

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

Développement d'un amortisseur multi-plages pour la suspension des motoneiges Ski-Doo

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Céline PIZARRO

Jury : Alain DESROCHERS (directeur)
Patrice MASSON
Bruno GIROUARD
Yvan CHAMPOUX



Library and Archives
Canada

Published Heritage
Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Direction du
Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-96262-6

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-96262-6

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

*À mes parents, à mon frère
À tous mes amis
À William*

RÉSUMÉ

La nouvelle suspension des motoneiges Ski-Doo de l'entreprise Bombardier Produits Récréatifs (BRP), la R-motion, présente un amortisseur passif dimensionné pour un type spécifique de motoneige.

L'objectif est maintenant de concevoir un amortisseur ajustable couvrant la vaste plage de fonctionnement de trois amortisseurs présents sur différents modèles de motoneiges et ainsi permettre à BRP d'avoir un seul amortisseur pour la famille de suspensions R-motion. Pour comprendre les phénomènes internes à l'origine de la force d'amortissement, la modélisation d'un amortisseur de référence a été effectuée en intégrant un nouveau modèle de déflexion de cales dans le modèle d'amortisseur de Talbott. Des essais expérimentaux effectués sur des empilements de cales de l'amortisseur de référence ont permis de corréler le modèle développé aux résultats expérimentaux.

Par la suite, cette connaissance a été utilisée, pour simuler le comportement d'un prototype d'amortisseur ayant deux valves ajustables fournissant une plage d'amortissement en compression et une autre en détente. Une deuxième phase expérimentale a alors été réalisée. Elle a servi à valider l'architecture en série utilisée pour placer les valves dans le prototype, puis elle a permis de trouver la meilleure configuration de valves ajustables en compression et en détente pour répondre au cahier des charges.

Mots-clés : Amortisseur, valve, ajustable, modèle de Talbott, empilement de cales.

REMERCIEMENTS

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés au cours de ces deux dernières années que j'ai passées au Centre de technologies avancées (CTA). Ce mémoire est l'aboutissement d'un projet très formateur, et je tiens à remercier les personnes qui m'ont aidée à le réaliser.

Tout d'abord, je remercie mon directeur de projet Alain Desrochers et mon co-directeur Patrice Masson d'avoir accepté ma candidature pour ce projet. Leurs conseils, leurs remarques constructives et leur œil critique m'ont permis d'aller toujours plus loin dans l'analyse et dans la compréhension de mon projet.

Je voudrais exprimer toute ma gratitude à William Bombardier qui m'a accompagné tout au long de la deuxième année. Son intérêt pour mon projet, son aide, ses précieux conseils, son dynamisme et son expérience au sein du laboratoire m'ont permis de me rendre à ce stade.

Je voudrais exprimer toute ma gratitude aussi à Walid Belgacem qui m'a beaucoup aidée à créer le modèle de déflexion de cales. Son avis et ses commentaires ont toujours été très utiles.

Merci à Claude Gagnon pour m'avoir acceptée au sein de son équipe et pour avoir accéléré la phase expérimentale.

Merci à Erick Lafreniere pour son aide dans la conception des dessins techniques des prototypes et merci à Maxime Boisvert pour les connaissances qu'il m'a transmises et pour son aide dans l'utilisation de Matlab et de Simulink. Leur patience et leur bonne humeur ont toujours été de précieuses sources de motivation.

Merci à Jérôme Wubbolts pour son aide et sa disponibilité au laboratoire.

Un grand merci à Patrick Bisailon pour son aide importante dans la conception des prototypes d'amortisseurs. Grâce à sa disponibilité, j'ai pu finir la phase expérimentale à temps.

Merci à Pascal Gagnon et à Bertrand Malette pour m'avoir présenté ce projet, pour m'avoir apporté leurs conseils, et pour tout le matériel qu'ils ont fourni pour réaliser la phase expérimentale.

Merci à Bruno Girouard d'avoir accepté d'être membre du jury.

Et enfin, merci à mes amis qui m'ont accompagnée pendant cette maîtrise et qui m'ont fait part de leur projet pendant les pauses café!

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	i
REMERCIEMENTS	iii
TABLE DES MATIÈRES	v
LISTE DES FIGURES	vii
LISTE DES TABLEAUX	xi
CHAPITRE 1 INTRODUCTION	1
1.1 Mise en contexte et problématique	1
1.2 Définition du projet de recherche	2
1.3 Objectifs du projet de recherche	3
1.4 Plan du document.....	4
CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART	5
2.1 Les suspensions.....	5
2.1.1 Utilité et composantes d'une suspension	5
2.1.2 Classifications des suspensions.....	5
2.1.3 Tendances actuelles dans le monde des motoneiges et dans celui des vélos	8
2.2 Les amortisseurs.....	12
2.2.1 Architectures principales d'amortisseurs télescopiques.....	12
2.2.2 Principe de fonctionnement d'un amortisseur télescopique.....	13
2.2.3 Les courbes caractéristiques.....	14
2.2.4 Classification des amortisseurs télescopiques semi-actifs	16
2.3 Les modèles	20
CHAPITRE 3 CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DES AMORTISSEURS DE RÉFÉRENCE.....	23
3.1 Caractérisation des amortisseurs KyB	23
3.2 Modélisation d'un amortisseur télescopique monotube KyB.....	25
3.2.1 Modèle de Talbott	26
3.2.2 Modèle de déflexion de cales	35
3.3 Intégration et ajustement du modèle de déflexion de cales	48
CHAPITRE 4 SIMULATION D'UN PROTOTYPE D'AMORTISSEUR	51
4.1 Architecture d'amortisseur ajustable offrant une plage d'amortissement en compression et en détente	51
4.2 Simulation d'un prototype d'amortisseur dont les valves sont disposées en série	53
4.2.1 Amortisseur avec deux réservoirs	53
4.2.2 Amortisseur avec deux réservoirs et une valve de compression	56
4.2.3 Amortisseur avec deux réservoirs, une valve de compression et une valve de détente	58
CHAPITRE 5 CARACTÉRISATION DU PROTOTYPE D'AMORTISSEUR ET DE SES VALVES.....	63
5.1 Matériel et moyens utilisés	63
5.2 Caractérisation des composantes principales de la valve d'un amortisseur	66

5.3	Détermination de la meilleure configuration de composantes de valve en compression et en détente pour un des amortisseurs de référence	68
5.3.1	Influence de la raideur du ressort.....	69
5.3.2	Influence du nombre de trous périphériques.....	70
5.4	Conception de prototypes d'amortisseurs monotubes	74
5.5	Résultats expérimentaux.....	77
5.5.1	Prototype muni de deux réservoirs : création d'un système dynamique couplé.....	77
5.5.2	Prototype avec, d'une part, un réservoir et une valve de compression et, d'autre part, un réservoir et une valve de détente.....	82
5.5.4	Prototype avec une valve de compression placée dans un réservoir de compression puis dans un réservoir de détente	84
5.5.5	Prototype avec une valve de détente placée dans un réservoir de détente puis dans un réservoir de compression.....	86
	CHAPITRE 6 CONCLUSION	93
	ANNEXE A – Équations de Roark pour un disque soumis à une force linéaire ou à une pression uniforme	97
	ANNEXE B – Caractérisation de la valve de compression	101
	ANNEXE C –Retard, courses et position d'équilibre des prototypes.....	103
	LISTE DES RÉFÉRENCES	105

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Suspension R-motion [7].....	1
Figure 1.2 Plage d'amortissement en détente et lois de contrôle	2
Figure 1.3 Plage d'amortissement en compression des amortisseurs MX Z X et MX Z X-RS.2	
Figure 2.1 Trois types de suspension. Passif (a), actif (b), semi-actif (c). (1- Ressort passif, 2- Amortisseur passif, 3- Actionneur, 4- Amortisseur contrôlable) [20].....	6
Figure 2.2 DampMatic, système passif-adaptatif automatique de ThyssenKrupp Bilstein	6
Figure 2.3 ACOCAR, système actif de Tenneco [35].....	7
Figure 2.4 Suspensions Bose	7
Figure 2.5 Zone de fonctionnement de chaque type de suspension [33].....	8
Figure 2.6 Réglage des valves externes pour changer les caractéristiques en compression (a) et en détente (b). Le réservoir autorise un réglage basse vitesse (« Low ») et un réglage haute vitesse (« High ») pour la compression [28]	9
Figure 2.7 Nouvelles technologies pour amortisseur. (a) Position Sensitive Damping, (b) Walker Evans Needle Shocks	9
Figure 2.8 Intelligent Climb and Descend modes (iCD) de Fox. Trois modes de fonctionnement : fourche et amortisseur bloqué ou ouvert, ou juste fourche bloqué	10
Figure 2.9 Electronic intelligent-Shock (E.I-Shock) [10]	11
Figure 2.10 Amortisseurs à commande électronique Öhlins [29].....	11
Figure 2.11 Amortisseurs bitubes et monotubes [18].....	12
Figure 2.12 Classification des amortisseurs hydrauliques télescopiques. Amortisseur de type DE CARBON monotube avec réservoir interne (a), avec bonbonne accolée (b) et avec bonbonne séparée (c) [2]	13
Figure 2.13 Empilement de cales pour un fonctionnement en compression et en détente [2].	13
Figure 2.14 Position du piston principal en fonction du temps. Le dual sine à une amplitude de 50 mm et une fréquence d'excitation de 5.73 Hz en détente et de 12.09 Hz en compression. De 0 à 2 : phase de compression, de 2 à 4 : phase de détente	14
Figure 2.15 Force d'amortissement en fonction de la position du piston principal	15
Figure 2.16 Force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston principal	15
Figure 2.17 Détermination de la courbe d'effort maximal en fonction de la vitesse maximale à partir des deux autres courbes caractéristiques tracées pour les fréquences : 0.16 Hz, 0.41 Hz et 0.79 Hz. Les valeurs d'effort maximales sont marquées avec une croix dans les courbes de gauche et sont précisées explicitement sur la courbe de droite pour ces trois fréquences.....	16
Figure 2.18 Loi discrète (a) et continue (b) [1]	17
Figure 2.19 (a)Contrôle par déplacement. (b)Contrôle par différence de pression [23]	18
Figure 2.20 Suspension semi actives à valves proportionnelles. (a) Mechatronic de Öhlins [30] (b) CDC de ZF Sachs [37].....	18
Figure 2.21 Alignement des particules du fluide MR soumis à un champ magnétique [13] ...	19
Figure 3.1 Courbes limites du cahier des charges délimitant les plages d'amortissement.....	24
Figure 3.2 Amortisseur monté sur la motoneige GSX	25
Figure 3.3 Valve située au niveau du piston principal pour l'amortisseur GSX	26

Figure 3.4 Ensemble de forces agissant sur l'ensemble tige, piston principal munis des cales	27
Figure 3.5 Ensemble de forces qui s'appliquent sur le piston flottant	28
Figure 3.6 Schéma illustratif de la relation entre le déplacement de la tige et le déplacement du piston flottant.....	29
Figure 3.7 Schéma illustratif des débits et des pressions	31
Figure 3.8 Ensemble de forces sur la cale équivalente	34
Figure 3.9 Calibre de compression pour l'amortisseur GSX	36
Figure 3.10 (a) Cale soumise à une force linéaire. (b) Cale soumise à une pression uniforme [36]	36
Figure 3.11 Paramètres définis pour représenter un empilement de trois cales [34]	37
Figure 3.12 Méthode de résolution d'un système constituée de trois cales, avec $a_1 > a_2 > a_3$	38
Figure 3.13 Méthode de résolution pour toutes les configurations possibles ayant trois cales.	40
Figure 3.14 Discrétisation de la force linéaire pour le deuxième modèle.....	41
Figure 3.15 Principe de résolution du deuxième modèle.....	41
Figure 3.16 Définition de la raideur de la cale équivalente	42
Figure 3.17 Interface graphique	44
Figure 3.18 Déflexion y du calibre GSX en compression en fonction de la pression d'huile q , du rayon opérationnel où cette pression s'applique rop , et du pas de discrétisation n choisi par l'utilisateur.	45
Figure 3.19 Raideur k du calibre GSX en compression en fonction de la pression d'huile q , du rayon opérationnel où cette pression s'applique rop , et du pas de discrétisation n choisi par l'utilisateur.....	46
Figure 3.20 Implantation du modèle de déflexion de cales avec le modèle d'amortisseur de Talbott	48
Figure 3.21 Corrélation entre les données expérimentales et le modèle pour plusieurs fréquences.....	49
Figure 3.22 Pourcentage d'erreur sur la courbe « force maximale en fonction de la vitesse maximale » entre le modèle et la courbe expérimentale	49
Figure 4.1 Schéma hydraulique de l'architecture en parallèle	52
Figure 4.2 Schéma hydraulique de l'architecture en série	52
Figure 4.3 Schéma et convention des paramètres utilisés pour un amortisseur muni de deux réservoirs	54
Figure 4.4 Récapitulatifs des simulations des prototypes	60
Figure 5.1 (a) Dynoshock. (b) Capteur de Pression. (c) Système d'acquisition de données SoMAT e DAQ	64
Figure 5.2 Schéma fonctionnel du système asservi et du système de traitement de données ..	65
Figure 5.3 Pour les trois premières fréquences d'excitation : (a) données avec bruits. (b) données filtrées, séparées en fonction de la fréquence puis sélection du deuxième cycle.....	65
Figure 5.4 (a)Valve externe. (b)Vue éclatée de la valve externe	66
Figure 5.5 Pièce centrale de la valve externe	67
Figure 5.6 Nom et raideur des ressorts Anchor Lamina	68
Figure 5.7 Position des empilements de cales pour caractériser la meilleure configuration de composantes principales pour le réservoir de compression et pour le réservoir de détente	68

