes de commande développées - accélération de mq

Comme nous l'avons vu précédemment afin d'optimiser le fonctionnement du correcteur, nous déclenchons celui-ci lors de l'impact au sol et nous le faisons fonctionner pendant une durée finie. Le réglage de cette durée s'effectue empiriquement et la durée est choisie de sorte que nous obtenons une minimisation maximale du premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) et que ses oscillations précédant l'état d'équilibre soient diminuées. Le premier pic d'accélération est généré par le premier pic d'effort transmis par le train d'atterrissage (cf. Figure 14 au chapitre 2) lors de la phase de compression dès les premiers instants de l'atterrissage. Ce sont ces premiers instants qui sont décisifs dans la minimisation du premier pic d'accélération de la masse mq, comme nous pouvons le voir à la Figure 55. Ainsi les correcteurs PID et quadratique fonctionnent durant 0,13 s après l'impact ce qui correspond à la durée de la phase de compression. Le correcteur par Mode Glissant fonctionne uniquement durant 0,1 s après impact. Cette différence se justifie par le critère de commande

sur lequel s'appuie le correcteur. En effet le correcteur par Mode Glissant commande l'état de la masse suspendue (ms) en la faisant tendre rapidement vers son état d'équilibre qui permet une minimisation de l'accélération de la masse poutre de queue (mq). Cette démarche utilisant le couplage mécanique existant entre la masse suspendue et la masse poutre de queue est très satisfaisante lors des premiers instants de l'atterrissage et conduit à une minimisation de l'ordre de 36% sur le pic d'accélération de la masse poutre de queue. Cependant après impact lors de la phase de compression, le correcteur envoie un effort qui tend à ramener la masse suspendue vers son état d'équilibre statique. Cet effort contraire au mouvement d'enfoncement de la masse suspendue, génère un effort d'excitation supplémentaire sur la masse suspendue entraînant l'augmentation des oscillations de la masse poutre de queue. Afin de lutter contre ce phénomène, nous arrêtons le correcteur et nous laissons le système se stabiliser. Cette stratégie permet de minimiser ce phénomène ; toutefois l'amplitude du second pic d'accélération de la masse mq est identique à celle du système passif. Néanmoins de par la diminution importante de l'amplitude du premier pic d'accélération, les oscillations précédant l'état d'équilibre sont atténuées. Contrairement à ce que nous pouvons observer pour le correcteur par Mode Glissant, les correcteurs PID et quadratique minimisent l'amplitude du premier pic d'accélération de la masse mq et les amplitudes des oscillations résiduelles induites par l'impact. En effet comme nous pouvons le voir sur la Figure 58, compte tenu de leurs critères de commande s'appuyant respectivement sur la minimisation de l'accélération de la masse poutre de queue et de la vitesse relative entre la masse poutre de queue et la masse suspendue, les correcteurs PID et quadratique ne génèrent pas continuellement un effort contraire au mouvement de la masse suspendue et n'engendrent pas un effort d'excitation supplémentaire pour le système poutre de queue.

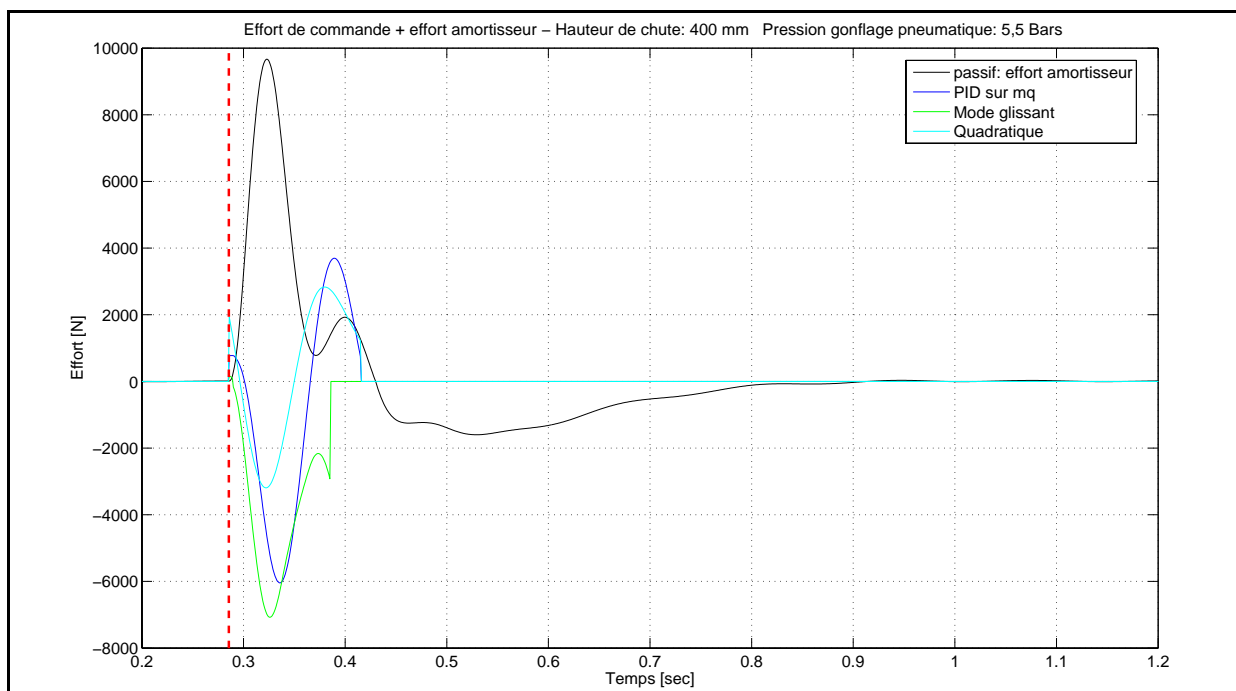


Figure 58 : Comparaison de l'effort amortisseur passif et des efforts de commande

Comme nous pouvons le voir sur la figure précédente, lors de l'impact et à la fin de la phase de compression à l'instant 0,4 s, les efforts de commande générés par les correcteurs PID et quadratique ne s'opposent pas au mouvement passif. A l'opposé, l'effort généré par le correcteur par Mode Glissant s'oppose continuellement au mouvement passif du système et tend à générer un pic d'effort à la fin de la compression qui excitera le système poutre de queue et conduira à l'augmentation de ses oscillations. De par l'arrêt du correcteur, nous évitons ainsi ce phénomène.

Comme nous l'avons vu précédemment, nous souhaitons développer un démonstrateur semi-actif, c'est-à-dire adapter le coefficient d'amortissement du dispositif piloté mis en parallèle de la suspension passive afin de transmettre un effort optimal qui minimiserait le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Nous venons d'étudier plusieurs méthodes de commande qui calculent la loi d'effort optimale que doit approcher le dispositif semi-actif. Par définition, un dispositif semi-actif ne génère pas d'effort. Ainsi la loi d'effort optimale cible doit être similaire à un effort passif. Fort des analyses précédentes des courbes de la Figure 58, nous avons déjà des éléments de réponse quant au choix des méthodes de commande satisfaisant cette contrainte. Afin de mieux comprendre quelles sont les méthodes de commande générant une loi d'effort cible approchant un effort passif, nous traçons un diagramme de fonctionnement des correcteurs :

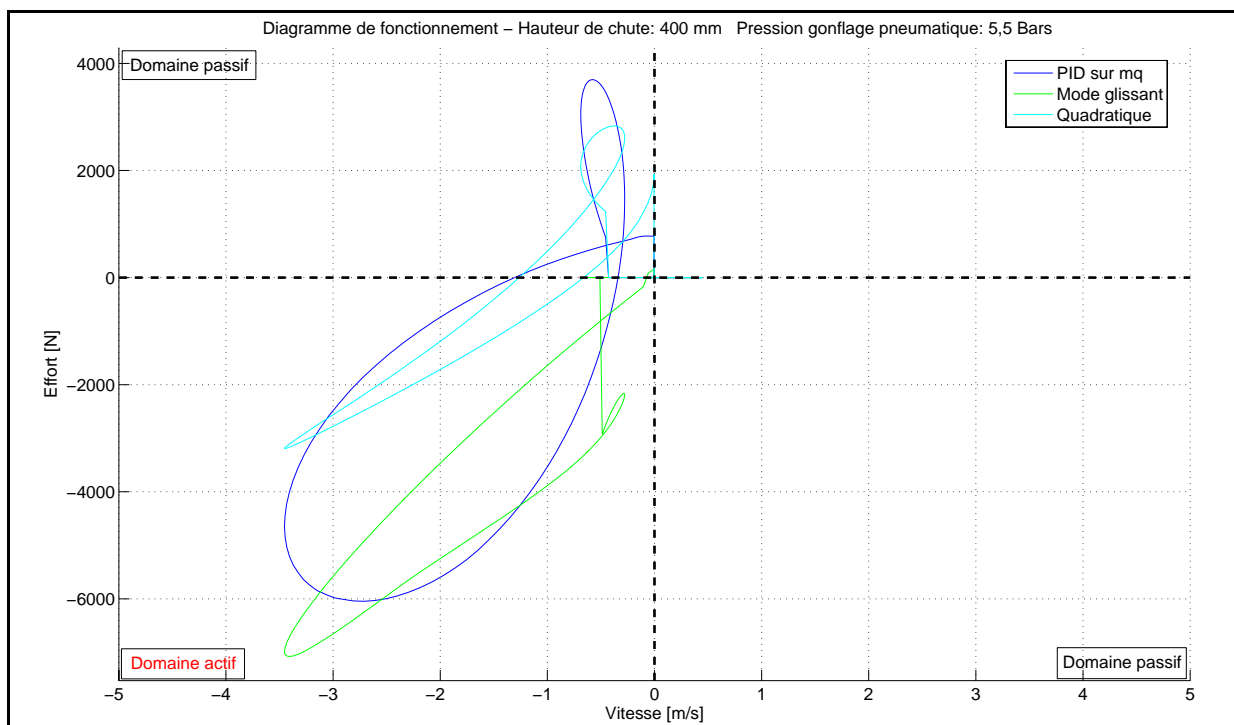


Figure 59 : Diagramme de fonctionnement des correcteurs développés

Sur la Figure 59, nous constatons que les correcteurs PID et quadratique sont les seuls à avoir une plage de fonctionnement dans le domaine passif (sans apport d'énergie au système). Le correcteur par Mode Glissant fonctionne uniquement dans le domaine actif (apport

d'énergie au système). Ainsi compte tenu du dispositif semi-actif mis en place, seules les méthodes de commande PID et quadratique peuvent être retenues pour la première étape de la stratégie développée (cf. partie 5.2.1 : Figure 46) afin de définir la loi d'effort optimale cible. Conformément à la volonté de simplicité et d'efficacité du démonstrateur semi-actif, dans la suite de l'étude nous considérons uniquement le correcteur PID. En effet de par son unique retour d'information sur l'accélération de la masse poutre de queue (mq) et son taux de minimisation du premier pic d'accélération de l'ordre de 25%, celui-ci est simple et efficace.

Nous venons d'étudier et de développer la première étape de la stratégie du démonstrateur semi-actif. Il s'agit maintenant d'étudier la seconde étape qu'est le dispositif semi-actif à proprement dit.

5.2.3. Description, étude et modélisation du dispositif semi-actif

Dans le cadre du démonstrateur semi-actif que nous avons développé lors de ces travaux de recherche, nous contrôlons l'effort transmis par la suspension (train d'atterrissage) à la masse suspendue (ms) et au système poutre de queue mécaniquement couplé à la masse ms. Pour ce faire, nous mettons en place un dispositif semi-actif en parallèle de la suspension passive. Nous adaptons l'effort d'amortissement généré par le dispositif semi-actif afin que l'effort global transmis à la masse suspendue (ms) soit optimum au sens de la minimisation du pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors d'un atterrissage à grande vitesse dit dur.

L'effort d'amortissement est modulé par le pilotage de la section de l'orifice de laminage du dispositif semi-actif. La modification d'un orifice de laminage peut s'effectuer de différentes manières. Une possibilité consiste à utiliser des actionneurs piézo-électriques. Ces actionneurs ont le principal avantage d'avoir un temps de réponse très faible, leur permettant ainsi de fonctionner à des fréquences élevées. L'inconvénient majeur de ces actionneurs est qu'ils possèdent de très faibles amplitudes de mouvement. Ainsi il est nécessaire de mettre en place un système d'amplification de mouvement qui permet de moduler la section de l'orifice de laminage sur de grandes plages de variations. Cette solution nécessite une conception approfondie du dispositif semi-actif et une étude poussée de l'implantation de celui-ci sur la suspension passive. Une autre possibilité consiste à utiliser une servovalve. Cette méthode simple à mettre en œuvre est flexible et a déjà montré son efficacité dans d'autres études concernant des trains d'atterrissage semi-actifs [GHI 00] [GHI 04] et les suspensions semi-actives pour véhicules [FIS 04] [GIU 04]. Ainsi fort de cet avantage, nous choisissons de mettre en place une servovalve en parallèle de la suspension passive.

Le démonstrateur semi-actif que nous avons conçu au cours de ces travaux est représenté avec son schéma hydraulique équivalent sur la figure suivante :

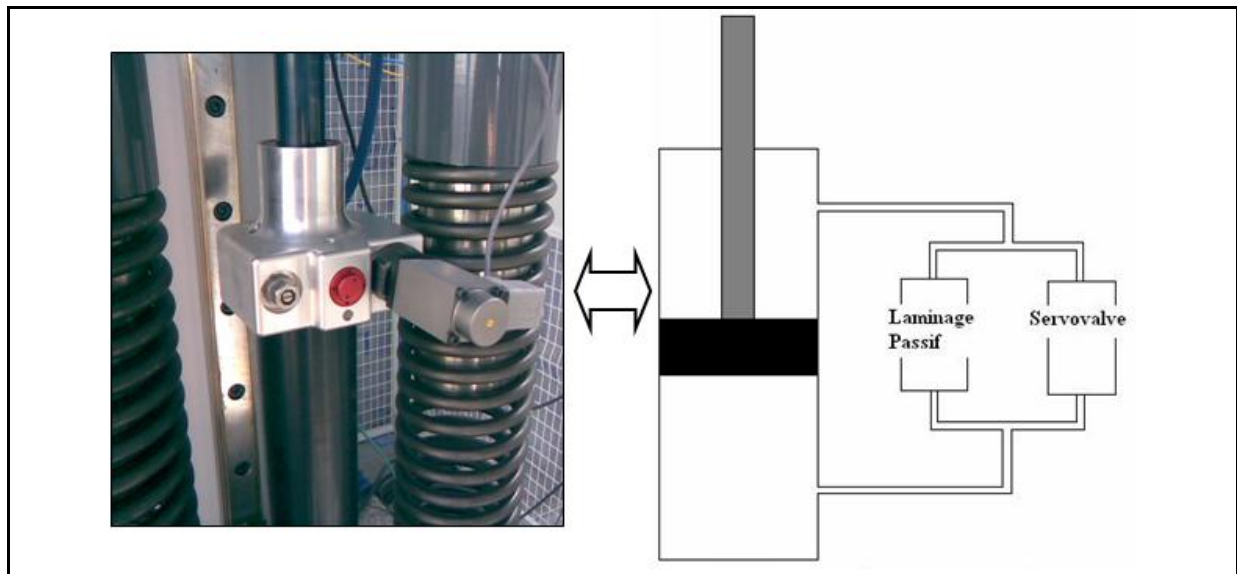


Figure 60 : Photo du démonstrateur semi-actif et son schéma hydraulique équivalent

Afin de dimensionner la servovalve, nous avons pris en compte la fréquence propre du système poutre de queue (7,25 Hz), l'estimation des amplitudes de l'effort de commande cible et les débits de l'amortisseur. En effet nous avons besoin d'une servovalve dont le temps de réponse serait suffisamment faible pour agir plusieurs fois au cours de la phase de compression dont la durée est d'environ 0,13 s. De plus compte tenu des sections poussantes de l'amortisseur et des vitesses de débattement de celui-ci, le débit d'huile dans l'amortisseur a été estimé à 150 l/min.

Compte tenu de ces contraintes, le choix s'est porté sur une servovalve différentielle proportionnelle de chez Moog (modèle DPCMEE 16S8). Une vue en coupe de cette servovalve est représentée sur la figure suivante :

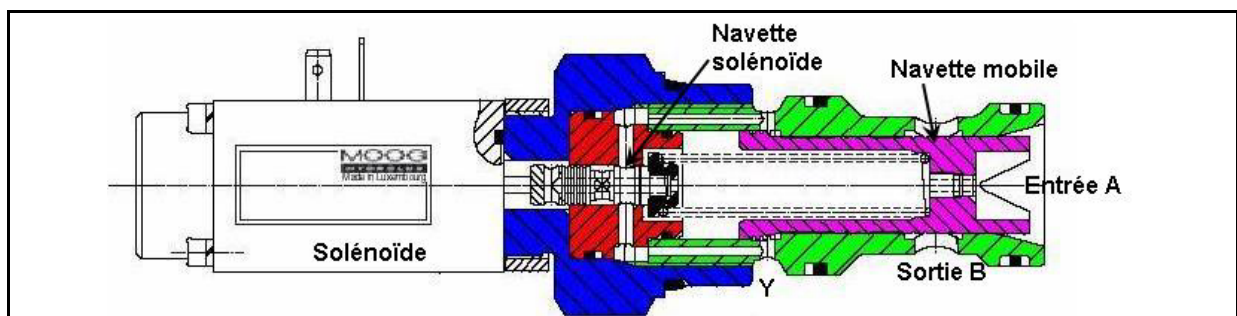


Figure 61 : Vue en coupe de la servovalve

La servovalve est par défaut normalement fermée. En position fermée, le fluide en entrée A appuie sur la navette mobile. Tant que la navette solénoïde est en position d'équilibre hydraulique, la navette mobile est maintenue fermée par la pression hydraulique et le ressort dessiné en pointillé appuyant sur celle-ci. Lorsqu'un courant est appliqué au solénoïde, celui-ci pousse la navette solénoïde en direction de A. Ainsi les orifices Y situés de part et d'autre de la pièce verte communiquent, créant ainsi un différentiel de pression dans la cavité interne

de la servovalve et permet ainsi à la navette mobile de se déplacer et met en communication l'entrée A et la sortie B. La section hydraulique existant entre l'entrée A et la sortie B est directement proportionnelle au déplacement de la navette mobile dont le déplacement est directement lié à la course de la navette solénoïde et au courant appliqué au solénoïde. Dès que l'équilibre des pressions est rétabli au niveau de la navette solénoïde, le système reste fixe. Ainsi l'effort d'amortissement résultant du pilotage de la section de l'orifice de laminage via le déplacement de la navette mobile, est fonction du courant d'alimentation du solénoïde. Afin de suivre l'effort optimal cible généré par le correcteur PID, il est nécessaire de développer une modélisation inverse de la servovalve. Nous qualifions de modèle inverse, un modèle de la servovalve qui calcule le courant d'alimentation du solénoïde pour un effort d'amortissement donné. Ce modèle inverse sera exposé dans la suite de cette partie.

Le constructeur de la servovalve propose trois géométries différentes de l'orifice de laminage, désignée respectivement CK, EK et DK. Compte tenu de leur géométrie, les performances des servovalves sont différentes, rendant celles-ci plus ou moins rapides en montée de perte de charges pour un même débit et une même course de la navette mobile. La servovalve la plus rapide est le modèle DK. Celle-ci est donc choisie pour le démonstrateur semi-actif. A titre d'information, la figure suivante présente les modèles CK et DK des servovalves :

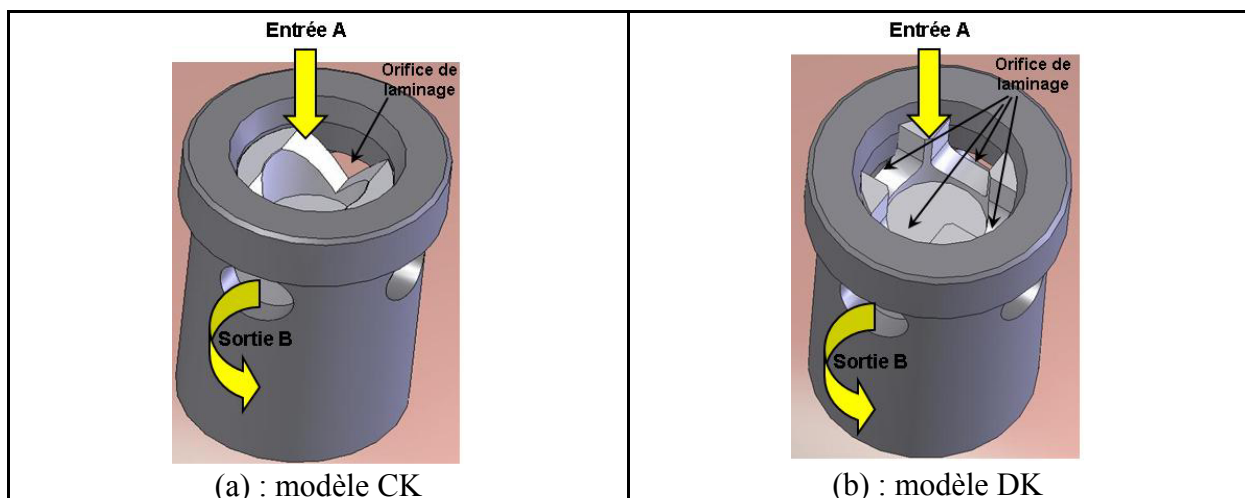


Figure 62 : Maquettes numériques des orifices de laminage des servovalves CK et DK

Afin d'estimer le temps de réponse de la servovalve, nous utilisons le diagramme de réponse fréquentielle de la servovalve donné par le constructeur. Le temps de réponse estimé de la servovalve modèle DK est de l'ordre de 0,04 s (cf. Annexe 6). La dynamique de la servovalve peut ainsi être prise en compte par l'ajout d'un filtre d'ordre 1 dans le modèle que nous développons dans la suite.

Une fois la servovalve choisie et définie, il s'agit de modéliser celle-ci. En effet, comme nous l'avons vu précédemment, l'objectif du dispositif semi-actif est de suivre l'effort optimal cible défini par le correcteur PID. Nous présentons maintenant un modèle inverse de la

servovalve qui calculera le courant d'alimentation du solénoïde nécessaire afin d'obtenir un effort d'amortissement s'approchant de l'effort cible. Sur le démonstrateur semi-actif conçu, la servovalve n'étant pas instrumentée, le suivi de l'effort optimal cible s'effectuera en boucle ouverte.

- Modélisation inverse de la servovalve :

La servovalve se compose de deux sous-systèmes principaux. Un premier sous-système électrique concerne le fonctionnement du solénoïde et fait la relation entre le courant d'alimentation de celui-ci et la course de la navette mobile. Un second sous-système que nous qualifierons d'hydromécanique concerne la relation entre la course de la navette mobile et l'effort d'amortissement résultant. Nous nous proposons dans cette partie de modéliser chacun de ces deux sous-systèmes. Le modèle inverse de la servovalve composé des deux sous-systèmes est présenté sur la figure suivante :

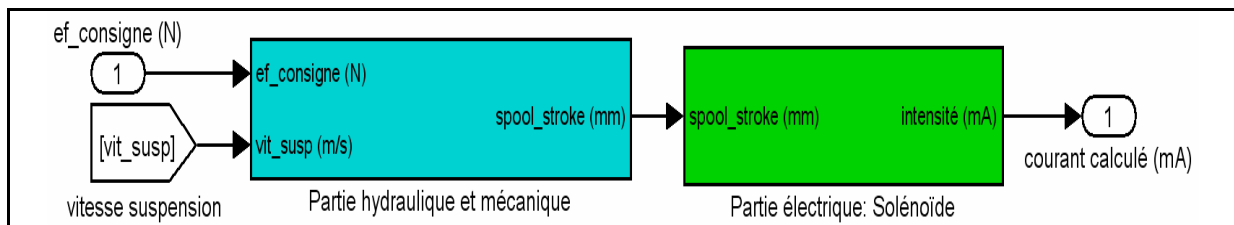


Figure 63 : Modèle inverse de la servovalve du démonstrateur semi-actif

Le sous-système hydromécanique est divisé en deux parties. La première partie concerne l'aspect hydraulique qui permet de déterminer la section de l'orifice de laminage (section débitante) pour un effort d'amortissement désiré à vitesse de débattement de la suspension donnée. La seconde partie concerne la relation entre la course de la navette mobile et la section de l'orifice de laminage. Le modèle du sous-système hydromécanique se décompose de la manière suivante :

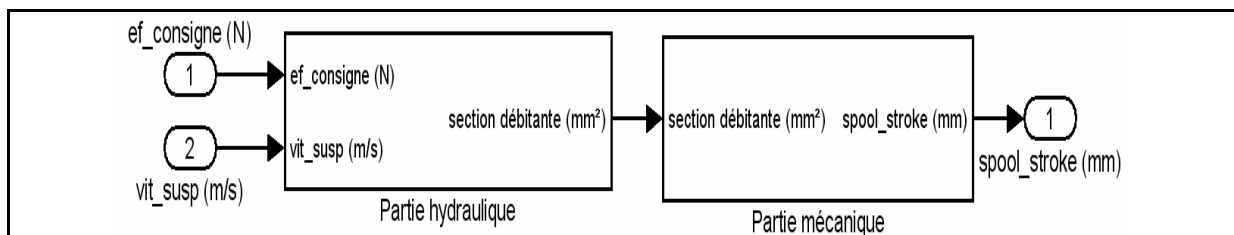


Figure 64 : Modèle du sous-système hydromécanique de la servovalve

Pour la modélisation de la partie hydraulique, une approche analytique a été développée. L'approche analytique reprend l'expression d'un effort d'amortissement en fonction des caractéristiques géométriques d'un orifice de laminage présenté au cours du chapitre 2. En effet à partir de l'expression (2.24) de la partie 2.2.3, nous déterminons l'expression suivante :

$$S_{\text{lam}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot S_{\text{piston}}^3}{c_d^2 \cdot F_{\text{amort_désiré}}} \cdot (v_{\text{susp}}) \cdot v_{\text{susp}}} \quad (5.56)$$

Cette expression permet de calculer la section de l'orifice de laminage nécessaire pour obtenir l'effort d'amortissement cible désiré en connaissant la vitesse de débattement de la suspension.

Dans la partie mécanique, à partir d'une section de laminage préalablement calculée dans la partie hydraulique, nous déterminons la course de la navette mobile nécessaire pour obtenir la section de laminage souhaitée. La modélisation de cette partie mécanique repose sur une relation géométrique existant entre le déplacement de la navette mobile et la section de l'orifice de laminage.