Figure 5.8	Influence de la raideur des ressorts dans le réservoir de compression pour un état de résistance de la valve de 23 clicks	69
Figure 5.9	Influence du nombre de trous périphériques. Courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale dans le réservoir de compression, pour : (a) 0 click et (b) 23 clicks de résistance	70
Figure 5.10	Force maximale en fonction de la vitesse maximale pour la valve de compression munie du ressort EHD et d'une pièce centrale ayant 3 ou 6 trous et pour 0 à 23 clicks de résistance	71
Figure 5.11	Discretisation de la plage d'amortissement envisageable : (a) en compression et (b) en détente	74
Figure 5.12	(a) Dessin technique du premier prototype. (b) Vue interne de l'adaptateur pour réservoir	75
Figure 5.13	Courbes caractéristiques d'un amortisseur pour toutes les fréquences testées. (a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale.(b) Force en fonction de la vitesse	77
Figure 5.14	Schéma interne du prototype original muni de deux réservoirs et de six capteurs de pression	78
Figure 5.15	Évolution des positions du piston flottant de compression et du piston principal en fonction du temps pour une basse fréquence	78
Figure 5.16	(a) Retards des pistons flottants par rapport au piston principal. (b) Débattements des trois pistons	79
Figure 5.17	(a) Positions d'équilibres des pistons flottants p/r au piston principal. (b) Courbes de pression dynamique maximales des différents capteurs de pression	80
Figure 5.18	(a) Sens de déplacement des pistons flottants à basse fréquence et (b) à haute fréquence.....	81
Figure 5.19	Caractéristiques d'amortissement force maximale en fonction de la vitesse maximale pour un prototype muni d'un réservoir muni d'une valve de compression (a) et d'un réservoir muni d'une valve de détente (b)	82
Figure 5.20	Courbes de pressions maximales. (a) Valve de compression et (b) valve de détente avec 0, 16 et 23 clicks	83
Figure 5.21	(a)Force maximale en fonction de la vitesse maximale. (b) Courbes de pressions maximales pour un prototype muni d'une valve de compression dans un réservoir de compression	84
Figure 5.22	(a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale. (b) Courbes de pression maximales pour un prototype muni d'une valve de compression dans un réservoir de détente.....	85
Figure 5.23	(a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale. (b) Courbes de pressions maximales pour un prototype muni d'une valve de détente dans un réservoir de détente.....	87
Figure 5.24	Force maximale en fonction de la vitesse maximale pour un prototype muni d'une valve de détente dans un réservoir de compression.....	88
Figure 5.25	Agrandissement des courbes caractéristiques force maximale en fonction de la vitesse maximale en (a) compression et (b) en détente	88
Figure 5.26	Prototype muni d'une valve de détente dans un réservoir de compression. Pour la phase de compression, (a) courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale et (b) courbes de pressions maximales en fonction de la fréquence.....	89

Figure 5.27 Architecture en série d'un amortisseur avec un réservoir de compression muni de deux valves unidirectionnelles : l'une pour la compression et l'autre pour la détente	91
---	----

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1	Systèmes de six équations couplées non linéaires à 6 inconnues pour les deux phases de fonctionnement.....	35
Tableau 3-2	Cinq cas de figures possibles pour un système constitué de trois cales.....	39
Tableau 3-3	Déflexion et raideur du calibre en compression de l'amortisseur GSX pour..... <i>rop</i> = 11.5 mm (<i>rop moyen</i>) et pour <i>n</i> = 10.....	47
Tableau 4-1	Prototype avec deux réservoirs sans valve. Évolution des positions des pistons flottants par rapport à la position du piston principal pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz.....	55
Tableau 4-2	Prototype avec deux réservoirs et une valve de compression. Évolution des positions des pistons flottants par rapport à la position du piston principal pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz et pour un paramètre de proportionnalité α de 0.1.....	57
Tableau 4-3	Prototype avec deux réservoirs et deux valves. Évolution des positions des pistons flottants par rapport à la position du piston principal pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz et pour des paramètres de proportionnalité $\alpha = 0.1$ et $\beta = 0.2$	59
Tableau 5-1	Influence du nombre de trous périphériques. Courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale dans un réservoir de détente et une valve à : (a) 0 click munie du ressort EHD, (b) 23 clicks munie du ressort EHD, (c) 23 clicks munie du ressort OR.....	72
Tableau 5-2	(a) Prototype original sur le dynoshock. (b) Prototype avec un adaptateur pour réservoir et un adaptateur pour valve de détente. (c) Prototype avec adaptateur pour valve de détente dans le réservoir de compression.....	76
Tableau 5-3	Tableau récapitulatif de la démarche et des résultats expérimentaux.....	90

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte et problématique

L'entreprise BRP (Bombardier Produits Récréatifs) est le leader mondial du marché de la motoneige; ceci, en partie, grâce à sa nouvelle suspension: le R-motion (Figure 1.1) qui assure la performance, le confort et la maniabilité de sa gamme de machines Ski-Doo.

Cette suspension, située à l'arrière de la chenille de la motoneige, est munie d'un amortisseur passif, dimensionné pour un type de motoneige précis.

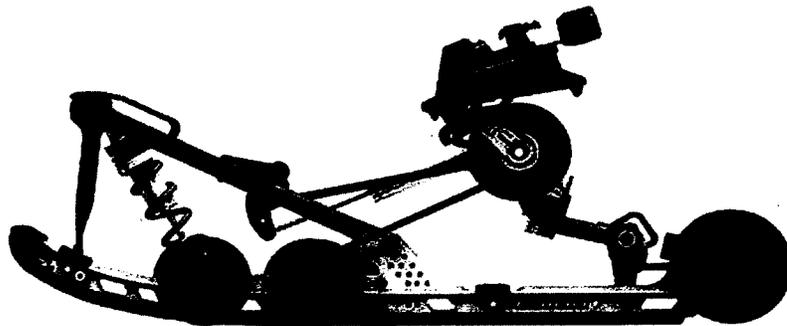


Figure 1.1 Suspension R-motion [7]

En 2009, lors d'une rencontre à Valcourt avec les ingénieurs de BRP, il a été démontré qu'un contrôle manuel, proposant un impact perceptible sur le comportement du véhicule, présenterait une valeur ajoutée certaine. En effet, les pilotes des motoneiges aiment interagir avec leurs machines et pour l'instant, aucun fabricant de motoneiges ne propose un système permettant d'ajuster les caractéristiques d'amortissement de la motoneige pendant son utilisation.

Dans ce cadre, le but de cette recherche est de développer un amortisseur semi-actif, pouvant être ajustable au volant par l'utilisateur et pouvant couvrir la vaste plage de fonctionnement des trois amortisseurs KYB présents sur les modèles de motoneige GSX, MX Z X et MX Z X-RS.

La Figure 1.2 expose les trois lois nominales prévues pour l'amortisseur semi-actif (confort, standard ou sport) correspondant, respectivement, aux caractéristiques d'amortissement des motoneiges GSX, MX Z X et MX Z X-RS.

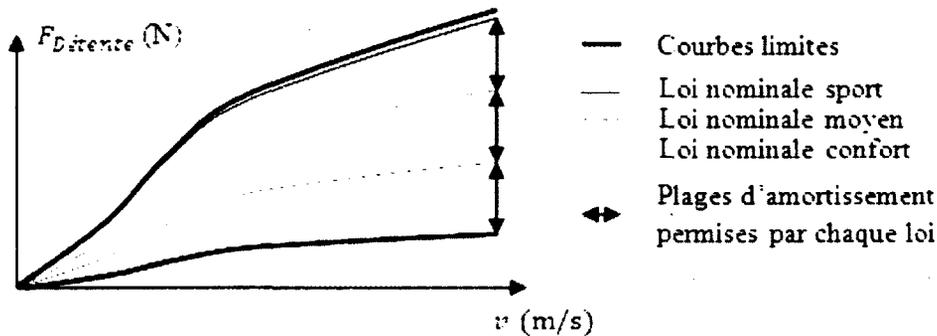


Figure 1.2 Plage d'amortissement en détente et lois de contrôle

Malheureusement, le temps imparti pour réaliser cette recherche ne nous a pas permis d'implanter ces lois de contrôle sur le prototype réalisé. Le projet de recherche s'est uniquement focalisé sur l'obtention des plages d'amortissement en compression et en détente.

1.2 Définition du projet de recherche

Les amortisseurs présents sur les motoneiges MX Z X et MX Z X-RS contiennent un réservoir muni d'une valve dont l'ajustement permet de changer uniquement la caractéristique en compression de l'amortisseur. Ces amortisseurs sont donc déjà ajustables. Cependant ces valves ne permettent pas d'atteindre la plage d'amortissement totale générée par les trois amortisseurs étudiés, comme le montre la Figure 1.3.

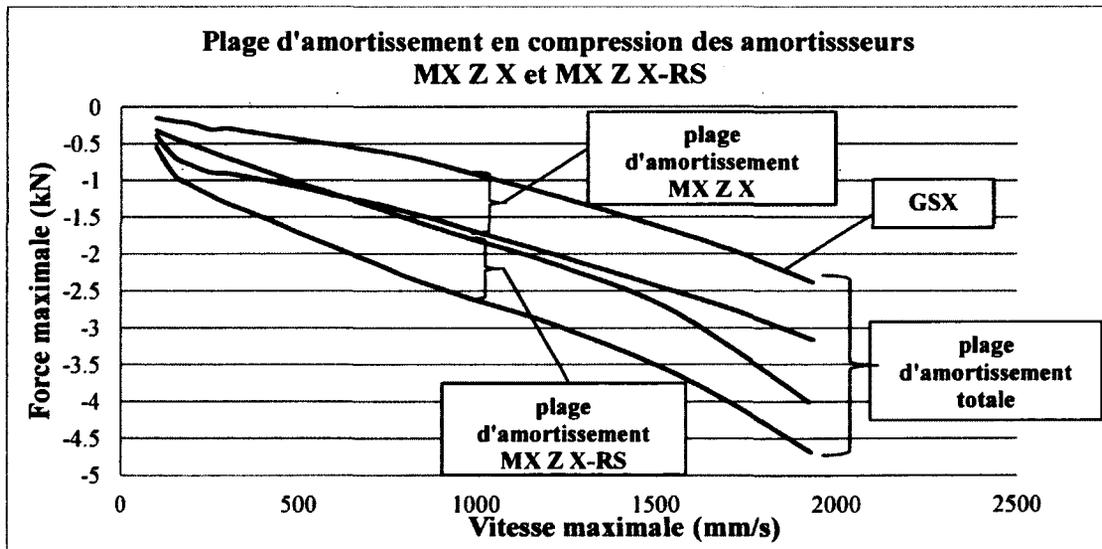


Figure 1.3 Plage d'amortissement en compression des amortisseurs MX Z X et MX Z X-RS

Contrairement, à la plupart des suspensions, le système R-motion est monté avec un ressort de torsion. L'espace utilisé par le ressort hélicoïdal d'une suspension normale est ainsi inoccupé dans cette technologie.

On se servira de cet espace pour placer un deuxième réservoir muni d'une valve externe ajustable qui devra permettre à l'amortisseur en conception de fournir une plage d'amortissement en détente. Deux plages d'amortissement seront alors possibles, l'une pour la compression et l'autre pour la détente mais il faudra trouver un moyen de pouvoir les élargir au maximum de manière à répondre aux objectifs fixés.

1.3 Objectifs du projet de recherche

L'objectif principal de ce travail de recherche est de développer un prototype d'amortisseur monotube semi-actif qui fournisse une plage d'amortissement en compression et une autre en détente. Ces plages d'amortissement sont délimitées par les courbes extrémales caractéristiques des trois amortisseurs monotubes montés sur les motoneiges GSX, MX Z X et MX Z X-RS.

Plus précisément, les travaux visent à :

- Caractériser le comportement des trois amortisseurs de référence
- Modéliser les composantes internes d'un amortisseur
- Développer un modèle nominal d'amortisseur en intégrant les modèles de composantes individuelles
- Ajuster le modèle nominal en fonction des caractéristiques expérimentales obtenues
- Simuler le comportement de la nouvelle architecture d'amortisseur pouvant fournir une plage d'amortissement en compression et une plage d'amortissement en détente
- Caractériser expérimentalement les valves qu'on placera dans le réservoir de compression et dans le réservoir de détente du prototype
- Réaliser, caractériser et valider le prototype d'amortisseur monotube à plage élargie

1.4 Plan du document

Ce mémoire se compose de cinq chapitres. Le premier chapitre a permis d'introduire le projet et d'exposer ses objectifs. Le deuxième présentera un état de l'art. Il permettra de classifier les différents types de suspensions et d'amortisseurs et abordera les modèles qu'on pourra utiliser pour décrire le comportement d'un système dynamique. Le troisième chapitre comportera une phase expérimentale et une phase théorique. Le cahier des charges sera fixé et le modèle d'amortisseur de Talbot sera repris, expliqué puis complété avec un modèle de déflexion de cales. Ce nouveau modèle d'amortisseur sera alors corrélé aux valeurs expérimentales. L'ensemble de ces connaissances permettra de simuler le comportement d'un prototype d'amortisseur muni de deux valves ajustables externes dans le quatrième chapitre. Finalement, le dernier chapitre abordera une dernière phase expérimentale. Celle-ci permettra de valider le concept d'architecture en série choisi pour disposer les valves puis, il permettra aussi de caractériser ces dernières. Les résultats permettront d'orienter les travaux ultérieurs vers une nouvelle architecture d'amortisseur.