Après modélisation de ces deux parties, nous obtenons la courbe d'évolution de la course de la navette mobile en fonction de l'effort d'amortissement désiré :

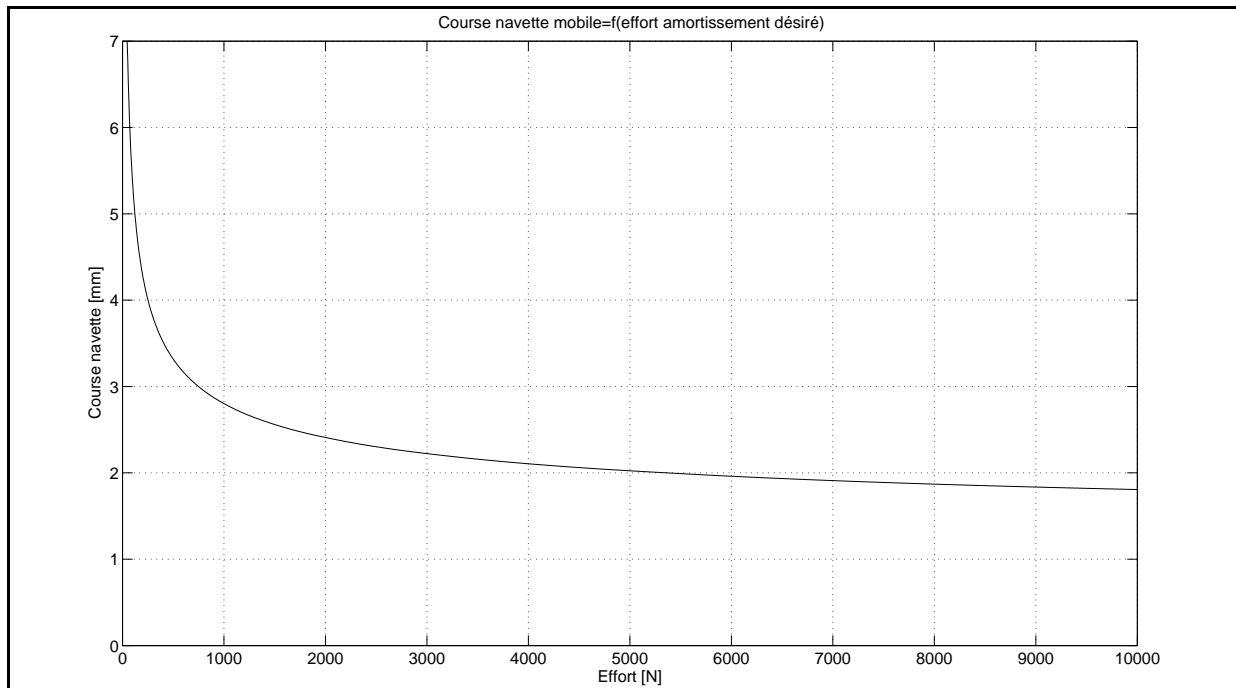


Figure 65 : Courbe d'évolution de la course calculée de la navette mobile pour un effort désiré

Par construction, la course de la navette mobile varie de 0 à 7 mm. Afin de tracer cette courbe, nous avons choisi de faire varier l'effort désiré entre 0 et 10000 N ce qui correspond à la plage de variation de l'effort obtenu lors des simulations des correcteurs à la partie précédente (cf. partie 5.2.2 : Figure 58). Une fois que la course de la navette mobile a été estimée, nous devons calculer le courant d'alimentation du solénoïde correspondant. La relation entre la course de la navette mobile et le courant d'alimentation du solénoïde est explicitée par le sous-système électrique du modèle de la servovalve présenté à la Figure 63.

Le sous-système électrique est modélisé à partir de la courbe fournie par le constructeur, donnant la course de la navette mobile en fonction du courant d'alimentation du solénoïde (cf. annexe 6). A partir de celle-ci, nous construisons un tableau de valeurs incorporé dans le modèle Matlab/Simulink sous forme d'un *look-up table*. Puis à partir de la course de la navette mobile, nous déterminons le courant d'alimentation du solénoïde nécessaire pour obtenir la course désirée. La courbe donnant le courant d'alimentation du solénoïde en fonction de la course de la navette mobile est représentée à la figure suivante :

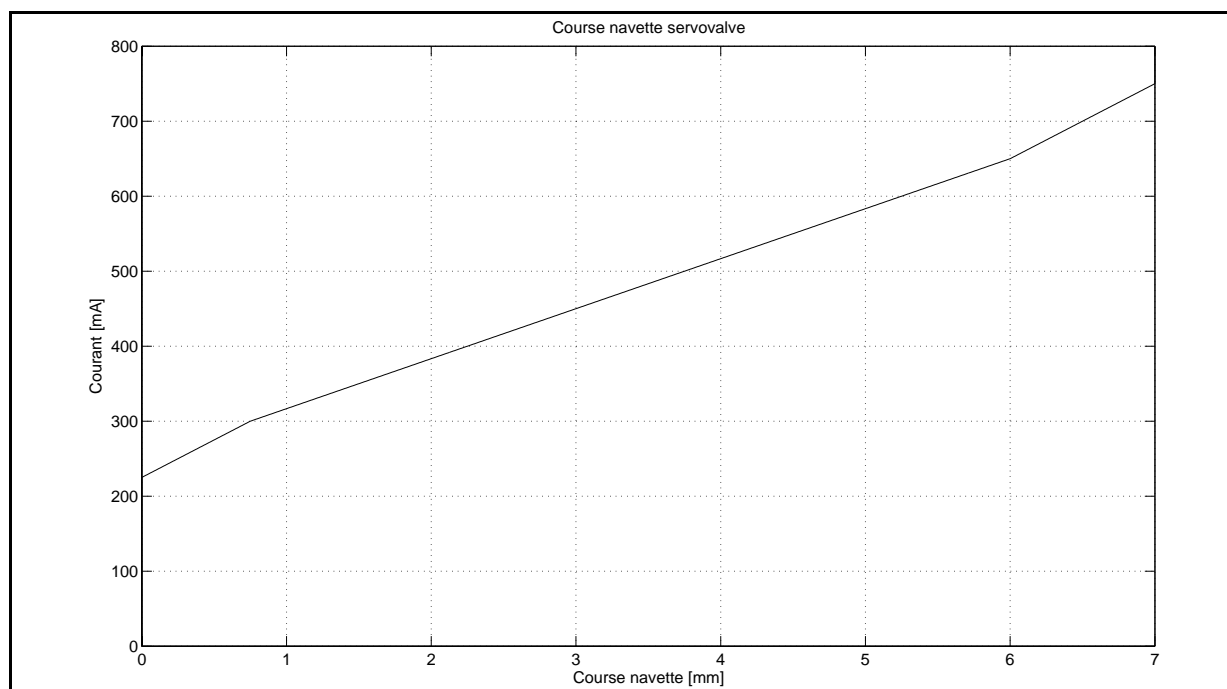


Figure 66 : Courbe du courant d'alimentation du solénoïde en fonction de la course navette mobile

La courbe de la Figure 66 représente une courbe théorique de fonctionnement de la servovalve. En pratique, la servovalve est alimentée via un module électrique sur lequel on peut ajuster le courant d'alimentation minimum et maximum. Sur le démonstrateur, nous utilisons une carte dSPACE qui délivre une tension de commande amplifiée via le module pour fournir le courant d'alimentation à la servovalve. Nous réglerons ce module afin que pour une tension de sortie de la carte dSPACE égale à 10 V, nous obtenons un courant d'alimentation de la servovalve de 800 mA. Pour 0 V nous obtenons un courant de 0 mA.

Nous venons de développer un modèle inverse de la servovalve qui permet de déterminer le courant d'alimentation de celle-ci afin de suivre un effort optimal cible donné en consigne. Précédemment à cette partie, nous avons développé une méthode de commande qui calcule l'effort optimal cible que l'effort généré par le dispositif semi-actif monté en parallèle de la suspension passive doit approcher afin que l'effort global transmis par la suspension à la masse suspendue ms minimise le pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq).

Fort du développement théorique d'un démonstrateur semi-actif, nous présentons la mise en œuvre expérimentale de ce démonstrateur semi-actif afin de valider l'estimation d'un taux

de minimisation d'environ 25% sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors d'un atterrissage à grande vitesse dit dur.

5.3. Etude expérimentale

5.3.1. Description du dispositif expérimental

Nous nous proposons dans cette partie de valider expérimentalement le démonstrateur semi-actif développé précédemment.

Le démonstrateur semi-actif comporte un amortisseur piloté composé d'un dispositif de laminage passif et d'un dispositif semi-actif constitué d'une servovalve que l'on vient piloter en courant. Comme nous l'indique la Figure 60, ces deux dispositifs sont montés en parallèle. La structure de commande du démonstrateur semi-actif se divise en deux étapes. La première étape consiste à déterminer l'effort optimal cible que le dispositif semi-actif doit approcher afin que l'effort global transmis à la masse suspendue m_s , minimise le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq). Afin de déterminer l'effort optimal cible, nous utilisons un correcteur PID minimisant l'accélération de la masse poutre de queue (mq). Cet effort optimal cible est alors injecté comme consigne dans le dispositif semi-actif qui constitue la seconde étape. L'objectif du dispositif semi-actif est alors d'approcher l'effort optimal cible. Le suivi de cet effort optimal cible s'effectue en boucle ouverte car le dispositif semi-actif n'est pas instrumenté. Afin de suivre l'effort optimal cible, nous calculons le courant d'alimentation de la servovalve via un modèle inverse de celle-ci. Ainsi une ouverture de la servovalve fonction du courant d'alimentation calculé génère une perte de charge par laminage de l'huile conduisant à un effort d'amortissement s'approchant de l'effort cible.

D'un point de vue technologique, comme nous l'avons vu au cours du chapitre 3, nous utilisons une carte dSPACE. L'ensemble de la structure de commande incluant le correcteur PID et le modèle inverse de la servovalve est implémenté dans la carte dSPACE. Ainsi celle-ci va récupérer les signaux de mesures provenant du démonstrateur, les traiter afin de déterminer l'effort optimal cible et le courant d'alimentation de la servovalve puis délivrer une tension de sortie variant de 0 à 10 V qui sera injectée dans un module d'amplification électrique qui alimentera la servovalve.

Nous avons besoin de deux signaux de mesures afin de contrôler le démonstrateur semi-actif. Le premier signal est l'accélération de la masse poutre de queue (mq). Celui-ci est nécessaire pour le correcteur PID. Le second signal est la mesure de la course de la suspension. Par dérivation numérique de la mesure de la course de la suspension nous obtenons la vitesse de débattement de la suspension utilisée dans le modèle inverse de la servovalve. D'autre part, une détection de montée sur la mesure de la course de la suspension

nous permet de détecter l'impact au sol et de déclencher la mise en route du correcteur. La durée de fonctionnement de celui-ci sera gérée par un bloc temporisation incorporé dans le modèle Matlab/Simulink développé pour la gestion de fonctionnement du démonstrateur semi-actif. Ce modèle Matlab/Simulink est présenté sur la figure suivante :

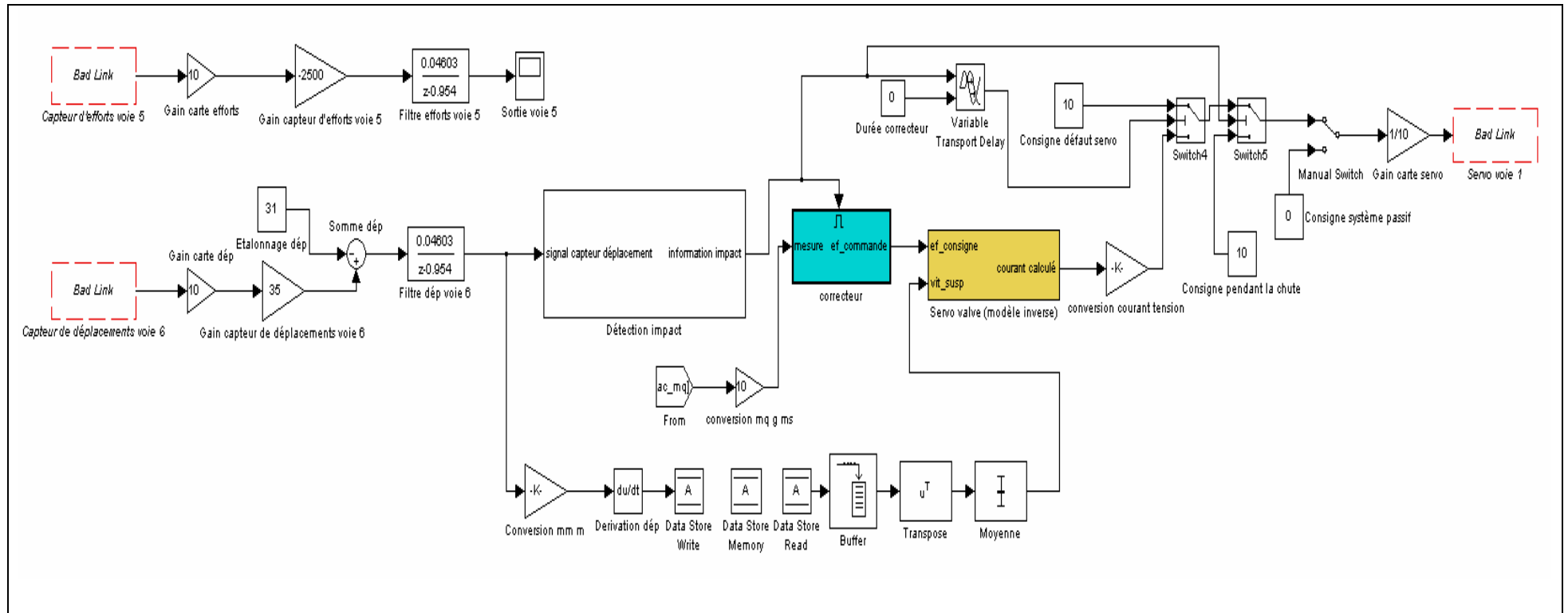


Figure 67 : Modèle Matlab/Simulink de la structure de commande du démonstrateur semi-actif

5.3.2. Résultats d'essais du système semi-actif

Afin de valider expérimentalement le démonstrateur semi-actif, nous avons testé celui-ci pour différentes hauteurs de chute. La configuration théorique des réglages du correcteur PID présenté précédemment a été choisie. En effet après une analyse empirique de différents réglages du correcteur (valeurs des paramètres du correcteur et durée de fonctionnement), il apparaît que la configuration théorique soit optimale sur le démonstrateur. D'autre part, une augmentation de la masse suspendue de 10% a permis de tester et de valider la robustesse du correcteur.

Dans un but de comparer les résultats de simulations présentés précédemment avec les résultats expérimentaux obtenus, nous exposons les résultats concernant une chute d'une hauteur de 400 mm soit une vitesse d'impact de 2,8 m/s, ce qui correspond à un atterrissage dur. D'autre part afin de justifier l'efficacité du démonstrateur semi-actif, la configuration passive du démonstrateur correspond à la configuration passive optimale obtenue au cours du chapitre 4. Nous obtenons les résultats suivants :

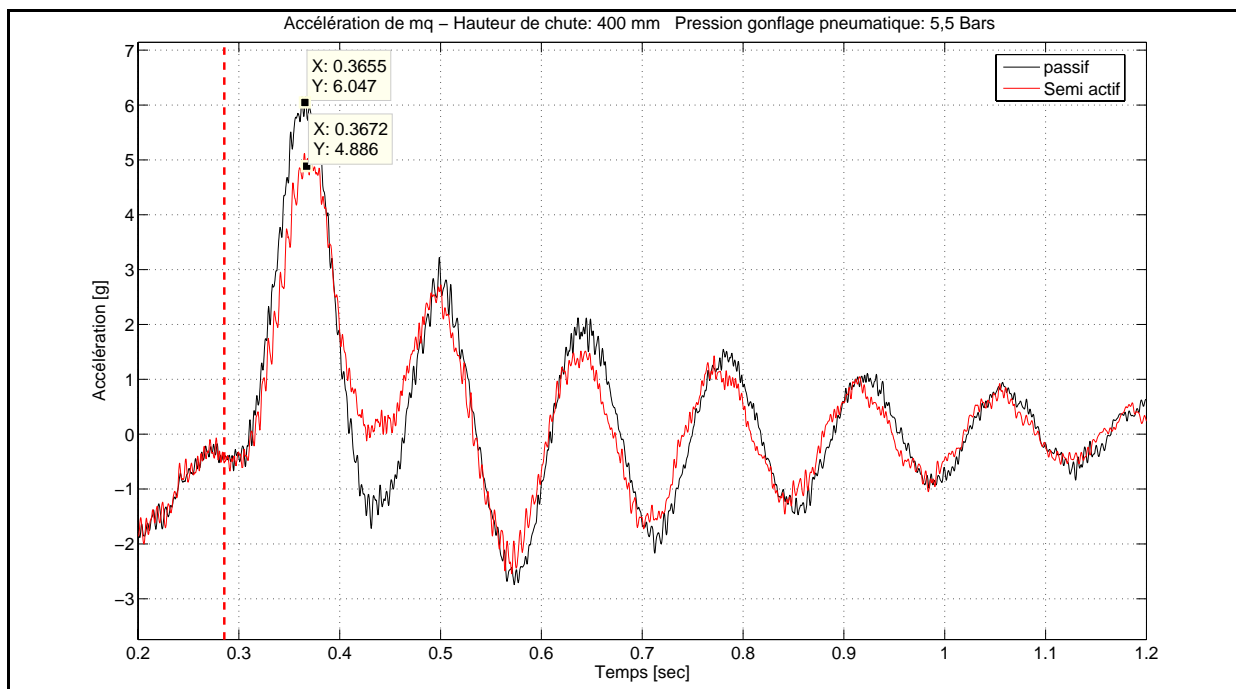


Figure 68 : Comparaison passif et semi-actif - mesure de l'accélération de mq ; $h_{chute}=400$ mm

Sur la Figure 68, nous constatons l'efficacité du démonstrateur semi-actif. En effet le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) a été minimisé d'environ 20%. Ce taux de minimisation est en accord avec les simulations qui donnaient un taux de minimisation de l'ordre de 25%. De plus nous observons nettement le basculement en mode passif du démonstrateur lors de l'arrêt du correcteur à l'instant 0,4 s. En effet le démonstrateur

recolle au comportement passif du démonstrateur dont les amplitudes des oscillations sont quasi identiques à celles du système passif.

Les courbes de mesures de la course de la suspension et de l'effort transmis par l'amortisseur sont les suivantes :

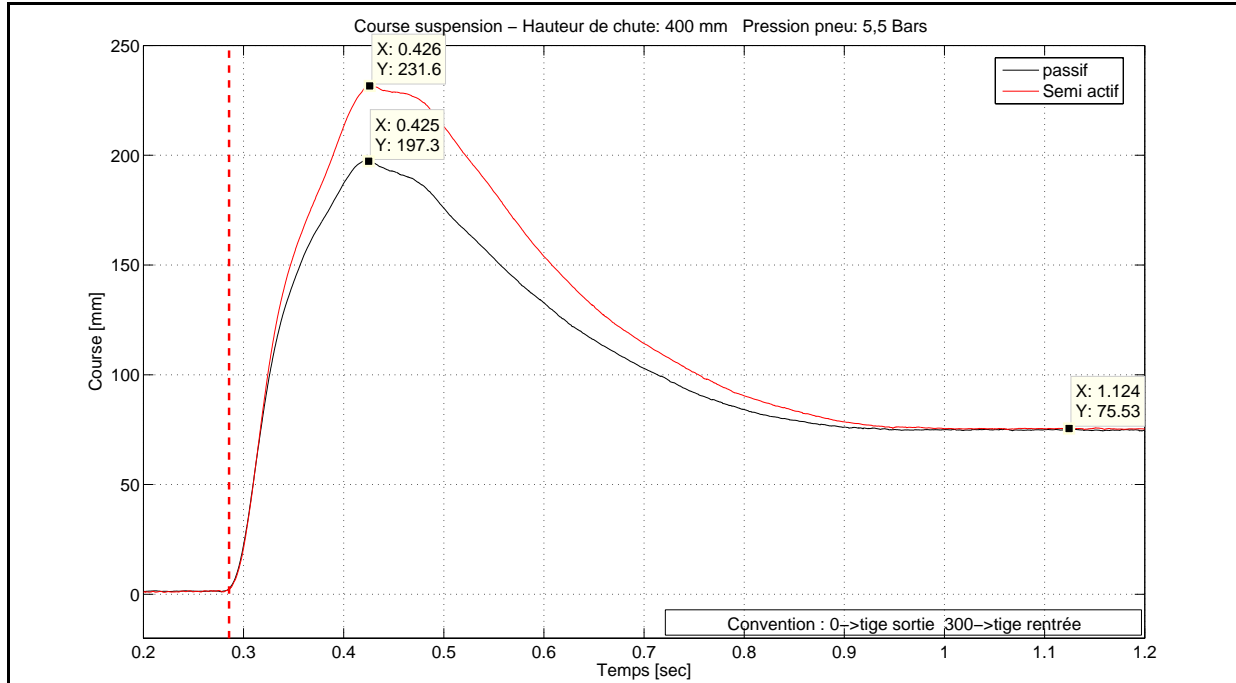


Figure 69 : Comparaison passif et semi-actif - mesure de la course de la suspension ; $h_{chute}=400$ mm

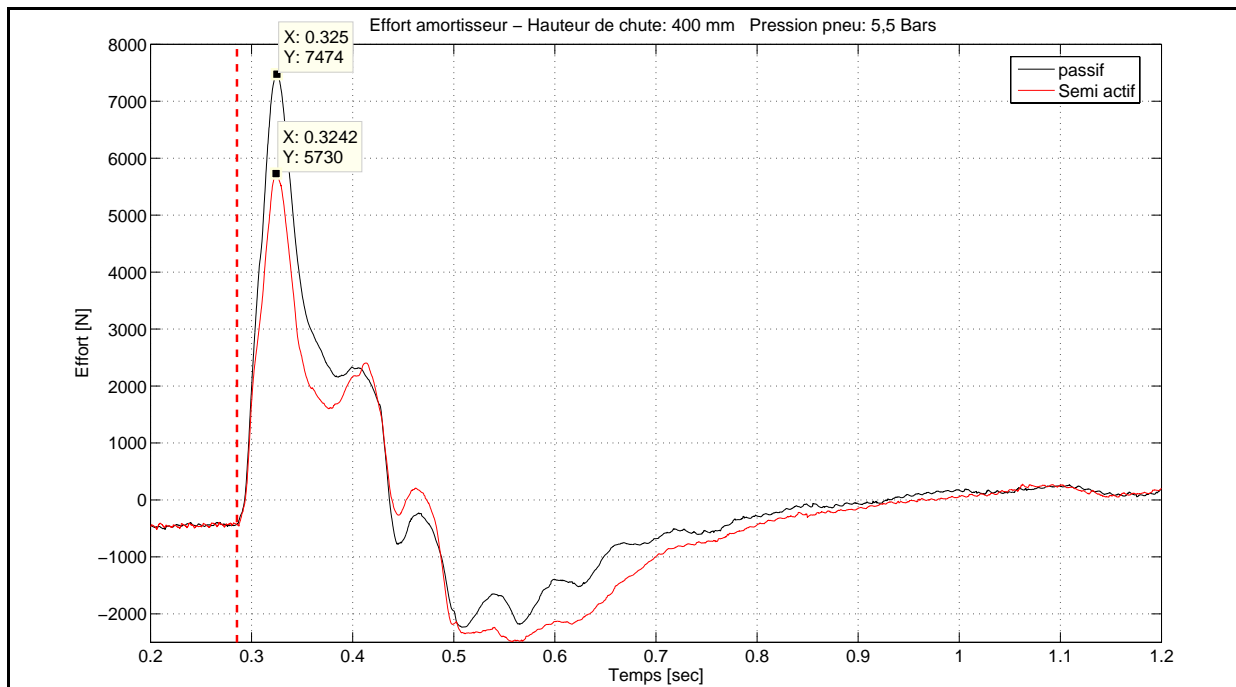


Figure 70 : Comparaison passif et semi-actif - mesure de l'effort transmis par l'amortisseur

Sur la Figure 69, nous constatons une augmentation de la course maximale de la suspension du démonstrateur semi-actif de l'ordre de 15% lors de la compression à l'impact

au sol. La hauteur statique reste inchangée. L'augmentation de la course de la suspension lors de la phase de compression est justifiée par la diminution de l'effort transmis par l'amortisseur lors de la compression. En effet sur la Figure 70, une diminution du pic d'effort de l'ordre de 23% est mesurée. Cette diminution de l'effort est en accord avec la stratégie d'optimisation passive des trains d'atterrissage où l'on diminue le premier pic d'effort afin de minimiser le premier pic d'accélération sur la masse poutre de queue (mq). Le démonstrateur semi-actif corrobore cette stratégie en pilotant la section de l'orifice de laminage de la servovalve de sorte que l'on diminue l'effort transmis par l'amortisseur. Le fonctionnement du dispositif semi-actif peut être analysé sur la courbe suivante d'évolution temporelle de la tension d'alimentation de la servovalve :

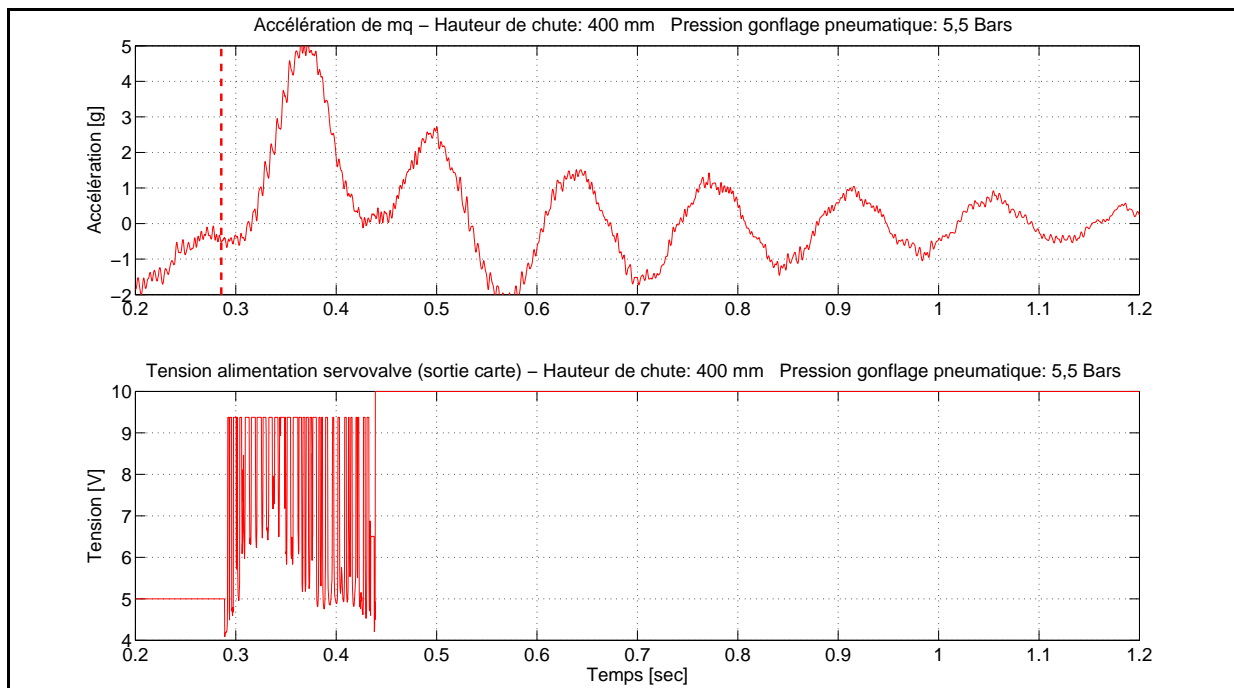


Figure 71 : Evolution de la tension d'alimentation de la servovalve par rapport à l'accélération de mq

Comme nous l'avons vu précédemment (cf. partie 5.3.1), la tension de commande de la servovalve en sortie de la carte dSPACE varie de 0 à 10 V. Lorsque la tension est nulle, la servovalve est fermée. Pour 10 V, la servovalve est complètement ouverte. Compte tenu du schéma hydraulique de l'amortisseur semi-actif, le système semi-actif est similaire au système passif lorsque la servovalve est complètement fermée. Pour garantir ce mode de fonctionnement, la gestion de fonctionnement du correcteur est prioritaire sur la sortie d'alimentation de la servovalve. Ainsi lorsque le correcteur est arrêté à l'instant 0,4 s, la tension de commande de la servovalve est nulle. Cependant afin de prévenir tout dysfonctionnement du correcteur et du bloc de gestion de fonctionnement du correcteur, nous mettons une tension de 10 V par défaut à la servovalve. Celle-ci étant complètement ouverte, le système a un coefficient d'amortissement inférieur au système passif ce qui garantit un niveau d'effort minimal transmis par la suspension. De plus comme nous pouvons le constater

sur la Figure 71, la tension de commande de la servovalve est fixée à 5 V pendant la chute. Cette condition a été fixée après analyse expérimentale du comportement de la servovalve, où nous avons pu constater que le fonctionnement optimal de la servovalve se situait autour de l'état d'équilibre hydraulique de la servovalve pour une tension d'alimentation de 5 V.