CHAPITRE 2 ÉTAT DE L'ART

Cet état de l'art se décompose en trois parties. La section 2.1 permettra de définir et de classer les différents types de suspension tout en donnant des exemples de technologies existantes. La section 2.2 fera de même avec des amortisseurs semi-actifs. Puis des notions de base concernant le fonctionnement et la caractérisation d'un amortisseur seront alors introduites.

Finalement, la section 2.3 présentera les différents types de modèles qu'on peut utiliser pour décrire un système dynamique.

2.1 Les suspensions

2.1.1 Utilité et composantes d'une suspension

La suspension est l'élément qui relie les masses suspendues (châssis) aux masses non suspendues (chenille) grâce à un élément élastique: un ressort et un élément dissipatif: un amortisseur. Son rôle est d'isoler le véhicule des discontinuités de la route et, ainsi, de garantir le confort des passagers mais, également, d'assurer une bonne dynamique du véhicule. Ces deux derniers critères sont présentés dans la littérature ([14] , [16] , [22]), comme le compromis confort/maniabilité. En effet, l'augmentation du confort ne va pas sans la détérioration de la maniabilité et vice-versa.

2.1.2 Classifications des suspensions

Trois types de suspensions sont illustrés sur la Figure 2.1 :

Les suspensions passives sont constituées d'un ressort et d'un amortisseur dont les caractéristiques sont invariables. Le ressort fournit une force proportionnelle à son élongation et l'amortisseur fournit une force qui dépend de la différence de vitesse entre les masses suspendues et non suspendues. Ce type de suspension est simple à construire et peu coûteux. Cependant, il est fortement assujéti au compromis confort/maniabilité. En outre, lorsqu'il s'agit de véhicules récréatifs, les variations de poids causées par l'ajout de passagers ou de

toute autre charge vont provoquer des changements dans le comportement du véhicule qui ne pourront pas être pris en compte par une suspension passive.

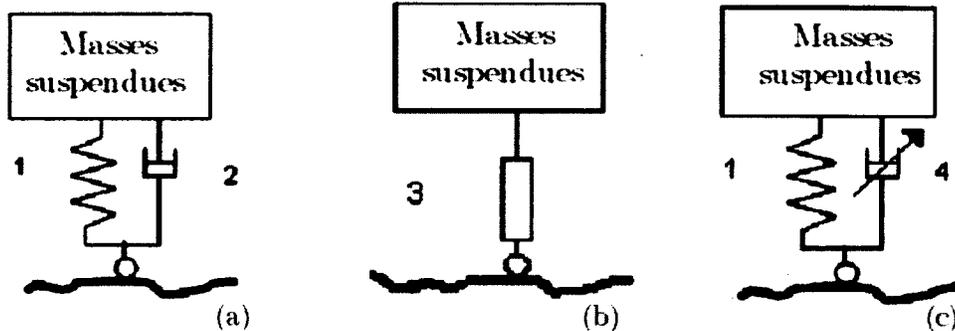


Figure 2.1 Trois types de suspension. Passif (a), actif (b), semi-actif (c). (1- Ressort passif, 2- Amortisseur passif, 3- Actionneur, 4- Amortisseur contrôlable) [20]

La Figure 2.2 est un exemple de système passif perfectionné de ThyssenKrupp Bilstein avec sa technologie DampMatic [23]. Le piston a été conçu pour bloquer l'une des voies d'écoulement du fluide lorsque l'amplitude de fonctionnement de l'amortisseur devient trop importante. Le changement de caractéristique d'amortissement se fera automatiquement, c'est un système passif-adaptatif.

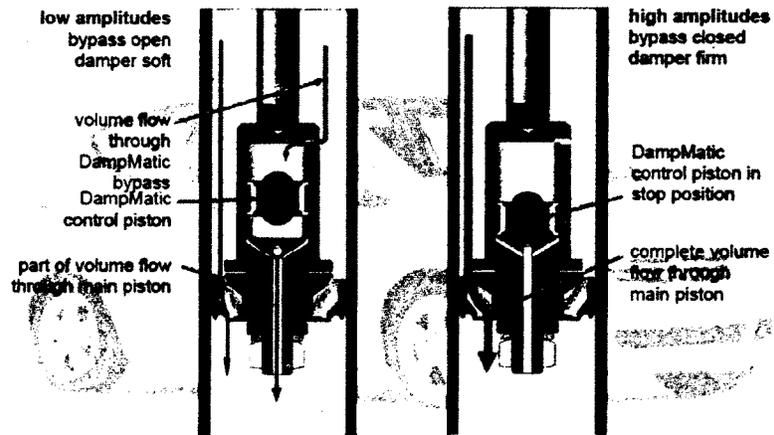


Figure 2.2 DampMatic, système passif-adaptatif automatique de ThyssenKrupp Bilstein

Les suspensions actives contiennent un élément actif : un actionneur. Celui-ci permet d'injecter de l'énergie au système et donc d'atteindre des performances inégalées en agissant en frein ou en moteur contrôlable. Mais les inconvénients sont eux aussi majeurs. Le coût, le

pois, la complexité et le risque d'instabilité d'un système actif provoquent le rejet de cette solution pour ce projet.

La suspension ACOCAR de Tenneco [35] à la Figure 2.3, possède des pompes hydrauliques qui injectent continuellement de l'énergie au système et modulent ainsi le comportement de valves électroniques (Figure 2.3).

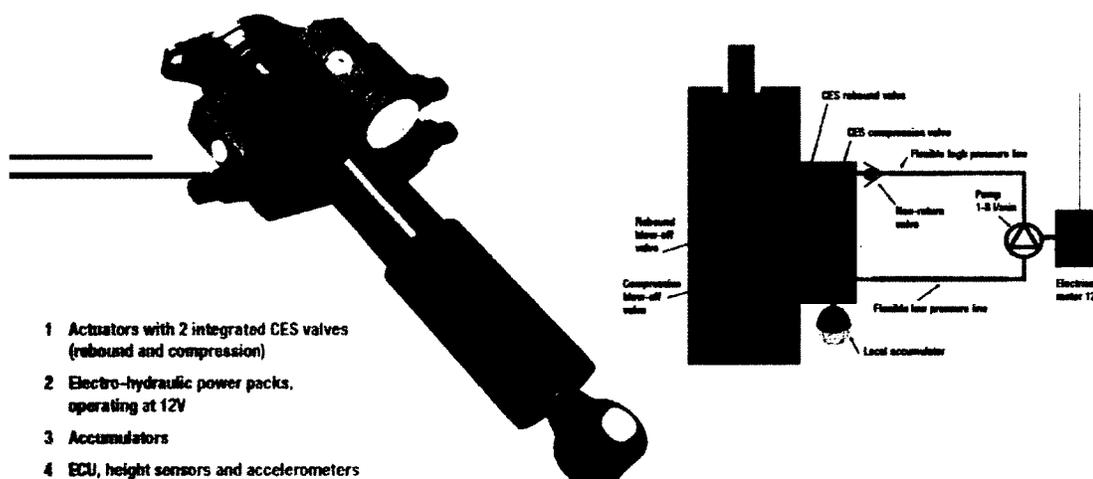


Figure 2.3 ACOCAR, système actif de Tenneco [35]

Les suspensions Bose [6] , à la Figure 2.4 utilisent des moteurs linéaires électromagnétiques pour contrôler très rapidement la position des roues par rapport au sol.

Dans les deux cas, la force d'amortissement est totalement indépendante du mouvement de la voiture.



Figure 2.4 Suspensions Bose

Finalement, les suspensions semi-actives pourraient être considérées comme un compromis entre les deux catégories précédentes. Elles peuvent seulement dissiper de l'énergie en créant une force qui s'oppose à la direction de la vitesse. Pour les technologies semi-actives les plus avancées, l'électronique est utilisée pour recueillir des données relatives à la dynamique du véhicule ou au choix du mode de conduite sélectionné par l'utilisateur; ce qui permet à une unité de contrôle d'effectuer les réglages nécessaires pour obtenir la caractéristique d'amortissement voulue.

Des exemples d'amortisseurs semi-actifs seront donnés par la suite.

La Figure 2.5 permet de résumer les zones de fonctionnement des différents types de suspension. La suspension active couvre toutes les zones, elle peut être aussi bien motrice que dissipative, au contraire la suspension semi-active comme la suspension passive ne peuvent être que dissipative. Cette dernière obéit, en plus, à une ou à un nombre fini de lois caractéristiques bien déterminées.

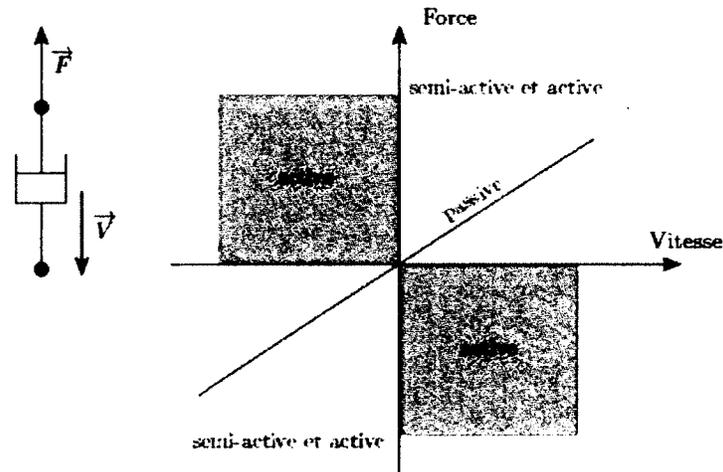


Figure 2.5 Zone de fonctionnement de chaque type de suspension [33]

2.1.3 Tendence actuelle dans le monde des motoneiges et dans celui des vélos

Bien que les amortisseurs utilisés par les manufacturiers de motoneiges proviennent de constructeurs différents : BRP utilise des amortisseurs KyB sur sa suspension R-motion, Artic Cat utilise des amortisseurs Fox, Polaris utilise des amortisseurs Walker Evans dans sa

technologie Pro-ride et Yamaha utilise aussi bien des amortisseurs Fox que des amortisseurs Öhlins, ceux-ci restant essentiellement passifs-ajustables. Ils permettent en général d'obtenir une plage d'ajustement en compression ou/et en détente en changeant les caractéristiques d'une valve (souvent en tournant une vis comme le montre la Figure 2.6).

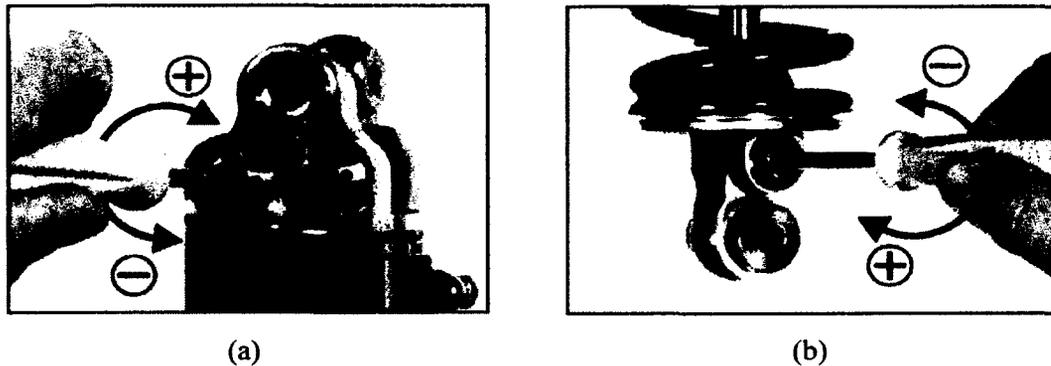


Figure 2.6 Réglage des valves externes pour changer les caractéristiques en compression (a) et en détente (b). Le réservoir autorise un réglage basse vitesse (« Low ») et un réglage haute vitesse (« High ») pour la compression [28]

Certains constructeurs d'amortisseurs proposent de nouvelles technologies pour améliorer la qualité d'amortissement des véhicules récréatifs. Par exemple, Fox a créé le « position – sensitive damping » [17] qui permet de mettre en jeu un deuxième piston situé sur la tige lorsque l'amortisseur est en bout de course. Les amortisseurs Walker Evans [31] solutionnent ce problème grâce à un pointeau (Figure 2.7).