Si nous analysons l'évolution de la tension de commande de la servovalve pendant la durée de fonctionnement du correcteur, nous constatons qu'à l'impact, la servovalve tend à se refermer. Ceci est justifié par le fait que l'accélération de la masse poutre de queue (m_q) est négative à cause du décalage temporel existant entre le début de la compression de l'amortisseur et la transmission de l'effort d'excitation au système poutre de queue. Ainsi le correcteur voulant ramener l'accélération de m_q à une valeur nulle, il commande la fermeture de la servovalve afin d'augmenter l'effort transmis par la suspension conduisant alors à l'augmentation de l'accélération de la masse m_q . Toutefois dès que l'accélération de la masse m_q augmente, le correcteur tend à ouvrir la servovalve afin de diminuer l'effort transmis par la suspension conduisant in fine à une diminution de 20% sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (m_q).

De plus comme nous l'avons vu précédemment au cours de ce chapitre (cf. 5.2.2), le système commandé conçu doit être similaire à un système passif. Pour vérifier cet aspect, nous traçons un diagramme de fonctionnement en comparant les mesures du système passif et du système semi-actif :

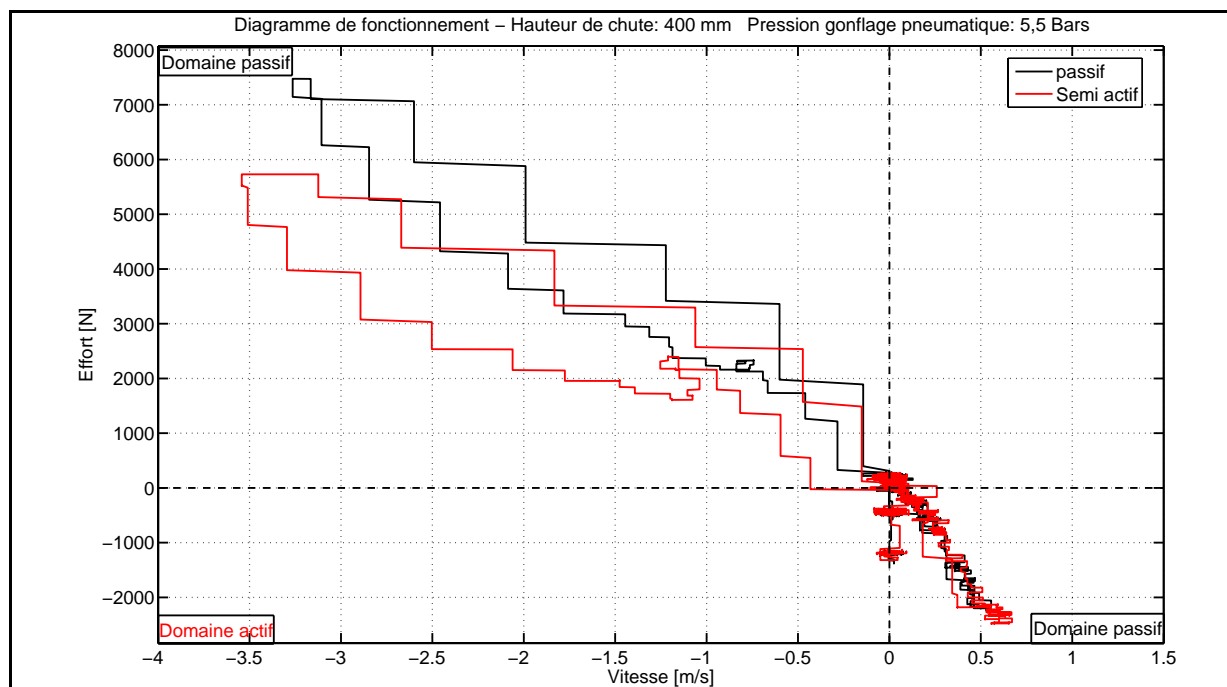


Figure 72 : Diagramme de fonctionnement du système semi-actif

Les résultats obtenus sur la Figure 72 valide le fonctionnement souhaité du système commandé. En effet nous constatons que le système semi-actif a sa plage de fonctionnement dans les domaines passifs.

5.4. Bilan et synthèse

Au cours de ce chapitre, nous avons étudié et développé un démonstrateur semi-actif dont l'étude expérimentale a permis de valider l'efficacité de celui-ci, conduisant à un taux de minimisation de l'ordre de 20% sur le premier pic d'accélération de la masse poutre de queue (mq) lors d'un atterrissage à grande vitesse dit dur.

En effet après avoir étudié une stratégie d'optimisation passive des trains d'atterrissage au cours du chapitre précédent, dans ce chapitre nous avons tout d'abord analysé les méthodes actives et semi-actives appliquées dans un domaine quotidien et riche en travaux de recherches qu'est le contrôle des suspensions automobiles. Cette analyse a ensuite été développée et enrichie par les travaux de recherche menés sur les trains d'atterrissage. Fort de celle-ci, nous avons choisi de développer une méthode semi-active qui est le plus adaptée aux trains d'atterrissage de par sa simplicité de mise en œuvre et son efficacité. L'étude des travaux de recherche existant sur les trains d'atterrissage semi-actifs nous a montré que les méthodes appliquées nécessitent une re-conception des atterrisseurs incluant la technologie semi-active qui consistent à piloter un paramètre de l'atterrisseur. Compte tenu des fonctions et des contraintes liées aux paramètres d'un atterrisseur tels que les aspects de garde au sol et de résonance sol que nous avons étudié au cours du chapitre 4, le paramètre sur lequel agit le dispositif semi-actif est l'amortissement. Le pilotage de ce paramètre est lié au suivi d'un effort optimal cible calculé. En effet la stratégie d'une méthode semi-active repose sur l'adaptation de l'effort courant transmis par l'atterrisseur afin que celui-ci approche un effort optimal cible. Les lois d'effort optimales cibles des trains d'atterrissage semi-actifs présentés dans la littérature, basées sur la relation d'égalité énergétique de dimensionnement des trains d'atterrissages, sont déterminées à l'avance et intégrées dans une base de donnée. D'autre part ces études concernant les trains d'atterrissages d'avions ne prennent pas en compte les mouvements de la poutre de queue. Lors d'un atterrissage, les dispositifs proposés ont besoin de nombreuses mesures afin de calculer l'effort courant transmis par l'atterrisseur et de sélectionner la loi d'effort optimale cible dans la base de données qui sera suivie par ajustement de l'amortissement.

A partir de cette analyse, dans l'optique de minimiser le pic d'accélération subit par la poutre de queue d'un hélicoptère lors d'un atterrissage dur, nous avons développé une méthode semi-active se voulant être simple dans la mise en œuvre du dispositif et permettant une transformation d'un train d'atterrissage passif existant en train d'atterrissage semi-actif. Ainsi une stratégie semi-active a été proposée faisant état d'un suivi d'une loi optimale d'effort cible déterminée à partir d'un correcteur PID minimisant l'accélération de la masse poutre de queue. Technologiquement, le dispositif semi-actif constitué d'une servovalve montée en parallèle de la suspension passive existante, est piloté en boucle ouverte et permet d'ajuster le coefficient d'amortissement par modification de la section de laminage. Enfin ce

démonstrateur semi-actif ne nécessitant que deux signaux de mesure sur l'accélération de la masse poutre de queue et la course de la suspension, a été validé expérimentalement et a montré son efficacité par rapport à un système passif optimisé.

Conclusion et perspectives

L'analyse et la minimisation des vibrations sont des préoccupations majeures car elles conditionnent un bon fonctionnement et une usure non prématurée des systèmes mécaniques. Ces considérations concernent à la fois les moyens de transport afin d'assurer le confort des passagers et les systèmes mécaniques afin d'assurer leur pérennité.

Les travaux de recherche menés au cours de cette thèse ont étudié particulièrement les vibrations induites dans la structure d'un hélicoptère dans des cas d'atterrissages à grande vitesse. En effet au cours du développement d'un hélicoptère, des études expérimentales, menées sur un appareil complet lors de drop tests simulant des atterrissages à grande vitesse, ont souligné l'apparition d'oscillations de la poutre de queue contraignantes pour la liaison entre la cabine et la poutre de queue. Afin de prévenir ce phénomène néfaste et dangereux pour la structure de l'appareil, un renforcement structural de la liaison a été effectué. Cette solution coûteuse en masse et influant les fréquences propres de l'appareil est peu adaptée. Fort de ce constat, nous avons étudié des solutions alternatives au renforcement de la structure

de l'appareil en vue de minimiser les oscillations de la poutre de queue et plus particulièrement le pic d'accélération auquel celle-ci est soumise lors d'un atterrissage dur.

La démarche utilisée pour cette étude reposait sur la synergie mise en place entre les aspects théoriques utilisant les modèles développés et les aspects expérimentaux basés sur un démonstrateur. Celle-ci fut motivée par une volonté de valider expérimentalement les solutions proposées et de démontrer la faisabilité technique de celles-ci ; avec pour fil conducteur une possible mise en application sur hélicoptères existants. Il était donc nécessaire dès le début de cette étude de considérer les aspects expérimentaux avec la conception et la réalisation d'un démonstrateur mécaniquement équivalent aux sous-systèmes composant l'hélicoptère considéré pour cette étude et permettant de simuler des cas d'atterrissages durs. Ainsi après analyse et formalisation du phénomène problématique rencontré, afin de mieux comprendre celui-ci, des modélisations du système mécanique composant le démonstrateur ont permis de simuler le comportement dynamique d'un système mécanique complexe qu'est l'hélicoptère lorsque celui-ci impacte le sol pour des vitesses verticales supérieures à 1,9 m/s, correspondant à la limite inférieure des cas d'atterrissages à grande vitesse qualifiés de durs. L'analyse des résultats de simulations de l'effort transmis par le train d'atterrissage a permis de comprendre les différentes phases d'un atterrissage et d'expliquer le comportement oscillatoire du système poutre de queue. Conscient du rôle fondamental des trains d'atterrissages dans la transmission de l'effort d'excitation à la structure de l'hélicoptère, nous avons choisi de contrôler le comportement dynamique des trains d'atterrissage en vue d'optimiser l'effort structural transmis de sorte que le pic d'accélération de la poutre de queue soit minimisé. Disposant de modèles du démonstrateur recalés à partir des mesures réalisées sur le puits de chute et du démonstrateur à proprement dit, des méthodes d'optimisation passive et semi-active des trains d'atterrissages ont été développées, proposées et validées expérimentalement.

La méthode d'optimisation passive basée sur des lois d'efforts d'amortissement proportionnels non seulement à la vitesse d'enfoncement du train d'atterrissage mais aussi à la course de celui-ci, ayant de plus de faibles coefficients d'amortissement en haute vitesse, a permis d'obtenir une diminution de l'ordre de 7% sur le pic d'accélération du système poutre de queue lors de l'impact au sol. Par la suite, ce taux de minimisation du pic d'accélération a atteint la valeur de 20% lors de l'utilisation d'une méthode semi-active. La méthode semi-active développée repose sur la mise en place d'une servovalve en parallèle du train d'atterrissage passif et vient adapter la section débitante de celle-ci, de sorte que l'effort global transmis par le train d'atterrissage soit optimal en vue de minimiser le pic d'accélération de la poutre de queue. De par sa loi de commande utilisant un PID et ses faibles besoins d'informations provenant de capteurs, le dispositif semi-actif proposé est plus simple que les trains d'atterrissage semi-actifs présentés dans la littérature. D'autre part, à la différence des études exposées dans la littérature qui concernent uniquement les avions, le

dispositif conçu peut être mis en place sur des trains d'atterrissage existants d'hélicoptère et prend en compte le comportement de la poutre de queue.

Au cours de cette thèse, nous avons proposé des méthodes passive et semi-active d'optimisation des trains d'atterrissage d'hélicoptère permettant de minimiser le pic d'accélération auquel est soumise la poutre de queue qui a pour conséquence de fragiliser la liaison entre la cabine et la poutre de queue. Contrairement au renforcement de la structure, ces méthodes ne modifient aucunement les fréquences propres de l'appareil et ne sont pas pénalisantes au niveau de la masse. Toutefois celles-ci ont été développées et validées sur un démonstrateur qui ne comporte qu'un train d'atterrissage. Bien que la robustesse du système ait pu être testée vis-à-vis des différentes configurations de centrage et d'approche de l'appareil, il est cependant nécessaire de tester les méthodes développées sur un appareil complet. Ainsi la prochaine étape de ces travaux est bien évidemment d'adapter ces méthodes à des modèles complets d'appareils afin de tester le comportement et les gains obtenus. Comme nous l'avons vu au cours du chapitre 4, un projet est en cours d'analyse pour utiliser la méthode d'optimisation passive. En ce qui concerne la méthode semi-active, après analyse et en fonction des gains obtenus lors des simulations d'un appareil complet sur lequel est implanté le dispositif semi-actif, une étude d'intégration du dispositif semi-actif sur un train d'atterrissage sera lancée. Cette étude portera sur la faisabilité technique d'intégration d'un tel dispositif sur un appareil et étudiera d'autres dispositifs qui n'ont pas été testés lors de ces travaux, tels que les fluides magnéto-rhéologiques ou les actionneurs piézoélectriques.

D'autre part l'intégration de trains d'atterrissage semi-actifs sur hélicoptère permettrait en outre de pouvoir lutter contre le phénomène de résonance sol. En effet par l'intermédiaire d'un tel dispositif, l'effort transmis par les trains d'atterrissage est maîtrisé et ainsi à l'instar des suspensions semi-actives agissant sur le comportement du châssis d'un véhicule, il serait possible d'agir sur le comportement de l'hélicoptère au sol en adaptant les caractéristiques des trains d'atterrissage en fonction des mouvements de pompage et de roulis de l'hélicoptère.

L'objectif de cette thèse était de proposer des solutions alternatives au renforcement de la structure de l'hélicoptère. Les travaux de recherche ont abouti au développement d'un démonstrateur semi-actif qui de par le contrôle de l'effort transmis par les trains d'atterrissage, conduit à une minimisation de l'ordre de 20% sur le pic d'accélération auquel est soumise la poutre de queue lors d'un atterrissage à grande vitesse. Cette thèse a ouvert une piste vers des trains d'atterrissage semi-actifs pour hélicoptères. De nombreux points restent encore à approfondir et à valider. D'autres difficultés vont certainement apparaître et justifieront de nombreuses recherches avant d'aboutir à un prototype.

Bibliographie

-
- [ALA 98]** Alauze, C.
“Équilibrage actif des machines tournantes : application aux grandes lignes d’arbres”,
Thèse de l’Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. 1998. 126 p.
- [BAN 05]** Bang, H., Ha, C.K and Kim, J.H.
“*Flexible spacecraft attitude manoeuvre by application of sliding mode control*”,
Acta Astronautica, 2005, vol. 57, pp 841-850.
- [BAR 95]** Bartolini, G., Ferrara, A. and Utkin, V.I.
“*Adaptative Sliding Mode Control in Discrete-time systems*”,
Automatica, 1995, vol. 31, No 5, pp 769-773.
- [BIC 02]** Bica, I.
“*Damper with magneto-rheological suspension*”,
Journal of Magnetism and Magnetic Materials 241, 2002, pp 196-200.

- [CHA 96] Chai, S.T. and Mason, W.H.
“*Landing Gear Integration in Aircraft Conceptual Design*”,
6th American Institute of Aeronautics and Astronautics Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, 1996, 4-6 September, Bellevue, WA (United States of America).
- [CHO 01] Cho, S.B., Lee, S.K. and Park, Y.P.
“*A hysteresis model for the field dependent damping force of a magneto-rheological damper*”,
Journal of Sound and Vibration 245 (2), 2001, pp 375-383.
- [CRA 05] Cranga, P.
“*Comportement dynamique de l’hélicoptère contribution à la définition de l’architecture générale*”,
Thèse de l’Institut National des Sciences Appliquées de Lyon. 2005. 195 p.
- [CUR 88] Currey, N.S.
“*Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*”,
Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 373 p. ISBN 0930403-41-X.
- [DU 05] Du, H., Sze, K.Y. and Lam, J.
“*Semi active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological damper*”,
Journal of Sound and Vibration, 2005, vol. 283, pp 981-996.
- [EAS 03] European Aviation Safety Agency
“*Certification Specifications for Large Rotorcraft CS-29*”,
Published 14/11/2003.
- [FIS 04] Fischer, D. and Isermann, R.
“*Mechatronic semi active and active vehicle suspensions*”,
Control Engineering Practice 12, 2004, pp 1353-1367.
- [FRA 95] Francis, B.A. and Khargonekar, P. P.
“*Robust control theory*”,
Springer, 1995, 208 p. ISBN 0-387-94443-5.
- [GAS 03] Gaspar, F., Szaszi, I. and Bokor, J.
“*Active suspension design using linear parameter varying control*”,
International Journal of Vehicle Autonomous Systems, 2003, vol. 1, No. 2, pp 206-221.
- [GHI 00] Ghiringhelli, G.L.
“*Testing of semi active landing gear control for a general aviation aircraft*”,
Journal of Aircraft, 2000, vol. 37, No 4.
- [GHI 04] Ghiringhelli, G.L. and Gualdi, S.
“*Evaluation of a landing gear semi active control system for complete aircraft landing*”,
Aerotecnica Missili e Spazio, 2004, vol. 83, January.
- [GIU 03] Giua, A., Melas, M. and Seatzu, C.
“*Design of control law for a magneto-rheological suspension*”,
Proceeding of European Control Conference, 2003, Cambridge (United Kingdom).
- [GIU 04] Giua, A., Melas, M. and Seatzu, C.
“*Design of control law for a semi active suspension system using solenoid valve damper*”,
Proceeding of IEEE Conference on Control Application, 2004, Taipei (Taiwan).
- [GRA 01] Granjon, Y.
“*Systèmes linéaires, non linéaires, à temps continu, à temps discret, représentation d’état*”,
Paris : Dunod, 2001, 381 p. ISBN 2-10-007118-1.
- [GUA 02] Gualdi, S., Masarati, P., Morandini, M. and Guiringhelli, G.L.
“*A Multibody Approach to the Analysis of Helicopter-Terrain Interaction*”,
28th European Rotorcraft Forum, 2002, 17-20 September, Bristol (United Kingdom).

- [GUG 04] Guglielmino, E. and Edge, K.A.
“*A controlled friction damper for vehicle applications*”,
Control Engineering Practice 12, 2004, pp 431-443.
- [HED 90] Hedrick, J.K.
“*Invariant Properties of Automotive Suspensions*”,
Journal of Automotive Engineering, 1990, vol. 204, Part D, pp 21-27.
- [HOR 99] Horta, L.G., Daugherty, R.H. and Martinson, V.J.
“*Modeling and Validation of a Navy A6 Intruder Actively Controlled Landing Gear System*”,
Report of Langley Research Center NASA/ TP-1999-209124, 1999, Hampton (Virginia; USA).
- [HRO 88] Hrovat, D.
“*Influence of Unsprung Weight Vehicle Ride Quality*”,
Journal of Sound and Vibration, 1988, vol. 124, No 3, pp 497-516.
- [IDE 86] Idel'cik, I.E
“*Memento des pertes de charges. Coefficients de pertes de charge singulière et de perte de charge par frottement*”,
Paris : Eyrolles, 1986, ISSN 0399-4198.
- [JOH 02] Johnson, E.A. and Erkus, B.,
“*Structural control with dissipative damping devices*”,
Proceedings of American Control Conference ACC02, 2002 (May), Anchorage (Alaska, USA).
- [KAR 74] Karnopp, D et al.,
“*Vibration control using semi active force generators*”,
Transactions of ASME, Journal of Engineering Industry, 1974, vol. 96, pp 619-626.
- [KIM 03] Kim, W.S., Lee, W.S. and Kim, J.H.
“*Control of an Active Vehicle Suspension Using Electromagnetic Motor*”,
Proceeding of ICCAS2003, 2003, Gyeongju (Korea).
- [KRY 03] Krysinski T. et Malburet F.
“*Origine et contrôle des vibrations : méthodes passives et actives*”,
Paris : Lavoisier, Hermes science publication, 2003. 382 p. ISBN 2-7462-0731-1.
- [KRU 00] Kruger, W.
“*Integrated Design Process for Development of Semi Active Landing Gears For Transport Aircraft*”,
Thesis Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart. 2000. 122 p.
- [KUE 00] Kuehn, J.L. and Stalford, H.L.,
“*Stability of a Lyapunov Controller for a Semi active Structural Control System with Nonlinear Actuator Dynamics*”,
Journal of Mathematical Analysis and Applications 251, 2000, pp 940-957.
- [LAL 99a] Lalanne, C.
“*Chocs mécaniques*”,
Paris : Hermes science publications, 1999, 345 p. ISBN 2-7462-0036-8.
- [LAL 99b] Lalanne, C.
“*Vibrations sinusoïdales*”,
Paris : Hermes science publications, 1999, 349 p. ISBN 2-7462-0034-1.
- [LEF 96] Lefort, P. et Haman, J.
“*L'hélicoptère – Théorie et pratique*”,
Paris : Editions Chiron, 1996, 166 p. ISBN 2-7027-0533-2.

- [LI 99] Li, H. and Goodall, M.
“*Linear and nonlinear skyhook damping control laws for active railway suspensions*”,
Control Engineering Practice 7, 1999, pp 843-850.
- [LI 02] Li, P.Y.
“*Feedback linearization and robust sliding mode control*”,
Department of Mechanical Engineering, 2002, University of Minnesota.
- [LIN 95] Lin, J.S. and Kanellakopoulos, I.
“*Nonlinear Design of Active Suspensions*”,
34th IEEE Conference on Decision and Control, 1995, New Orleans (USA).
- [LOP 05] Lopez, C., Malburet, F. et Barraco, A.
“*Minimisation des oscillations d’un système mécanique excité à l’aide d’une commande semi active. Application à un atterrissage d’hélicoptère*”,
MajeSTIC 2005, Manifestation des Jeunes Chercheurs francophones dans les domaines des STIC, 2005 (Novembre), Rennes (France).
- [LOP 06a] Lopez, C.
“*Minimisation des oscillations de la poutre de queue d’un hélicoptère. Problématique, modélisation et aspects expérimentaux*”,
JDL6’06, 2006 (Juin), Giens (France).
- [LOP 06b] Lopez, C., Malburet, F. et Barraco, A.
“*Study and consequences of a high speed shock on coupled mechanical systems*”,
EMSS06, European Modeling and Simulation Symposium, 2006 (October), Barcelona (Spain).
- [LOP 07a] Lopez, C., Malburet, F. et Barraco, A.
“*Study of a controlled complex mechanical system in anti vibratory domain: Application to a hard landing of an aircraft*”,
ICINCO 07, International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics, 2007 (May), Angers (France).
- [LOP 07b] Lopez, C., Malburet, F. et Barraco, A.
“*Analysis of anti vibratory passive and active methods applied to complex mechanical system*”,
IDETC 07, ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information Engineering Conference, 2007 (September), Las Vegas (Nevada, USA).
- [MAJ 97] Majjad, R.
“*Estimation of suspension parameters*”,
Proceeding of IEEE International Conference on Control Applications, 1997, Hartford.
- [MIK 03] Mikulowski, G. and Holnicki-Szulc, J.
“*Adaptative aircraft shock absorbers*”,
AMAS Workshop on Smart Materials and Structures SMART’03, 2003, pp 63-72.
- [MOR 01] Moreau, X.
“*De la suspension traditionnelle à la suspension CRONE: un tour d’horizon*”,
Journées Automatique et Automobile, action thématique *Les systèmes à dérivées non entières*, 2001, 3-4 Octobre, Bordeaux (France).
- [NIC 07] Nicholas, J.L.
“*Advanced Dynamic Simulation for Determination of Landing Gear Loads*”,
Proceedings of 63rd Forum of American Helicopter Society, 2007 (1-3 May), Virginia (USA).
- [OHS 99] Ohsaku, S., Nakayama, T., Kamimura, I. and Motozono, Y.
“*Nonlinear H_{∞} control for semi active suspension*”,
JSAE Review, 1999, pp 447-452.

- [POP 95] Popov, G. and Sankar, S.
“*Modeling and analysis of nonlinear orifice type damping in vibrations isolators*”,
Journal of Sound and Vibration, 1995, vol. 183, No 5, pp 751-764.
- [RET 05] Rettig, U. and Von Stryk, O.
“*Optimal and robust damping control for semi active vehicle suspension*”,
Proceedings of 5th EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference, 2005, Eindhoven (Netherlands).
- [RIT 02] Rittweger, A., Albus, J. and Hornung, E.
“*Passive damping devices for aerospace structures*”,
Acta Astronautica, 2002, vol. 50, No 10, pp 597-608.
- [SAM 04] Sam, Y.M., Osman, J.H.S., Ruddin, M. and Ghani, A.
“*A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system*”,
Systems and Control Letters, 2004, vol. 51, pp 217-223.
- [SAM 01] Sammier, D.
“*Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*”,
Thèse de l’Institut National Polytechnique de Grenoble. 2001. 234 p.
- [SCO 05] Scorletti, G. et Fromion, V.
“*Introduction aux commandes multivariable des systèmes: méthode de synthèse fréquentielle H_∞* ”,
Polycopié de cours de l’Ecole Nationale Supérieure d’Ingénieurs de Caen, 2005.
- [SHA 96] Shabana, A.A.
“*Theory of vibration*”,
New York: Springer, 1996, second edition, 347 p. ISBN 0-387-94524-5.
- [SOM 03] Sommer, S.
“*Electronic Air Suspension with Continuous Damping Control*”,
AutoTechnology, 2003, issue 2.
- [UTK 78] Utkin, V.I.
“*Sliding Modes and Their Applications in Variable Structure Systems*”,
Moscou : Mir. 1978.
- [VAL 98] Valasek, M., Kortum, W., Sika, Z., Magdolen, L. and Vaculin, O.
“*Development of semi-active road friendly truck suspensions*”,
Control Engineering Practice, 1998, vol. 6, pp 735-744.
- [VEA 06] Veaux, J.
“*Les trains d’atterrissage et les systèmes associés*”,
Edition : Centre des hautes études de l’armement, division histoire de l’armement, 2006, 268 p.
- [VER 03] Vergé, M.
“*Commande des systèmes dynamiques*”,
Polycopié de cours de l’Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers, 2003.
- [VOL 01] Vollmer, U. and Raisch, J.
“ *H_∞ control of a continuous crystallizer*”,
Control Engineering Practice, 2001, vol. 9, pp 837-845.
- [XU 97] Xu, M.
“*Impact testing and its applications, part II*”,
The Shock and Vibrations Digest, 1997, vol. 29, No 4, pp 8-14.
- [YAG 04] Yagiz, N.
“*Comparison and Evaluation of Different Control Strategies on a Full Vehicle Model with Passenger Seat using Sliding Modes*”,
International Journal of Vehicle Design, 2004, vol. 34, No 2, pp 168-182.

- [YAO 02] Yao, G.Z., Yap, F.F., Chen, G., Li, W.H. and Yeo, S.H.
“MR Damper and its application for semi active control of vehicle suspension system”,
Mechatronics 12, 2002, pp 963-973.
- [YUE 89] Yue, C., Butsuen, T. and Hedrick, J.K.
“Alternative control laws for automotive active suspensions”,
Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1989, vol. 111, pp 286-291.
- [ZHO 98] Zhou, K. and Doyle, J.C.
“Essentials of robust control”,
Etats Unis : Prentice Hall, 1998, 411 p. ISBN 0-13-525833-2.
- [ZIN 05] Zin, A.
“Sur la commande robuste de suspensions automobiles en vue du controle global du chassis”,
Thèse de l’Institut National Polytechnique de Grenoble. 2005. 132 p.