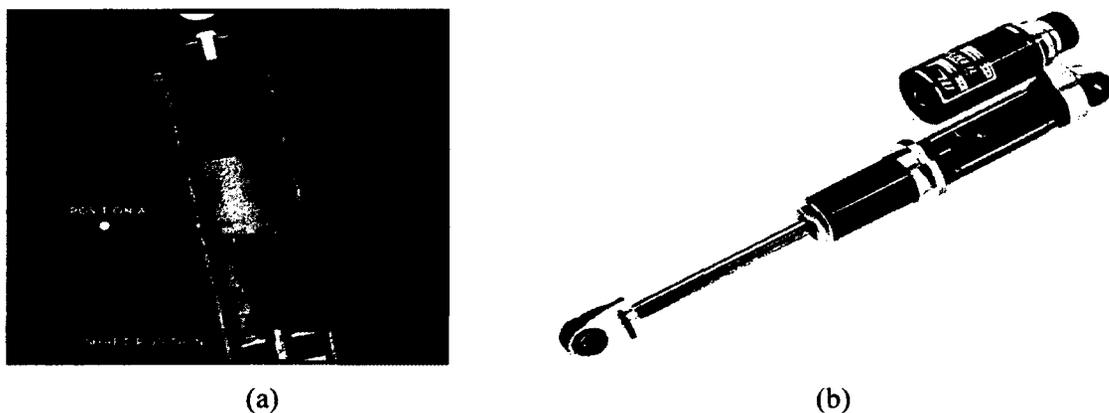


Figure 2.7 Nouvelles technologies pour amortisseur. (a) Position Sensitive Damping, (b) Walker Evans Needle Shocks

Il faut remarquer que, de nos jours, le monde des vélos a un grand pas d'avance sur le monde des véhicules récréatifs, notamment celui des motoneiges. En effet, l'électronique sur un vélo a longtemps été mise de côté compte-tenu de l'imprévisibilité du marché et du manque de fiabilité accordé à ce domaine. Aujourd'hui, deux grands constructeurs d'amortisseurs inaugurent leurs nouvelles technologies. Fox, avec son système semi-actif nommé Intelligent Climb and Descend modes (iCD, Figure 2.8) [11] et son concurrent, Rock Shock avec son système nommé Electronic intelligent-shock (E.I Shock) [10].

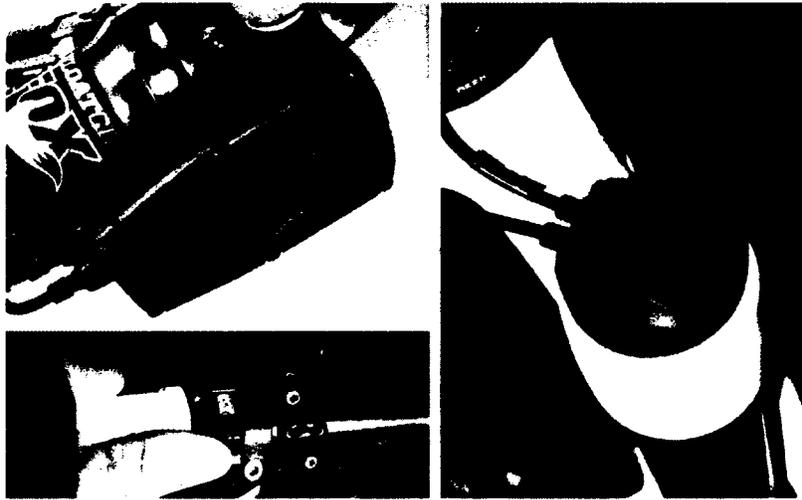


Figure 2.8 Intelligent Climb and Descend modes (iCD) de Fox. Trois modes de fonctionnement : fourche et amortisseur bloqué ou ouvert, ou juste fourche bloqué

Ce dernier est présenté à la Figure 2.9. Il est totalement automatique grâce aux différents capteurs (d'impact et de vitesse) placés au niveau de la fourche, sur la potence et sur le pédalier, qui permettent de déterminer le type de terrain sur lequel évolue le vélo et de régler l'amortisseur et la fourche en conséquence.

En conclusion, bien que les attentes des utilisateurs de motoneiges soient différentes de celles des « fanatiques » du vélo, l'intérêt d'avoir un système électronique qui permette de changer les caractéristiques d'amortissement d'un véhicule est bien commun.

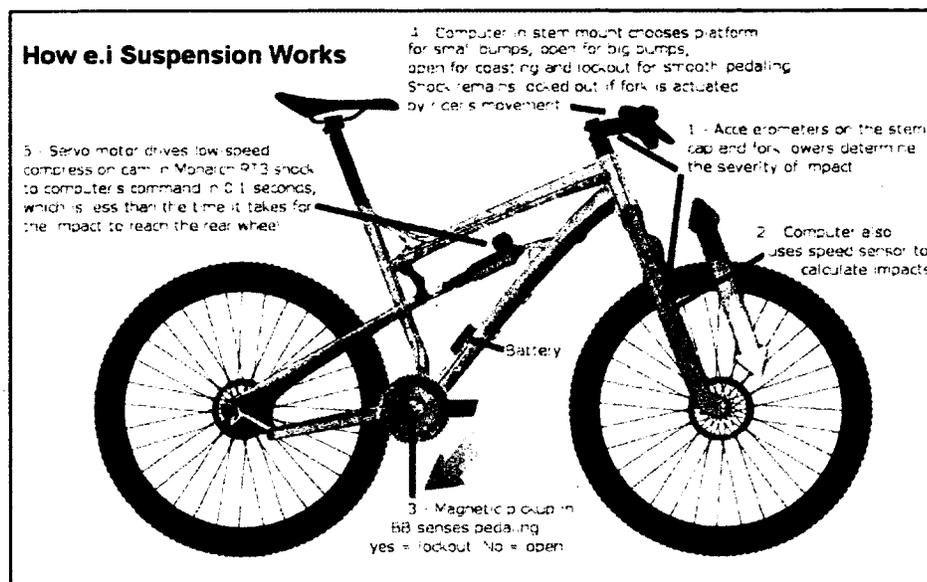


Figure 2.9 Electronic intelligent-Shock (E.I-Shock) [10]

Certains constructeurs d'amortisseurs comme la compagnie suédoise Öhlins (Figure 2.10) et la compagnie néerlandaise Tractive Suspension proposent déjà une gamme d'amortisseurs semi-actifs à commande électronique qui peuvent être installés sur des motoneiges.



Figure 2.10 Amortisseurs à commande électronique Öhlins [29]

On se demande alors quand les constructeurs de motoneiges vont se décider à implanter ces types d'amortisseurs d'avant-garde sur leurs produits!

2.2 Les amortisseurs

Cette section compare les avantages de deux architectures d'amortisseurs télescopiques. Le principe de fonctionnement et les courbes caractéristiques, à partir desquels on analyse le comportement de ces amortisseurs, seront détaillés ensuite.

2.2.1 Architectures principales d'amortisseurs télescopiques

Comme pour tous les composants d'un véhicule, il existe plusieurs conceptions et géométries d'amortisseurs. La littérature fait ressortir deux architectures principales d'amortisseurs télescopiques: les amortisseurs bitubes et les amortisseurs monotubes (Figure 2.11).

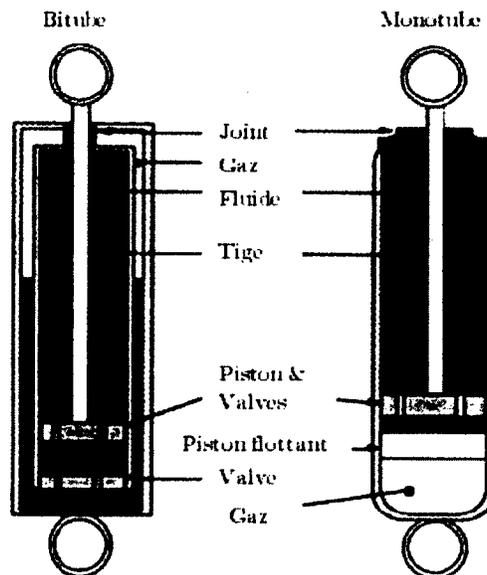


Figure 2.11 Amortisseurs bitubes et monotubes [18]

Chaque architecture présente des avantages différents. Les amortisseurs bitubes sont plus compacts et plus résistants aux chocs extérieurs, alors que les amortisseurs monotubes permettent de mieux dissiper l'énergie calorifique. De plus, ces derniers possèdent un piston flottant qui sépare l'huile du gaz et qui évite ainsi le phénomène d'émulsion (moussage) qui se traduit par des pertes de rendement, notamment lors d'un fonctionnement à haute fréquence. Les amortisseurs utilisés dans les motoneiges, actuellement, sont des amortisseurs monotubes.

2.2.2 Principe de fonctionnement d'un amortisseur télescopique

Les amortisseurs monotubes télescopiques doivent leur nom à la présence d'une seule chambre principale où se déplace le piston poussé par la tige. Ils sont constitués d'un fluide, d'un gaz, d'une chambre principale, d'une tige, d'un piston, d'un piston flottant et, dans certains cas, d'un réservoir externe tel qu'illustré à la Figure 2.12.

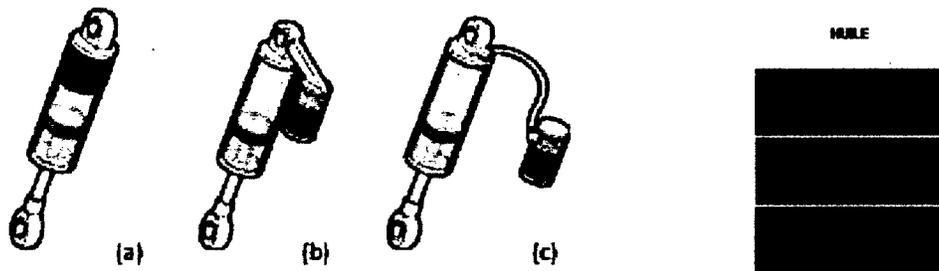


Figure 2.12 Classification des amortisseurs hydrauliques télescopiques. Amortisseur de type DE CARBON monotube avec réservoir interne (a), avec bonbonne accolée (b) et avec bonbonne séparée (c) [2]

Ces éléments ont deux rôles majeurs: autoriser le déplacement des différentes entités à l'intérieur de l'amortisseur et transformer l'énergie potentielle et l'énergie cinétique de certains composants en énergie calorifique. Le premier rôle est assuré par la seule entité compressible de l'amortisseur : le gaz (généralement de l'azote sous haute pression à 2 MPa). Le deuxième rôle est assumé par le fluide qui subit les transferts d'énergie en traversant, plus ou moins difficilement, des valves externes (situées généralement, entre la chambre principale et le réservoir) et le piston principal muni, de part et d'autre, d'empilements de cales (Figure 2.13).

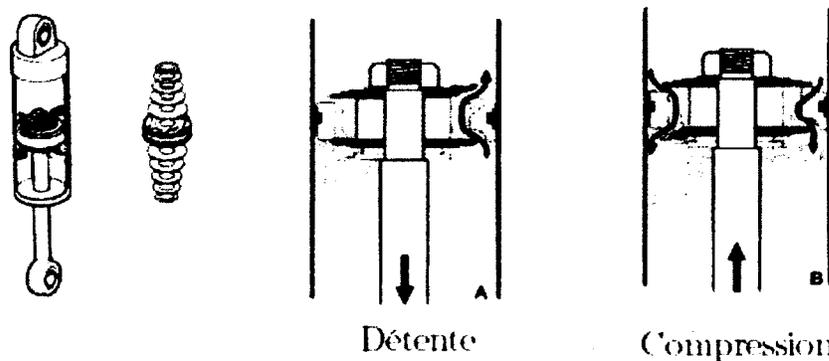


Figure 2.13 Empilement de cales pour un fonctionnement en compression et en détente [2]

Ce sont ces deux derniers éléments qui confèrent à l'amortisseur ses caractéristiques d'amortissement pendant l'une des deux phases de fonctionnement de l'amortisseur : la phase de compression ou la phase de détente.

2.2.3 Les courbes caractéristiques

Dans un laboratoire, pour évaluer la performance d'un amortisseur, on utilise une machine d'essais servo-hydraulique excitant l'amortisseur via une entrée sinusoïdale commandée en position pour une amplitude et pour une fréquence déterminée.

Cette machine d'essais, disponible au CTA, permet de créer un signal sinusoïdal « dual-sine » dont chaque demi-période possède une fréquence d'excitation différente, tel qu'illustré à la Figure 2.14. Cette commande est très utile car les fréquences d'excitation en compression peuvent être plus importantes qu'en détente. En effet, pendant une phase d'essais réalisés en extérieur, des capteurs ont mesuré des vitesses atteignant 1.9 m/s en compression (fréquence de 12.09 Hz pour une amplitude de 50 mm) et 0.9 m/s en détente (fréquence de 5.73 Hz pour une amplitude de 50 mm).

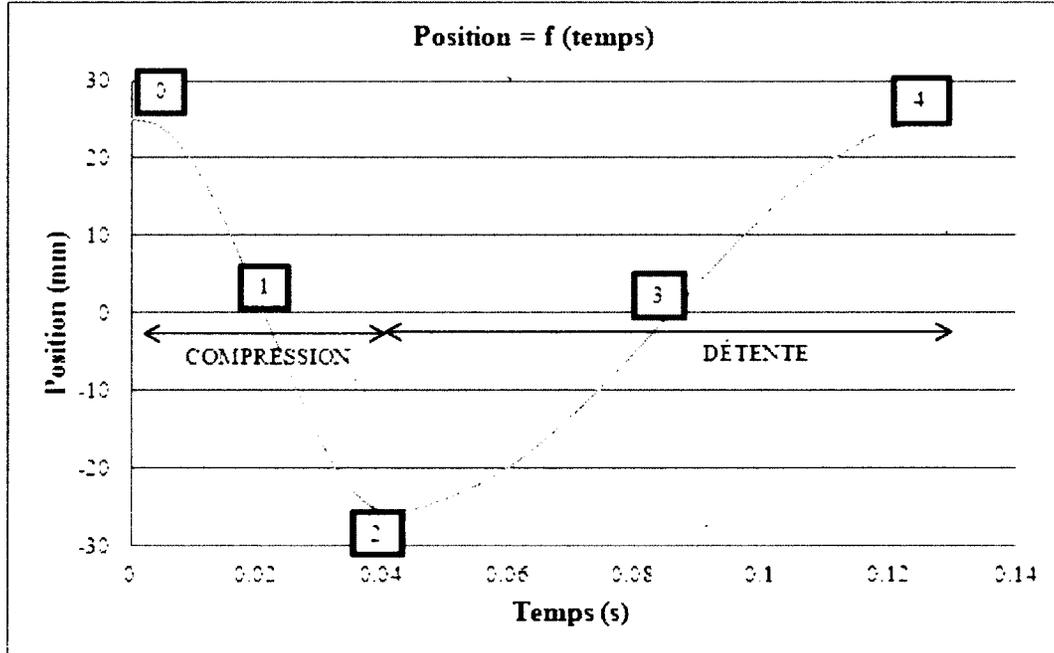


Figure 2.14 Position du piston principal en fonction du temps. Le dual sine à une amplitude de 50 mm et une fréquence d'excitation de 5.73 Hz en détente et de 12.09 Hz en compression. De 0 à 2 : phase de compression, de 2 à 4 : phase de détente

Trois courbes caractéristiques seront utilisées pour décrire le comportement de l'amortisseur.

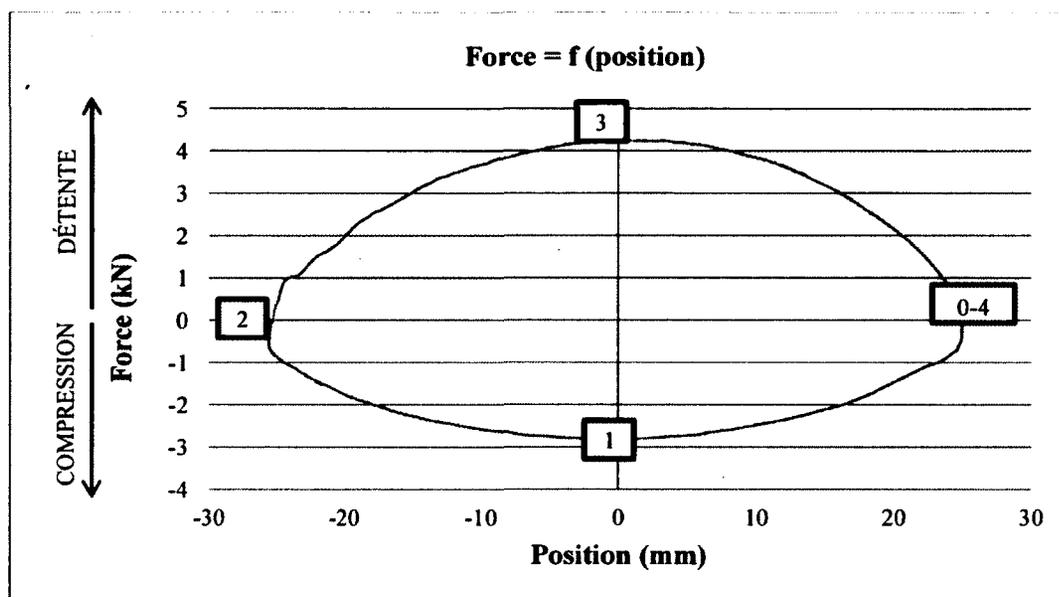


Figure 2.15 Force d'amortissement en fonction de la position du piston principal

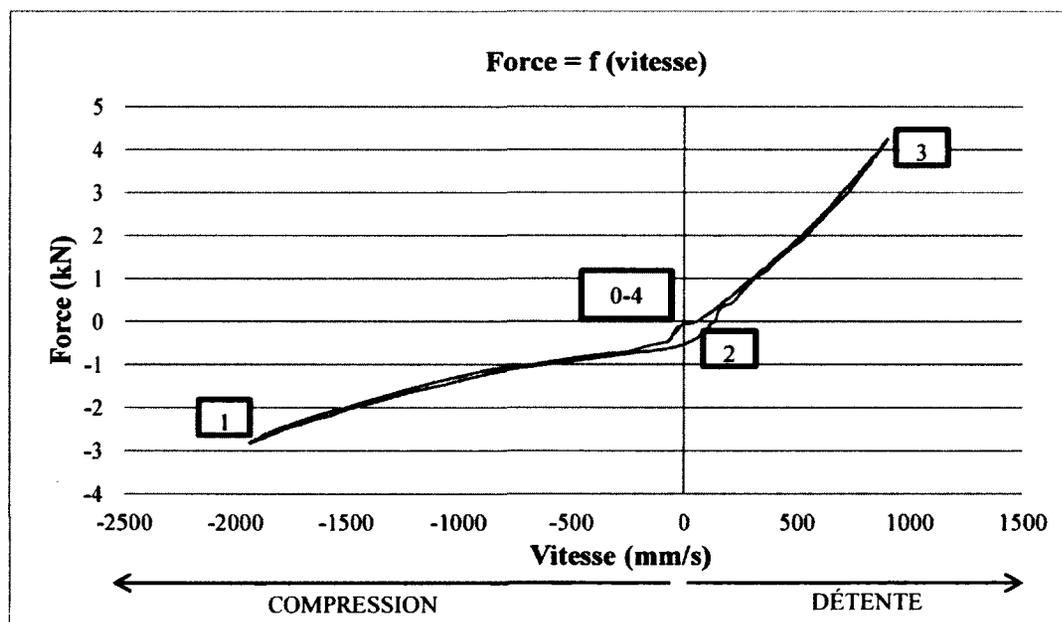


Figure 2.16 Force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston principal

Les courbes caractéristiques présentées à la Figure 2.15 et à la Figure 2.16 seront tracées pour chaque fréquence d'excitation et permettront de dégager la valeur maximale de l'effort fourni par l'amortisseur en compression et en détente. Ces valeurs permettront de tracer la dernière courbe caractéristique utilisée pour analyser le comportement d'un amortisseur: la courbe d'effort maximal en fonction de la vitesse maximale (Figure 2.17).

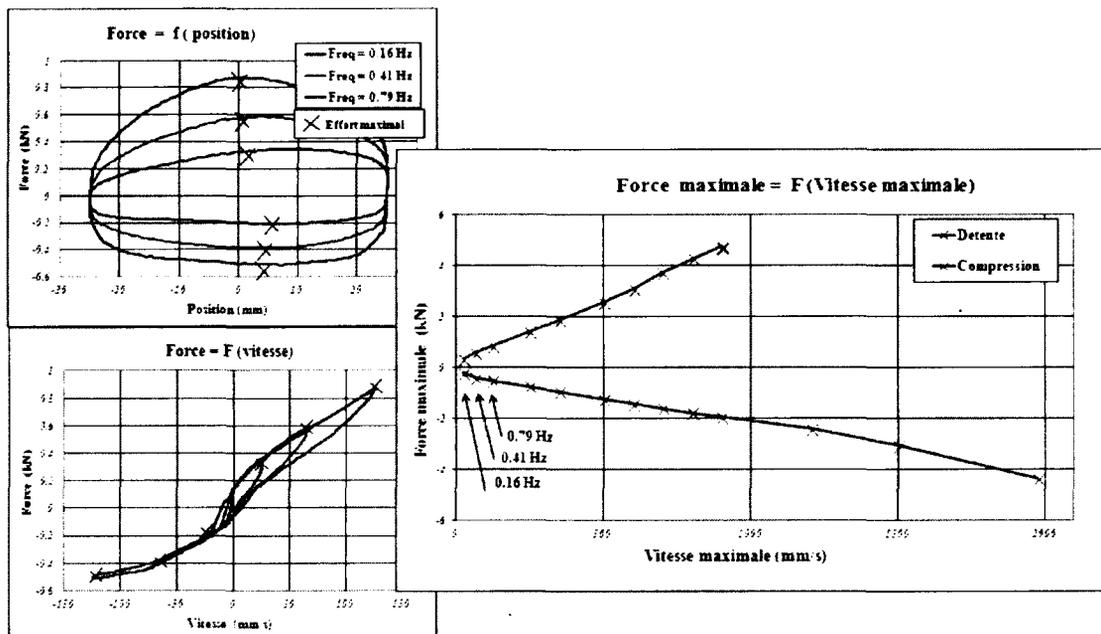


Figure 2.17 Détermination de la courbe d'effort maximal en fonction de la vitesse maximale à partir des deux autres courbes caractéristiques tracées pour les fréquences : 0.16 Hz, 0.41 Hz et 0.79 Hz. Les valeurs d'effort maximales sont marquées avec une croix dans les courbes de gauche et sont précisées explicitement sur la courbe de droite pour ces trois fréquences

Cette dernière permettra de caractériser les trois amortisseurs KyB et de déduire la plage d'ajustement que devra fournir le nouvel amortisseur. Les plages d'ajustements permises par les valves seront, elles aussi, analysées grâce à cette courbe.

Dans la suite de ce mémoire, les résultats relatifs à la phase de compression correspondront aux valeurs de vitesses négatives, et vice versa pour la détente.

2.2.4 Classification des amortisseurs télescopiques semi-actifs

Les amortisseurs semi-actifs sont des systèmes pilotés ce qui veut dire que les caractéristiques physiques de ceux-ci peuvent être modifiées. Cette modification peut être imposée de manière

discrète ou de manière continue d'où la classification en deux catégories exposées à la Figure 2.18.

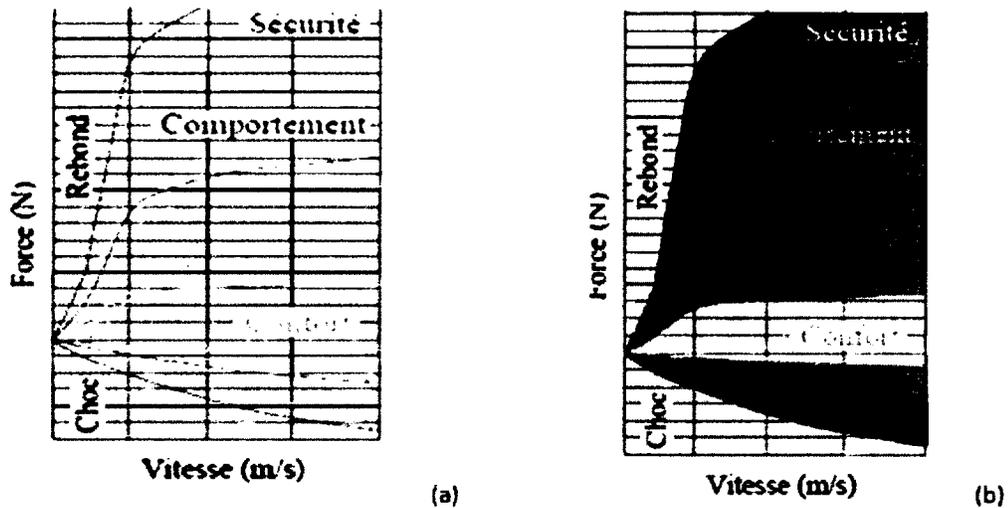


Figure 2.18 Loi discrète (a) et continue (b) [1]

Amortisseurs à loi discrète

Les amortisseurs à loi discrète peuvent être considérés comme des amortisseurs hydrauliques passifs dont le piston principal ou une valve externe a été modifié de manière à autoriser un nombre fini de réglages. Ces réglages régulent le débit d'huile circulant entre deux chambres, ce qui permet de changer la loi d'amortissement. C'est le cas des technologies de Delphi : « le Manual selectable ride (MSR) et le Bi-State Real Time damping (BSRTD) » [8, 9] et celui des technologies de BMW : « le EDC I et le EDC III » [5].

Amortisseurs à loi continue

Les amortisseurs semi-actifs à valve proportionnelle sont, eux aussi, des amortisseurs hydrauliques. Par contre, les lois d'amortissement varient, ici, de manière continue grâce à une valve proportionnelle.

Plusieurs types de valves proportionnelles existent. Généralement, elles sont situées dans le piston principal, à l'intérieur de l'amortisseur ou dans le réservoir externe, à l'extérieur de celui-ci. L'ajustement de la force d'amortissement en fonction de la vitesse de déplacement de la tige se fait, soit en contrôlant une différence de pression (pour les caractéristiques hautes

vitesse d'un amortisseur), soit en déplaçant une unité qui régule le débit du fluide (pour les caractéristiques basses vitesses) tel qu'illustré à la Figure 2.19.