Annexes

SOMMAIRE

Annexe 1 : Puits de chute pour tests de train d'atterrissage	163
Annexe 2 : Exemple de calcul de masses réduites.....	165
Annexe 3 : Calcul de l'effort de raideur d'un amortisseur bichambre de gaz	167
Annexe 4 : Optimisation passive - résultats d'essais pour une chute de 200 mm	171
Annexe 5 : Optimisation passive - résultats d'essais pour une chute de 400 mm	173
Annexe 6 : Caractéristiques constructeur de la servovalve du démonstrateur semi-actif.....	175

Annexe 1 : Puits de chute pour tests de train d'atterrissage

Afin de tester, régler et certifier les trains d'atterrissage, les organismes tels que le CEAT en France, utilisent des puits de chute permettant de simuler des atterrissages en accord avec les cas d'atterrissage définis par les spécifications techniques des constructeurs aéronautiques et en accord avec les configurations d'atterrissages spécifiées par la norme CS-29 rédigée par l'EASA [EAS 03].

Des exemples de puits de chute utilisés pour ces essais sont donnés à la figure suivante :

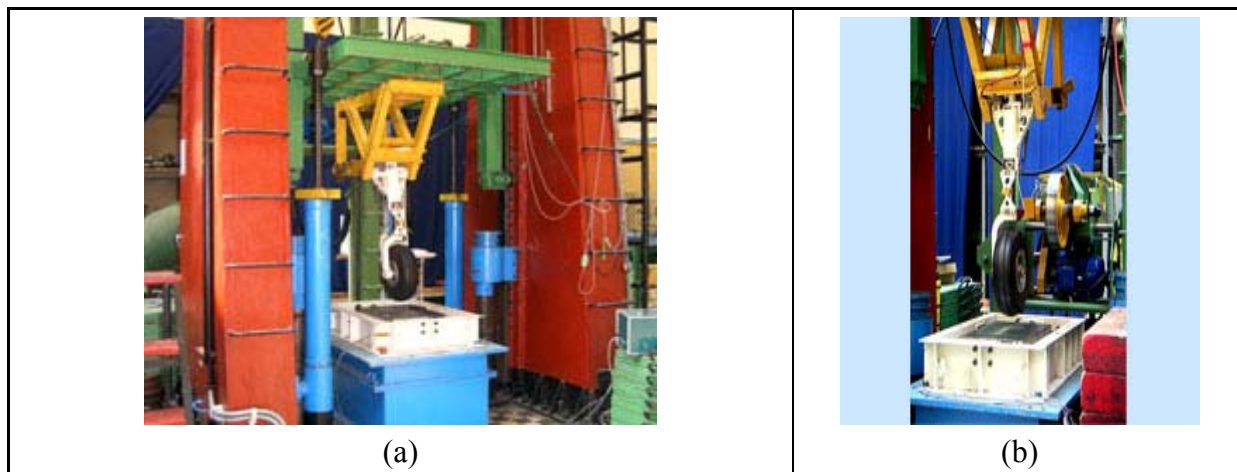


Figure A1 : Puits de chute pour essais de train d'atterrissage

Les configurations d'atterrissages sont définies par des vitesses verticales, des vitesses horizontales, des masses embarquées différentes et la composante de sustentation. Les vitesses verticales sont obtenues par la hauteur de chute. Les vitesses horizontales sont obtenues par la mise en rotation de la roue à l'aide d'un galet lanceur que nous pouvons voir en arrière plan de la figure A1-b. La rotation de la roue fait de plus intervenir le phénomène de cas de charge de spin up et de spring back qui correspondent à des efforts horizontaux générés par la roue en rotation qui touche le sol. De plus afin de générer la sustentation, certains puits de chute sont équipés de vérins pneumatiques sur lesquels on règle une section de fuite afin de définir la vitesse d'enfoncement du système lors de la chute. Ce dispositif de vérins pneumatiques peut être vu sur la figure A1-a. Historiquement le dispositif simulant la sustentation était assuré par un dispositif à friction. Aujourd'hui l'utilisation des masses réduites remplacent la simulation de la sustentation. En effet, on effectue uniquement des chutes libres en déterminant la valeur de la masse embarquée (drop mass) afin d'obtenir une équivalence énergétique entre une configuration sustentée et une configuration non sustentée.

D'autre part afin de simuler les atterrissages pour différentes configurations de l'appareil (contact des 3 roues simultanées ou 2 roues uniquement) et pour différents centrage, on utilise aussi les masses réduites. Le calcul de ces masses réduites est détaillé en annexe 2.

Annexe 2 : Exemple de calcul de masses réduites

Sur les puits de chute, sur lesquels uniquement un train d'atterrissage est monté, afin de simuler les atterrissages pour différentes configurations d'approche et de centrage de l'appareil, on utilise les masses réduites.

La figure suivante décrit l'exemple d'un atterrissage cabré :

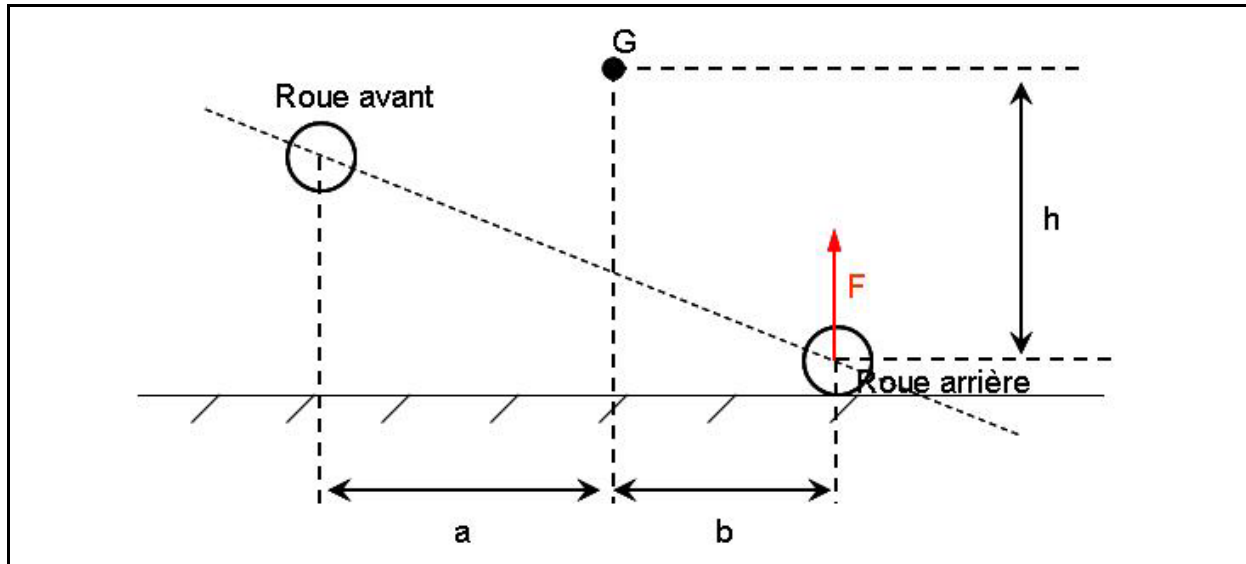


Figure A2 : Schéma de cas d'atterrissage en position cabré

Pour deux cas d'atterrissage en position cabré et en position 3 points, nous avons le calcul des masses réduites pour le train avant et le train principal :

Atterrissage		Train avant (NLG)	Train principal (MLG)
Posé cabré	Avec centrage latéral (sur y)	$M_{NLG} = M - 2 \cdot M_{MLG}$	$M_{MLG} = \frac{M}{1 + \left(\frac{b}{r_Y}\right)^2 + \left(\frac{d - y_G}{r_X}\right)^2}$
	Sans centrage latéral	$M_{NLG} = M - 2 \cdot M_{MLG}$	$M_{MLG} = \frac{1}{2} \times \frac{M}{1 + \left(\frac{b}{r_Y}\right)^2}$
Posé 3 points	Les 2 trains simultanément	$M_{NLG} = M \times \left[\frac{b + 0.25 \times h}{a + b} \right]$	$M_{MLG} = \frac{M}{2} \times \left[\frac{a - 0.25 \times h}{a + b} \right]$

Avec :

M	I	r	Y_g	d
Masse de l'appareil	Inertie de l'appareil	$r = \sqrt{\frac{I}{M}}$ Rayon de giration	Centrage latéral	Distance latérale entre les 2 roues arrière

Annexe 3 : Calcul de l'effort de raideur d'un amortisseur bichambre de gaz

Comme nous l'avons vu au cours du chapitre 4, un amortisseur bichambre de gaz possède de deux phases de fonctionnement. La première phase correspond à la phase de compression de la chambre basse pression. La seconde phase correspond à la compression de la chambre haute pression. Afin de déterminer l'effort de raideur généré par la compression d'un amortisseur bichambre de gaz, nous décomposons l'effort généré par chacune de ces phases de fonctionnement. Un amortisseur bichambre peut être schématisé de la manière suivante :

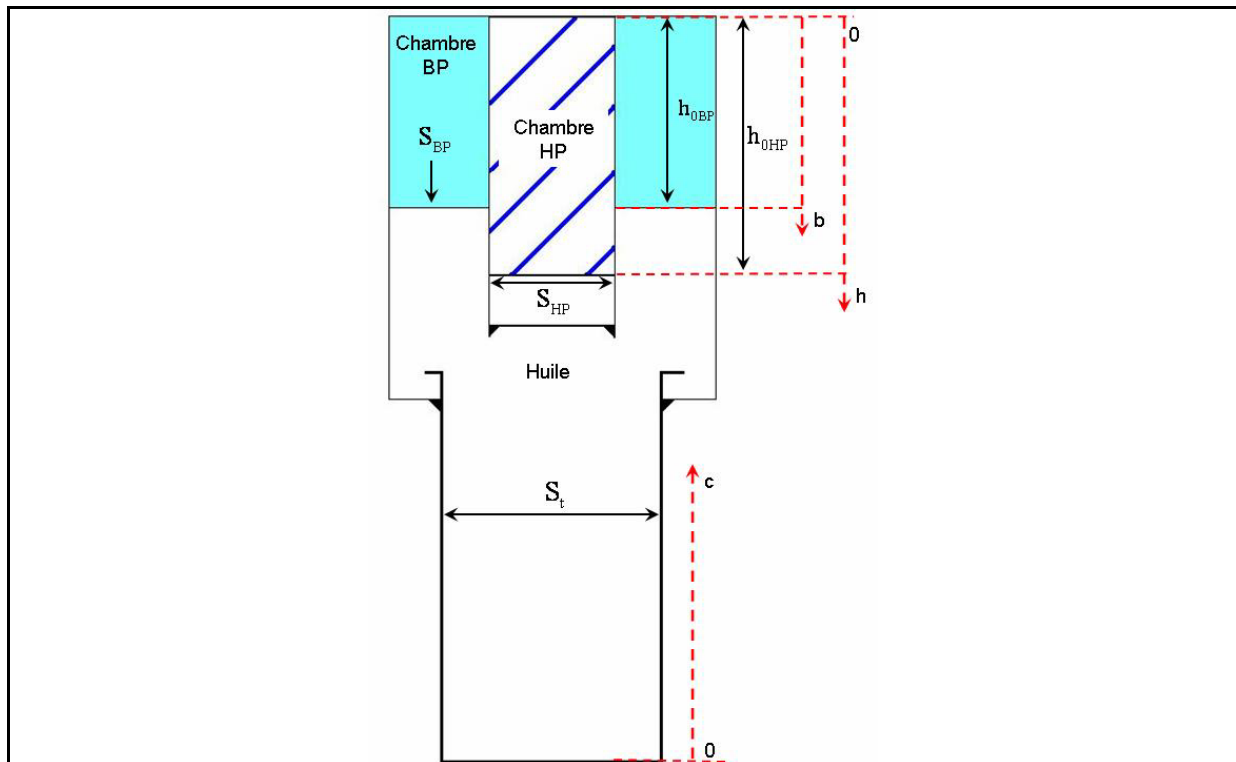


Figure A3 : Schéma d'un amortisseur bichambre de gaz

Avec :

S_{BP} , section de la chambre basse pression.

S_{HP} , section de la chambre haute pression.

S_t , section du piston de l'amortisseur.

p_{0BP} , pression initiale dans la chambre basse pression.

p_{0HP} , pression initiale dans la chambre haute pression.

h_{0BP} , hauteur initiale de la chambre de gaz basse pression.

h_{0HP} , hauteur initiale de la chambre de gaz haute pression.

b, variation de la hauteur de colonne de gaz basse pression.

c, course de l'amortisseur.

h, variation de la hauteur de colonne de gaz haute pression.

● Première phase de fonctionnement : compression de la chambre basse pression.

Par application de la loi de transformation isotherme des gaz, nous avons :

$$p_{0BP} \cdot h_{0BP} \cdot S_{BP} = p_{BP} \cdot b \cdot S_{BP} \quad (A.1)$$

L'effort de raideur généré par la compression de la chambre basse pression est :

$$F_{\text{raid_gaz_bi}} = p_{BP} \cdot S_t \quad (A.2)$$

Ainsi à partir de (A.1), nous avons :

$$F_{\text{raid_gaz_bi}} = \frac{p_{0BP} \cdot S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_{BP} \cdot b} \cdot S_t \quad (A.3)$$

Par conservation des volumes, nous avons :

$$S_{BP} \cdot (h_{0BP} - b) = S_t \cdot c \quad (A.4)$$

Ainsi en substituant b par son expression déduite de (A.4) dans (A.3), nous avons l'effort de raideur en fonction de la course de l'amortisseur et des paramètres initiaux de l'amortisseur :

$$F_{\text{raid_gaz_bi}} = \frac{p_{0BP} \cdot S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_{BP} \cdot h_{0BP} - S_t \cdot c} \cdot S_t \quad (A.5)$$

● Seconde phase de fonctionnement : compression de la chambre haute pression.