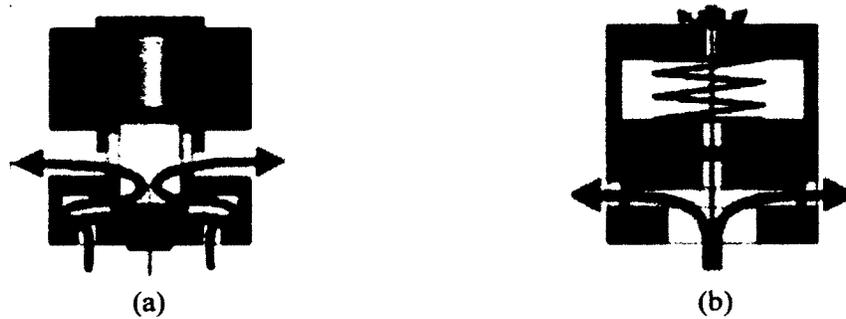


Figure 2.19 (a) Contrôle par déplacement. (b) Contrôle par différence de pression [23]

Les différents constructeurs automobiles mettent en valeur le temps de réponse rapide que peut déployer cette technologie, en moyenne de 40 ms, et la très large gamme de profils de courbes caractéristiques qui peut être obtenue. Mais, il faut être conscient que cette technologie présente de nombreuses parties mobiles ayant chacune sa propre dynamique et qu'elle est donc complexe à modéliser.

Les systèmes DampTronic de Bilstein, Mechatronic de Öhlins, Continuous Damping Control (CDC) de ZF Sachs, ADS de BMW, Synaptic damping control de Magneti Marelli [19] possèdent ce genre de technologie. On les retrouve sur des voitures de luxe comme la Porsche 997TT, la Bentley continental GT, la Mercedes S600 ou des BMW M3 coupé ou convertible pour n'en citer que quelques-unes (Figure 2.20).

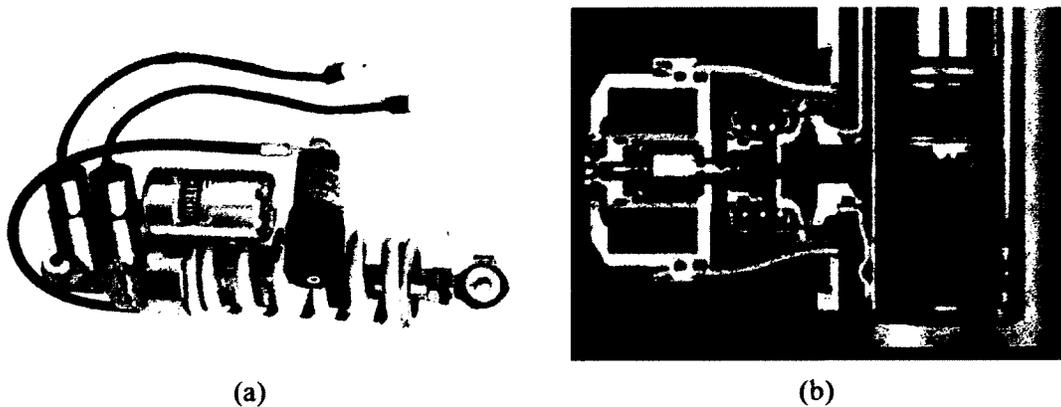


Figure 2.20 Suspension semi actives à valves proportionnelles. (a) Mechatronic de Öhlins [30] (b) CDC de ZF Sachs [37]

Finalement, la dernière technologie d'amortisseur semi-actif utilise un fluide magnéto-rhéologique (MR) [27]. Ce liquide a eu sa première application dans l'industrie automobile avec la Cadillac Séville STS (commercialisée en 2002) qui est munie de l'amortisseur MagneRide fabriqué par Delphi Corporation [13]. Actuellement, d'autres voitures comme l'Audi TT, la Chevrolet Corvette ou la Ferrari Fiorano utilisent cette technologie.

Le principe de fonctionnement de ces amortisseurs est basé sur les propriétés magnétiques du fluide MR. En effet, celui-ci est composé de particules ferriques qui s'alignent sous l'effet d'un champ magnétique. Cette restructuration modifie la contrainte en cisaillement et donc la viscosité apparente du fluide. Le fluide, alors plus visqueux, résiste davantage à l'écoulement et provoque une force d'amortissement plus importante, tel que présenté à la Figure 2.21.

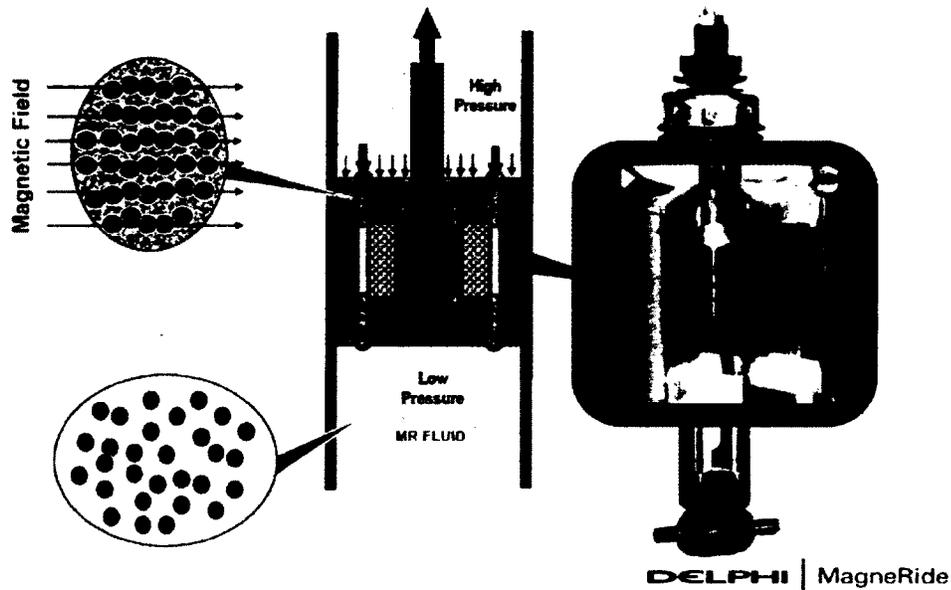


Figure 2.21 Alignement des particules du fluide MR soumis à un champ magnétique [13]

Cependant, des tests réalisés chez BRP sur des amortisseurs MR Carrera mettent en évidence trois inconvénients importants liés à ce fluide. On constate un temps de réaction plutôt lent, un mauvais contrôle de viscosité à basse vitesse et une abrasion rapide des pièces internes, ce qui n'est pas conforme aux arguments trouvés dans la littérature.

Tous ces arguments, notamment le prix du fluide MR, moyennant les 800\$/L chez Lord Corporation nous ont amenés à orienter la recherche vers une technologie de valve proportionnelle.

Par la suite, les différents modèles existant pour caractériser un système dynamique seront exposés.

2.3 Les modèles

Les modèles utilisés pour contrôler des amortisseurs intelligents (semi-actif ou actif) sont souvent des tables de correspondance. Bien qu'elles décrivent le comportement exact d'un amortisseur donné sur une certaine plage de fréquence, aucune information sur la dynamique d'un amortisseur ne peut en être déduite. Dans cette maîtrise, il s'agira de comprendre les phénomènes internes qui sont à l'origine de la force d'amortissement; ceci pour pouvoir les modéliser puis pour pouvoir simuler le comportement non linéaire d'un prototype.

La littérature présente trois approches de modélisation [26] :

- Les modèles physiques (« White model ») ou modèles paramétriques sont des modèles dont la structure et les paramètres sont issus des lois fondamentales de la dynamique. Ils ont donc un sens physique.
- Les modèles de comportement (« Black model ») ont une structure qui est définie par l'utilisateur. Les paramètres représentent des grandeurs caractéristiques, déterminées à partir de mesures expérimentales. Les paramètres n'ont pas de sens physique
- Le dernier modèle (« Grey Model ») est une combinaison des deux modèles précédents. On utilise le modèle physique dans la plage de fonctionnement où le comportement du système est connu, sinon, on utilise le modèle de comportement [3]

Le choix d'un modèle dépend de l'application qui est ciblée. Construire un modèle physique demande plus de temps qu'identifier les paramètres d'un modèle de comportement. Cependant, pour comprendre et développer une nouvelle technologie d'amortisseur, il est nécessaire de décrire le comportement interne d'un amortisseur. C'est pourquoi, on va utiliser un modèle physique.

Lang [25], précurseur de cette méthode, conçoit, en 1977, un modèle très précis d'un amortisseur bitube utilisant 87 paramètres. Les hypothèses issues de son étude sont à l'origine des amortisseurs monotubes actuels. Depuis les travaux de Lang, plusieurs modèles se sont succédé. Reybrouck [32] est le premier à développer un modèle concis d'amortisseur monotube, grâce à des facteurs correcteurs trouvés de manière empirique. Talbott [34], établit en 2002, un modèle pour des amortisseurs monotubes Öhlins du NASCAR dont les paramètres caractérisent les composantes internes de l'amortisseur qu'on peut ajuster. L'une de ces composantes joue un rôle majeur dans le comportement de l'amortisseur : c'est la valve interne constituée d'un empilement de cales qui se situe au niveau du piston principal. Pour l'instant, aucun modèle physique sur le comportement complexe d'un empilement de cales n'a été publié; probablement à cause de la complexité de ce système. Néanmoins, quelques approches, par éléments finis (FEA) ou à partir de la dynamique des fluides (CFD), ont été réalisées pour mieux comprendre l'interaction « fluide –structure » au niveau de la valve [24] mais celles-ci ne sont valables que pour une sorte de piston et pour un ensemble de cales bien précis ([21], [12]).

Deux possibilités s'offrent à nous : faire une analyse énergétique en utilisant la méthode de Lagrange ([4], [15]), ou, comme Talbott, faire appel à la mécanique des solides en utilisant les équations de Roark [36] pour la déflexion d'un disque soumis à une force linéaire ou à une pression uniforme. C'est cette dernière option qui a été choisie. Un nouveau modèle de déflexion de cales sera ainsi construit et permettra de caractériser numériquement les empilements de cales (calibres) utilisés dans les amortisseurs KyB. Ce modèle de cales sera ensuite implanté dans le modèle d'amortisseur de Talbott et sera corrélé aux valeurs expérimentales obtenues, dans le prochain chapitre.

CHAPITRE 3 CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DES AMORTISSEURS DE RÉFÉRENCE

Ce chapitre va permettre premièrement, de caractériser expérimentalement les trois amortisseurs de référence puis, deuxièmement, de modéliser l'amortisseur GSX grâce à un nouveau modèle d'amortisseur. Celui-ci sera alors ajusté pour l'amortisseur GSX en corrélant les données expérimentales aux valeurs théoriques.

3.1 Caractérisation des amortisseurs KyB

La caractérisation des amortisseurs KyB a été faite sur la machine d'essais servo-hydraulique dédiée à la caractérisation des amortisseurs du CTA (le dynoshock), pour une vingtaine de fréquences comprises entre 0 et 12.09 Hz pour la compression et entre 0 et 5.73 Hz pour la détente. Les fréquences maximales ont été déterminées à partir des vitesses maximales obtenues lors d'un test mené à l'extérieur (1.9 m/s en compression et 0.9 m/s en détente) et à partir de l'amplitude de débattement A de 50 mm utilisée dans un laboratoire pour caractériser les amortisseurs grâce à un signal sinusoïdal :

$$\text{Position :} \quad x = \frac{A}{2} \sin(2\pi ft - \theta) \quad (3.1)$$

$$\text{Vitesse :} \quad v = A \pi f \cos(2\pi ft - \theta) \quad (3.2)$$

$$\text{Vitesse max :} \quad v_{max} = A \pi f_{max} \quad (3.3)$$

La superposition des courbes caractéristiques force maximale en fonction de la vitesse maximale des trois amortisseurs a permis d'établir la plage d'amortissement voulue, présentée à la Figure 3.1.

La force d'amortissement en détente est produite par le seul composant non ajustable qui oppose une résistance au fluide en détente: à savoir, un empilement de cales. Ceci est aussi valable pour l'amortisseur GSX en compression.

24 CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DES AMORTISSEURS DE RÉFÉRENCE

Pour les deux autres amortisseurs, deux composantes sont responsables de la caractéristique d'amortissement: ce sont un empilement de cales et une valve externe. Une cale est un disque de faible épaisseur dont le fonctionnement sera expliqué dans la section 3.2.2 destinée au modèle de déflexion de cales. En ce qui concerne la valve externe, c'est une unité ajustable qui autorise 23 réglages qu'on nommera « clicks » par la suite. Malheureusement, ces réglages ne permettent de balayer qu'une plage d'amortissement bien plus petite que celle visée dans ce projet de recherche. À « 0 click », le ressort de la valve externe n'est pas pré-chargé. Seul l'empilement de cales en compression oppose une résistance non négligeable au flux d'huile qui traverse le piston principal.

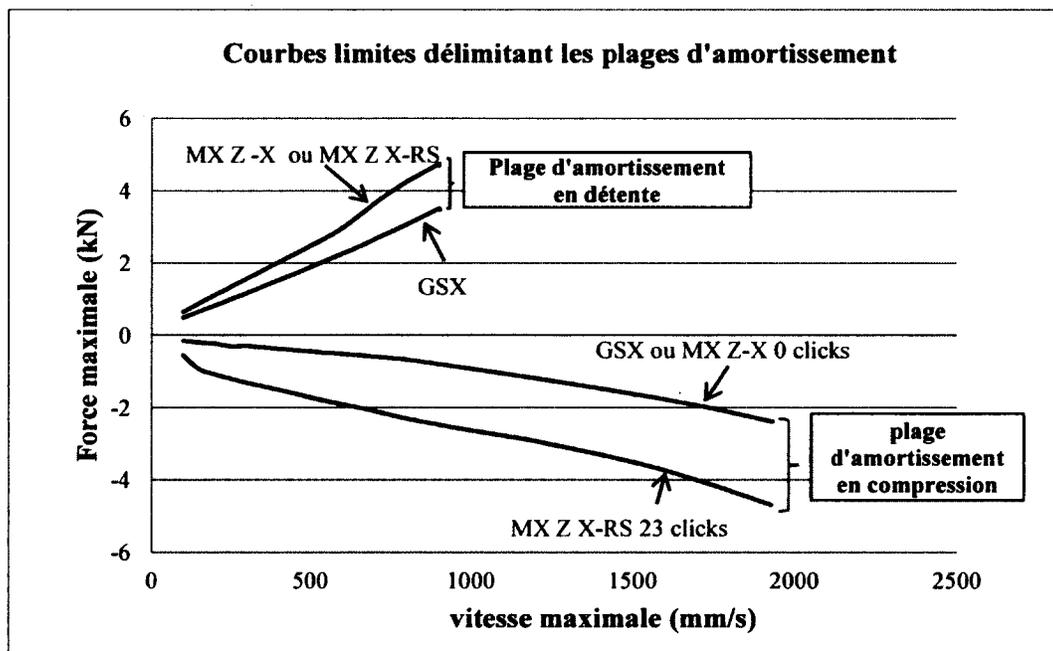


Figure 3.1 Courbes limites du cahier des charges délimitant les plages d'amortissement

Comme les empilements de cales en compression des amortisseurs GSX et MX Z X sont identiques, leurs courbes caractéristiques sont confondues. Il s'agit de la courbe limite basse en compression pour notre cahier des charges. À l'inverse, lorsqu'on fera référence à « 23 clicks », la pré-charge du ressort est maximale. Sa caractéristique se rajoute à celle des cales et fournit ainsi la courbe d'amortissement la plus « raide » possible. Seule la courbe « 23 clicks »

de l'amortisseur MX Z X-RS a été tracée car elle correspond à la courbe limite haute en compression visée.

3.2 Modélisation d'un amortisseur télescopique monotube KyB

Le premier chapitre a permis de choisir la modélisation physique pour comprendre et mettre en équation les phénomènes internes qui agissent au sein d'un amortisseur. Les relations et hypothèses qui vont être fournies sont celles utilisées dans le modèle physique d'amortisseur créé par Talbott. Pour expliquer ce modèle, l'amortisseur monotube présent sur la motoneige GSX sera utilisé comme amortisseur de référence.

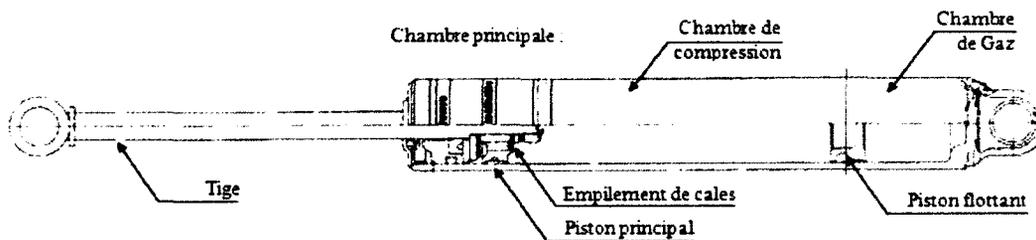


Figure 3.2 Amortisseur monté sur la motoneige GSX

Cet amortisseur, schématisé à la Figure 3.2, possède une chambre principale qui peut être subdivisée en trois parties : la chambre de compression, la chambre de détente et la chambre de gaz. Le piston flottant permet de séparer l'azote (contenu dans la chambre de gaz) de l'huile (contenue dans les deux autres chambres). Le piston principal muni des cales, illustré à la Figure 3.3, sépare, à son tour, la chambre de compression de la chambre de détente. (Comme le piston principal est en bout de course sur ce schéma, il est difficile de percevoir la chambre de détente). Ce piston est attaché à la tige. Ensemble, ils subissent et dissipent les efforts extérieurs appliqués sur l'amortisseur. Pour l'amortisseur GSX, la seule entité qui oppose une résistance au flux d'huile est la valve (notamment la composante empilement de cales) située au niveau du piston principal. C'est pourquoi, une attention particulière devra être portée à sa modélisation.

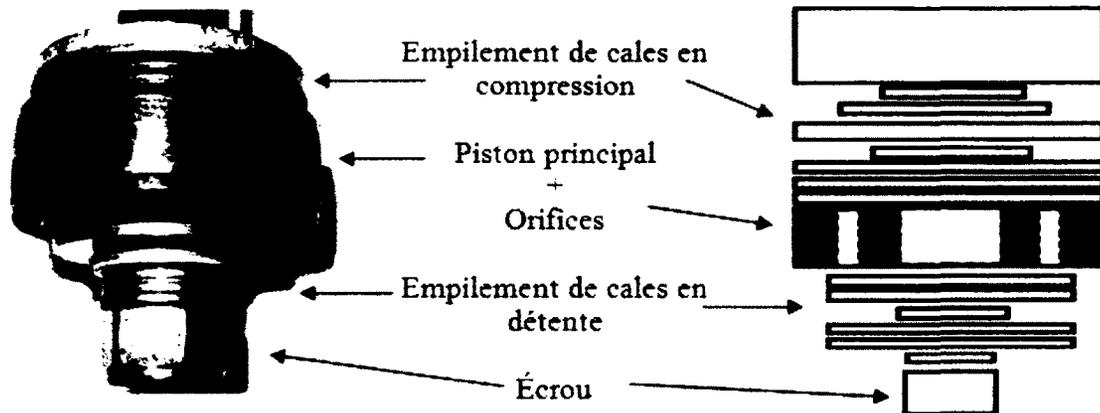


Figure 3.3 Valve située au niveau du piston principal pour l'amortisseur GSX

Beaucoup de paramètres doivent être pris en compte pour décrire le comportement d'un amortisseur. Les caractéristiques des orifices du piston, celles d'un empilement de cales ainsi que la pression vont être utilisées dans le modèle de Talbott qui suit. Mais elles ne sont pas les seules à influencer la caractéristique d'amortissement; en effet, d'autres paramètres comme la viscosité, la compressibilité de l'huile et la température jouent eux-aussi un rôle non négligeable. C'est pour cela que des hypothèses simplificatrices seront formulées pour pouvoir modéliser le plus simplement possible les composantes d'un amortisseur monotube.

3.2.1 Modèle de Talbott

Les schémas illustratifs qui vont suivre vont toujours représenter la phase de compression d'un amortisseur.

Le modèle de Talbott permet d'obtenir la force d'amortissement en fonction des conditions d'excitation (amplitude, fréquence) appliquées sur l'ensemble tige muni du piston principal et des cales illustré à la Figure 3.4.

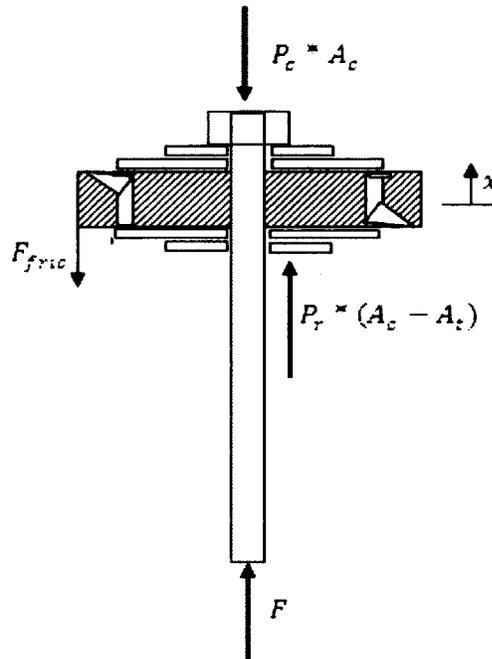


Figure 3.4 Ensemble de forces agissant sur l'ensemble tige, piston principal munis des cales

Appliquons le principe fondamental de la dynamique à cet ensemble de masse M .

Le piston principal muni des cales est soumis à deux types de forces : les forces de friction (F_{fric}) au niveau du joint, dont la direction dépend de la phase de fonctionnement de l'amortisseur, et, l'action d'une différence de pression appliquée sur deux surfaces différentes. La pression dans la chambre de compression agit sur la surface A_c délimitée par le périmètre de la paroi interne de la chambre principale, tandis que la pression dans la chambre de détente agit sur une surface $A_r = A_c - A_t$ où A_t est la surface délimitée par le périmètre externe de la tige de l'amortisseur. À son tour, la tige reçoit les efforts extérieurs appliqués sur l'amortisseur. La deuxième loi de Newton nous donne les deux relations suivantes :

$$\text{En compression :} \quad M\ddot{x} = -P_c A_c + P_r A_r - F_{fric} - F_{gaz} + F_{am} \quad (3.4)$$

$$\text{En détente :} \quad M\ddot{x} = -P_c A_c + P_r A_r + F_{fric} - F_{gaz} + F_{am} \quad (3.5)$$

Le produit de l'accélération de cet ensemble d'éléments par leur masse est négligeable par rapport aux autres forces mises en jeu. Pour de très faibles vitesses d'excitation, la force de friction et la force statique du gaz (F_{gaz}) seront déterminées de manière expérimentale grâce à

28 CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DES AMORTISSEURS DE RÉFÉRENCE

la machine d'essais servo-hydraulique du CTA. Dans ce cas de figure, la force d'amortissement (F_{am}) provient des deux seules composantes, toujours présentes en régime quasi-statique : la force de friction et la force du gaz.

Si on suppose que la force de friction a la même valeur pendant les deux phases de fonctionnement, on obtient les équations suivantes :

$$F_{fric} = \frac{F_{am_comp} - F_{am_det}}{2} \quad (3.6)$$

$$F_{gaz} = \frac{F_{am_comp} + F_{am_det}}{2} \quad (3.7)$$

La force statique du gaz peut être considérée comme un biais dont le rôle est d'augmenter la pression globale à l'intérieur de l'amortisseur. Elle permet ainsi d'éviter le phénomène de cavitation qui se traduit par une perte de rendement de l'amortisseur. Par la suite, ce biais sera enlevé des équations donnant la force d'amortissement :

En compression :
$$F_{am_comp} = P_c A_c - P_r A_r + F_{fric} \quad (3.8)$$

En détente :
$$F_{am_det} = P_c A_c - P_r A_r - F_{fric} \quad (3.9)$$

Les pressions, dans la chambre de compression et dans la chambre de détente, restent donc à déterminer.

Appliquons maintenant le principe fondamental de la dynamique au piston flottant de masse m_{gp} (Figure 3.5). Si on néglige les forces de friction du joint, le piston flottant subit, sur la surface A_c , l'action de la pression du gaz P_{gaz} et l'action de la pression de la chambre de compression P_c .

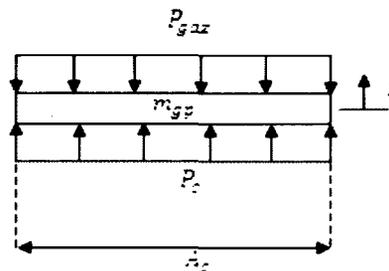


Figure 3.5 Ensemble de forces qui s'appliquent sur le piston flottant

La deuxième loi de Newton permet d'obtenir la relation suivante:

$$m_{gp}\ddot{z} = (P_c - P_{gaz})A_c \quad (3.10)$$

Si on suppose que le fluide est incompressible, le déplacement de la tige dans la chambre principale va introduire une certaine quantité de matière dont le volume V ne pourra être compensé que par la seule entité compressible de l'amortisseur : l'azote contenu dans la chambre de gaz, tel qu'illustré à la Figure 3.6.