Lorsque la pression instantanée dans la chambre basse pression atteint la pression initiale de la chambre haute pression, alors nous avons compression de la chambre haute pression. Au début de la compression de la chambre haute pression, la course de l'amortisseur et la variation de hauteur de colonne de gaz basse pression sont respectivement notées c_1 et b_1 . La pression instantanée de la chambre basse pression étant égale à la pression initiale de la chambre haute pression, à partir de (A.5) nous déduisons :

$$c_1 = \frac{S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_t} \cdot \left(1 - \frac{p_{0BP}}{p_{0HP}} \right) \quad (A.6)$$

De même à partir de (A.3), nous déduisons :

$$b_1 = \frac{p_{0BP} \cdot h_{0BP}}{p_{0HP}} \quad (A.7)$$

Au cours de la seconde phase de fonctionnement, les pressions instantanées p_{BP} et p_{HP} sont égales. En appliquant l'expression (A.1) aux deux chambres, nous avons ainsi :

$$\frac{p_{0BP} \cdot S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_{BP} \cdot b} = \frac{p_{0HP} \cdot S_{HP} \cdot h_{0HP}}{S_{HP} \cdot h} \quad (A.8)$$

Par conservation des volumes nous pouvons écrire :

$$S_t \cdot (c - c_1) = S_{BP} \cdot (b_1 - b) + S_{HP} \cdot (h_{0HP} - h) \quad (A.9)$$

Ainsi à partir des expressions (A.6), (A.7), (A.8) et (A.9) nous obtenons :

$$F_{\text{raid_gaz_bi}} = \frac{p_{0HP} \cdot S_{HP} \cdot h_{0HP} + p_{0BP} \cdot S_{BP} \cdot h_{0BP}}{S_{HP} \cdot h_{0HP} + S_{BP} \cdot h_{0BP} - S_t \cdot c} \cdot S_t \quad (A.10)$$

Annexe 4 : Optimisation passive - résultats d'essais pour une chute de 200 mm

Configuration	Réglage BV [mm]	Réglage HV [mm]	Butée Hydraulique [set]	Max Acc mq [g]	Max Course [mm]	Max Acc mns [g]	Max Acc ms [g]	Max Acc mq [g]	Max Effort [N]
Initiale	2	2	1	5,52	147,76	14,60	2,47	5,52	5394,75
1	0	0	1	5,11	161,37	14,51	2,32	5,11	4973,60
2	3	0	1	5,06	164,11	14,81	2,32	5,06	5034,97
3	5	0	1	5,24	165,21	14,78	2,33	5,24	5022,90
4	0,5	1	1	5,29	154,45	14,85	2,35	5,29	5229,38
5	0,5	4	1	6,13	130,26	14,79	2,72	6,13	5976,91
6	0,5	6	1	6,77	115,74	14,73	3,10	6,77	6523,14
7	0	0	4	5,15	159,60	14,84	2,45	5,15	5159,97
8	3	0	4	5,04	160,61	14,81	2,45	5,04	5184,39
9	5	0	4	5,10	161,63	14,76	2,48	5,10	5099,89
10	0,5	1	4	5,39	152,10	14,80	2,48	5,39	5284,89
11	0,5	4	4	6,12	129,43	14,66	3,00	6,12	5991,55
12	0,5	6	4	6,72	113,15	14,64	3,28	6,72	6692,19
13	0	0	8	6,18	133,26	14,81	3,04	6,18	5679,96
14	3	0	8	6,19	134,29	14,76	2,99	6,19	5652,54
15	5	0	8	6,09	134,68	14,77	2,97	6,09	5689,57
16	0,5	1	8	6,23	129,28	14,76	3,17	6,23	5766,12
17	0,5	4	8	6,87	113,86	14,70	3,30	6,87	6158,12
18	0,5	6	8	7,39	102,58	14,63	3,69	7,39	6685,11

Tableau A4 : Synthèse des maximums des mesures pour les différents réglages de l'amortisseur

Annexe 5 : Optimisation passive - résultats d'essais pour une chute de 400 mm

Configuration	Réglage BV [mm]	Réglage HV [mm]	Butée Hydraulique [set]	Max Acc mq [g]	Max Course [mm]	Max Acc mns [g]	Max Acc ms [g]	Max Acc mq [g]	Max Effort [N]
Initiale	2	2	1	7,01	185,67	20,92	3,78	7,01	8678,17
1	0	0	1	6,72	196,39	21,00	3,49	6,72	8473,29
2	3	0	1	6,62	198,85	20,93	3,39	6,62	8485,09
3	5	0	1	6,68	199,16	20,93	3,43	6,68	8501,84
4	0,5	1	1	6,84	188,91	20,81	3,67	6,84	8548,22
5	0,5	4	1	7,52	166,87	20,77	4,16	7,52	9086,30
6	0,5	6	1	8,00	151,07	20,55	4,53	8,00	9479,96
7	0	0	4	7,27	181,99	20,80	3,87	7,27	8718,32
8	3	0	4	7,10	182,18	20,82	3,90	7,10	8679,00
9	5	0	4	7,10	183,16	20,82	3,88	7,10	8674,23
10	0,5	1	4	7,42	175,13	20,80	4,09	7,42	8843,41
11	0,5	4	4	7,94	157,71	20,58	4,46	7,94	9235,81
12	0,5	6	4	8,46	144,36	20,52	4,78	8,46	9651,58
13	0	0	8	9,21	148,51	20,92	5,24	9,21	10005,72
14	3	0	8	9,17	148,59	20,94	5,18	9,17	9839,85
15	5	0	8	9,12	149,09	20,96	5,12	9,12	9853,46
16	0,5	1	8	9,38	143,32	20,77	5,03	9,38	9901,20
17	0,5	4	8	9,90	131,37	20,65	5,51	9,90	10788,98
18	0,5	6	8	10,29	124,04	20,55	5,65	10,29	11720,21

Tableau A5 : Synthèse des maximums des mesures pour les différents réglages de l'amortisseur

Annexe 6 : Caractéristiques constructeur de la servovalve du démonstrateur semi-actif

- Estimation du temps de réponse de la servovalve :

Le constructeur de la servovalve donne le diagramme de réponse fréquentielle suivant :

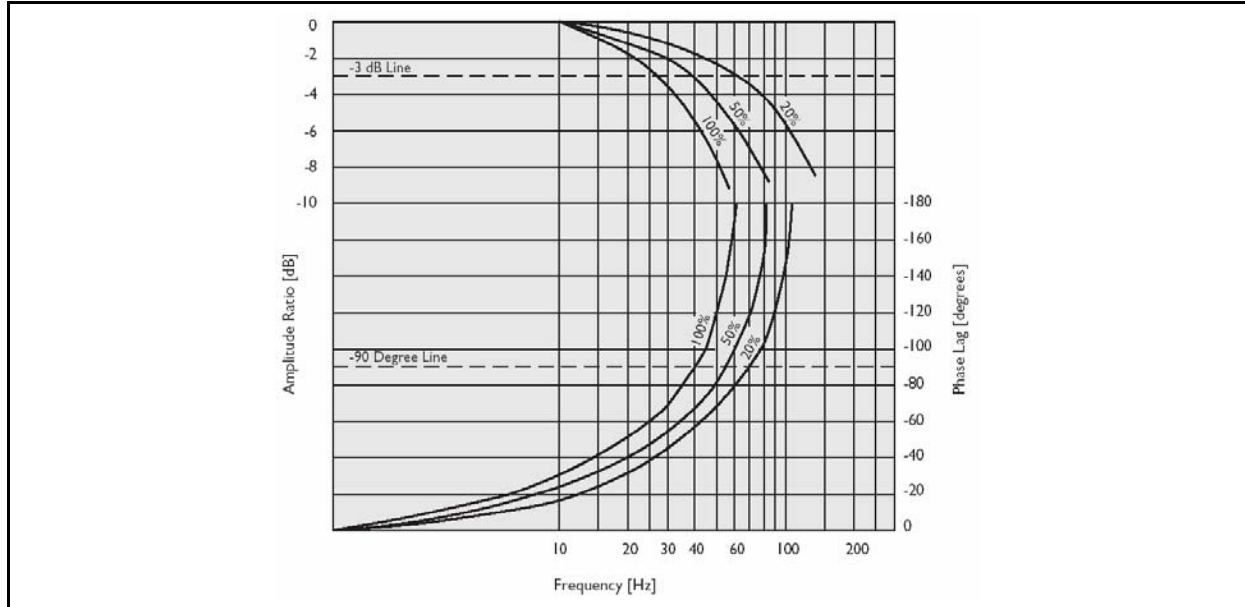


Figure A6 - a : Diagramme de réponse fréquentielle de la servovalve du démonstrateur semi-actif

A partir du diagramme de réponse fréquentielle, on se place sur la courbe relative à un fonctionnement de 100%. Avec un gain à -3db, ce qui correspond à un gain de proportionnalité de 0,7 entre la consigne et la sortie, on obtient une fréquence à 25 Hz. Ainsi nous pouvons estimer le temps de réponse de la servovalve à environ 0,04 s.

- Course de la navette mobile en fonction du courant d'alimentation du solénoïde :

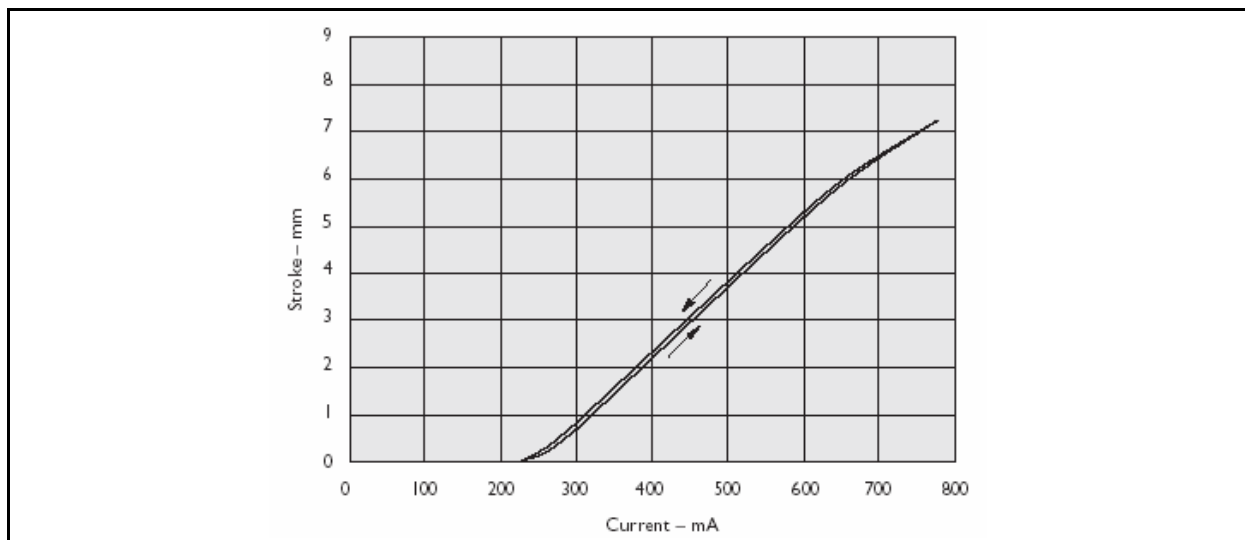


Figure A6 - b : Course de la navette mobile en fonction du courant d'alimentation

METHODES D'OPTIMISATION DES TRAINS D'ATTERRISSAGE D'HELICOPTERE

RESUME: De récentes études expérimentales sur des situations d'atterrissage d'hélicoptères à grande vitesse dit dur (vitesse supérieure à 2 m/s), ont révélé que de par l'effort structural transmis par les trains d'atterrissage couplés mécaniquement au fuselage, la poutre de queue d'un appareil dont le premier mode de flexion se situe dans les basses fréquences pouvait être excitée. Les oscillations de celle-ci génèrent des contraintes mécaniques au niveau de la liaison entre la cabine et la poutre de queue qui portent atteinte à la pérennité de la structure. Afin de lutter contre ce phénomène problématique, une solution passive consiste à rigidifier la liaison entre la cabine et la poutre de queue. Coûteuse en masse et interférente avec le bon fonctionnement des dispositifs anti-vibratoires dimensionnés en fonction des fréquences propres initiales de l'appareil, celle-ci peut être évitée par une optimisation de l'effort transmis par les trains d'atterrissage en agissant sur le comportement dynamique de ceux-ci. Fort de ce constat, les travaux de recherche présentés dans ce mémoire, concernent l'étude et le développement de méthodes d'optimisation passive et active des trains d'atterrissage en vue de minimiser les efforts supportés par la poutre de queue et induits par l'impact de l'appareil sur le sol. Basé sur une constante synergie entre les aspects théoriques et les aspects expérimentaux appuyés par le développement d'un démonstrateur, cette étude formalise tout d'abord la problématique lié aux atterrissages des aéronefs et se propose d'analyser la physique du phénomène des atterrissages via des outils de modélisation utilisant des approches analytique et multi-corps. Ensuite après une analyse et une identification des paramètres d'optimisation de la dynamique des trains d'atterrissage, des méthodes d'optimisation passive et semi-active sont développées et validées expérimentalement sur un démonstrateur mécaniquement équivalent à l'hélicoptère considéré pour cette étude.

Mots-clés: *atterrissage dur, commande, couplage mécanique, démonstrateur, excitation, minimisation, mode glissant, multi-corps, non linéaire, optimisation, oscillations, passif, puits de chute, PID, quadratique, recalage, semi-actif.*

OPTIMIZATION METHODS FOR HELICOPTER LANDING GEARS

ABSTRACT: Recent experimental studies of helicopter hard landing (landing speed higher than 2 m/s speed) have highlighted that the mechanical coupling between the aircraft structure and landing gears lead to tail boom oscillations which first bending mode occurs at low frequencies. These tail boom oscillations generate mechanical constraints between the cabin and tail boom and affect structural integrity. To avoid such issue, a passive solution was implemented. It consists of stiffening the interface between the cabin and tail boom. However, it involves significant mass penalty and interferes with anti-vibratory systems which are designed based on the aircraft natural frequencies. An alternative solution consists of landing gear dynamic behavior control. Based on these observations, the passive and active optimization methods of landing gears are presented. The common objective of the different methods is to minimize the forces on the tail boom which are created by ground impact. Based on both theoretical and experimental studies, this research describes first the causes of the problem. Then, the physical concepts behind the aircraft landings are analyzed using analytical and multibody dynamics approaches. Finally, the landing gear optimization parameters are analyzed and identified. Passive and semi active methods are designed and validated by experiments performed on a demonstrator mechanically equivalent to the studied helicopter.

Keywords: *control, cross check, demonstrator, drop test bench, excitation, hard landing, mechanical coupling, minimization, multibody, nonlinear, optimization, oscillations, passive, PID, quadratic, semi active, sliding mode.*