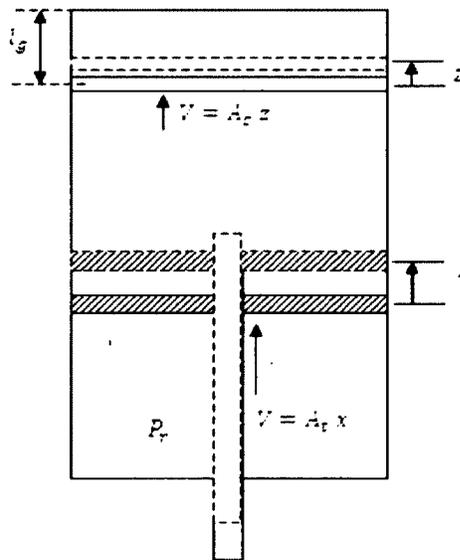


Figure 3.6 Schéma illustratif de la relation entre le déplacement de la tige et le déplacement du piston flottant

Ainsi :

$$V = A_t x = A_c z \quad (3.11)$$

En dérivant deux fois cette expression, on obtient la relation :

$$A_t \ddot{x} = A_c \ddot{z} \quad (3.12)$$

Pour déterminer la valeur de la pression de l'azote, on va supposer que celui-ci se comporte comme un gaz parfait et que la température est constante. Le théorème des gaz parfaits nous permet d'écrire:

$$\Delta(PV) = 0 \Leftrightarrow P_f V_f = P_i V_i \quad (3.13)$$

La pression initiale P_i correspond à la pression statique insérée dans l'amortisseur et le volume initial V_i dépend de la position initiale à laquelle on a placé le piston flottant dans la chambre principale. Ces deux valeurs sont donc connues. Le volume final V_f peut être déterminé facilement grâce à l'hypothèse d'incompressibilité du fluide.

$$V_i = A_c l_g \quad (3.14)$$

$$V_f = A_c l_g - A_c z = A_c l_g - A_t x \quad (3.15)$$

$$P_f = P_i \frac{A_c l_g}{A_c l_g - A_t x} \quad (3.16)$$

Finalement, l'expression de la pression dans la chambre de compression peut s'écrire uniquement en fonction des paramètres géométriques de l'amortisseur, des conditions d'excitation et des conditions initiales :

$$P_c = \frac{m_{gp} A_t}{A_c^2} \ddot{x} + P_i \frac{A_c l_g}{A_c l_g - A_t x} \quad (3.17)$$

La pression dans la chambre de détente sera un peu plus compliquée à exprimer car plusieurs composantes internes entrent en jeu, notamment au sein du piston principal. Raisonons en termes de débits. La Figure 3.7 montre les trois voies d'écoulement qui peuvent être empruntées par le fluide pour traverser le piston principal. La première, est permise par un trou ou par une rainure de très faible dimension, communément appelée « Bleed orifice » (Q_b). Elle autorise un débit entre la chambre de compression et la chambre de détente (chambres hydrauliques) pour de très basses vitesses de fonctionnement. Dès que la vitesse augmente, cette voie d'écoulement se sature rapidement. La montée en pression provoque alors l'ouverture d'une nouvelle voie, celle issue du fléchissement des cales de compression si la tige pénètre dans l'amortisseur, ou celle de détente dans le cas contraire (Q_v). Les empilements de cales jouent donc deux rôles. Ils se comportent comme des ressorts de raideur variable qui fléchissent d'autant plus que la différence de pression entre les chambres hydrauliques est importante. Sinon, ils jouent le rôle de clapets anti-retour, car ils bloquent le

passage du fluide dans une direction et rendent ainsi le flux d'huile unidirectionnel pour une phase de fonctionnement donnée.

Finalement, la troisième voie d'écoulement correspond aux fuites qui peuvent se produire entre le joint du piston principal et la paroi interne de la chambre principale (Q_f). Sa contribution est nettement inférieure à celle des deux autres voies d'écoulement. Dans le cas contraire, il faudrait penser à changer le joint.

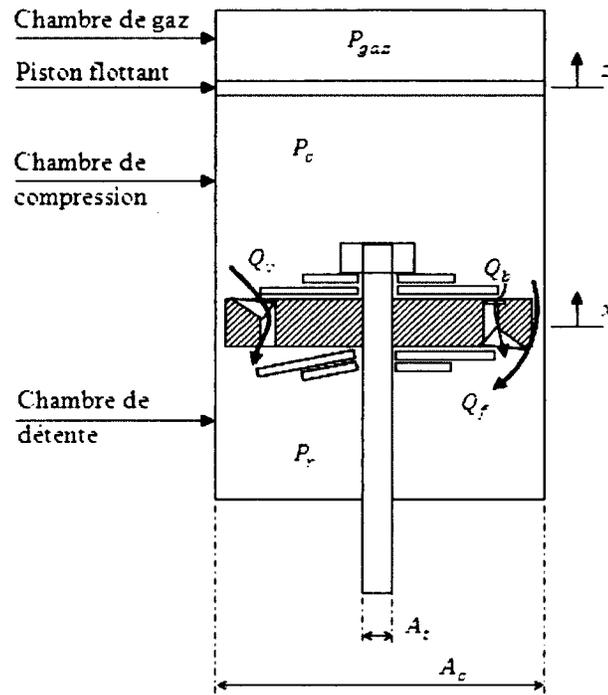


Figure 3.7 Schéma illustratif des débits et des pressions

Le débit total traversant le piston principal est issu de la somme de ces trois débits secondaires:

$$Q_{tot} = Q_v + Q_f + Q_b \quad (3.18)$$

Pour connaître l'expression du débit total, on va raisonner en termes de volume. Lorsque la tige pénètre dans l'amortisseur, le piston principal pousse un certain volume de fluide, égal au

32 CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DES AMORTISSEURS DE RÉFÉRENCE

produit de la surface A_c par le déplacement de la tige et laisse traverser une certaine quantité de fluide : celle qui a servi à comprimer l'azote. Ainsi, le volume total de fluide déplacé est :

$$V_{tot} = (A_c - A_t)x \quad (3.19)$$

En dérivant cette expression par le temps, on obtient l'expression du débit total :

$$Q_{tot} = (A_c - A_t)\dot{x} = A_r\dot{x} \quad (3.20)$$

L'expression des trois flux secondaires doit maintenant être déterminée. Lang a démontré qu'on peut utiliser l'équation de Bernoulli pour un écoulement turbulent non permanent traversant un orifice à arête vive pour modéliser les débits Q_b et Q_v . Il a cependant modifié la définition du coefficient de décharge de l'équation originale. Celui-ci ne caractérise plus un état stationnaire mais plutôt un état dynamique. Il dépend de l'accélération du fluide, du nombre de Reynold, du nombre de Cauchy et du rapport de l'épaisseur sur la longueur.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \quad (3.21)$$
$$C_d = f\left(\frac{a l}{\vartheta^2}, \frac{\mu}{\rho \vartheta l}, \beta \vartheta^2 \rho, \frac{s}{l}\right)$$

ρ : densité de l'huile

Le débit provenant du « bleed orifice » est issu de la différence de pression entre la chambre de compression et la chambre de détente; l'équation de Bernoulli s'écrit alors:

$$Q_b = C_d A_b \sqrt{\frac{2 (P_c - P_r)}{\rho}} \quad (3.22)$$

A_b : aire du « bleed orifice »

La valve du piston principal comporte deux sortes de résistance à l'écoulement du fluide placé en série. Son débit peut donc être caractérisé par deux expressions de Bernoulli. Pour pouvoir les distinguer, il va falloir introduire un nouveau paramètre de pression, soit P_v la pression à l'intérieur de la valve. La première résistance qui s'oppose au flux d'huile est un orifice d'aire

A_o qui subit la différence de pression $P_c - P_v$. La deuxième résistance provient de l'empilement de cales qui subit, sur sa cale inférieure, la différence de pression $P_v - P_r$. Pour simplifier le comportement de cet ensemble complexe, on va supposer qu'on peut remplacer l'ensemble de cales par une cale équivalente de raideur k ayant une déflexion y et dont le diamètre D_v est celui de la cale inférieure.

L'aire de passage du fluide correspond alors au produit de la section πD_v par la déflexion de la cale y et d'un coefficient correcteur α qui permet de corriger l'aire par où s'écoule le fluide. Talbott a utilisé une valeur de 0.5 pour son modèle d'amortisseur. C'est de la même manière que cette valeur sera utilisée dans cette maîtrise.

Les deux expressions de Bernoulli, pour décrire le comportement du débit Q_v , sont donc les suivantes :

$$\text{Orifice :} \quad Q_v = C_d A_o \sqrt{\frac{2 (P_c - P_v)}{\rho}} \quad (3.23)$$

$$\text{Cale équivalente :} \quad Q_v = \frac{1}{2} C_d \pi D_v y \sqrt{\frac{2 (P_c - P_v)}{\rho}} \quad (3.24)$$

Pour modéliser le débit de fuites, Lang utilise une relation dérivée de l'équation de Navier-Stockes pour un fluide qui s'écoule entre deux plans parallèles en régime laminaire. En effet, cela est possible car la distance b entre la paroi et le joint est vraiment petite devant la hauteur l du piston principal. Le débit de fuite a alors pour expression :

$$Q_f = \pi D_p \left[\frac{b^3 (P_c - P_r)}{12 \mu l} + v \frac{b}{2} \right] \quad (3.25)$$

μ : viscosité dynamique
 b : distance entre la paroi et le joint
 D_p : Diamètre du piston
 l : hauteur du piston

Finalement, pour relier le comportement de la déflexion de la cale équivalente y au flux qui traverse le piston, on va encore une fois utiliser le principe fondamental de la dynamique

34 CARACTÉRISATION ET MODÉLISATION DES AMORTISSEURS DE RÉFÉRENCE

appliquée à la cale équivalente (Figure 3.8). D'après Talbott, les forces qui agissent sur la cale équivalente sont: la pré-charge F_{sp} qui est imposée à l'ensemble des cales, le produit de sa raideur par sa déflexion $k y$, la différence de pression qui s'applique sur l'aire de la valve et, finalement, une force qui prend en compte le changement de direction du fluide de 90 degrés.

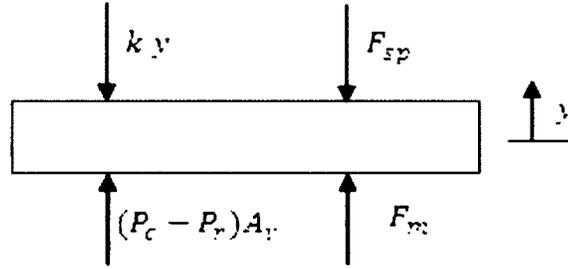


Figure 3.8 Ensemble de forces sur la cale équivalente

L'expression de cette dernière force est obtenue grâce au principe de conservation de la quantité de mouvement appliqué au fluide à travers le piston flottant :

$$F_m = \rho \frac{Q_v^2}{A_o} \quad (3.26)$$

Dans notre cas de figure, les cales ne sont pas pré-chargées. La deuxième loi de Newton appliquée à la cale équivalente a pour équation :

$$k y - (P_c - P_r) A_v - \rho \frac{Q_v^2}{A_o} C_f = 0 \quad (3.27)$$

C_f est le coefficient correcteur qui permet d'ajuster l'influence de la trajectoire du fluide lorsqu'il provoque la déflexion de la cale équivalente. Lang détermina expérimentalement sa valeur à 0.3.

En conclusion, le modèle physique de Talbott, pour décrire le fonctionnement interne d'un amortisseur, est un système de six équations non linéaires couplées à six inconnues. Les équations utilisées pour la phase de compression et la phase de détente sont récapitulées dans le Tableau 3-1.

Tableau 3-1 Systèmes de six équations couplées non linéaires à 6 inconnues pour les deux phases de fonctionnement

Compression	Détente
$Q_v + Q_f + Q_b - Q_{tot} = 0$	$Q_v + Q_f + Q_b - Q_{tot} = 0$
$\frac{1}{2} \pi D_{pc} y_c C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_v - P_r)} - Q_v = 0$	$\frac{1}{2} \pi D_{pr} y_r C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_v - P_c)} - Q_v = 0$
$(P_v - P_r) A_v + C_f \rho \frac{Q_v^2}{A_0} - k_c y_c = 0$	$(P_v - P_c) A_r + C_f \rho \frac{Q_r^2}{A_0} - k_r y_r = 0$
$A_0 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_v)} - Q_v = 0$	$A_0 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_v)} - Q_v = 0$
$A_b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} - Q_b = 0$	$A_b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_c)} - Q_b = 0$
$\pi D_p \left[\frac{b^3 (P_c - P_r)}{12 \mu l} + v \frac{b}{2} \right] - Q_f = 0$	$\pi D_p \left[\frac{b^3 (P_r - P_c)}{12 \mu l} + v \frac{b}{2} \right] - Q_f = 0$

Pour résoudre ce système d'équations, la méthode itérative de Newton pour des équations couplées non linéaires a été implantée dans Matlab.

3.2.2 Modèle de déflexion de cales

Le modèle de déflexion de cales a été créé pour remplacer le comportement d'un ensemble de cales par celui d'une cale, ayant, une raideur équivalente. Ce paramètre pourra ainsi être utilisé dans le modèle d'amortisseur de Talbot.

Pour faciliter l'interaction entre l'utilisateur et le modèle de déflexion de cales implanté dans Matlab, une interface graphique a été créée. Cette dernière sera présentée dans ce chapitre.

Caractéristiques d'un empilement de cales et définition du problème

La Figure 3.9 illustre un empilement de cales. Cet ensemble, généralement appelé calibre, est constitué de plusieurs types de cales. Des cales de grand diamètre, souvent placées en groupe, qu'on nommera « sous-empilement » sont séparées par des cales de petit diamètre « les spacers » afin de créer un ensemble dont la raideur est variable. En effet, la résistance au fluide sera plus importante si un empilement vient s'appuyer sur l'empilement suivant. Finalement, la dernière cale « le stop washer » a une épaisseur très importante par rapport à celle des autres cales; ce qui permet de rigidifier l'ensemble du système.

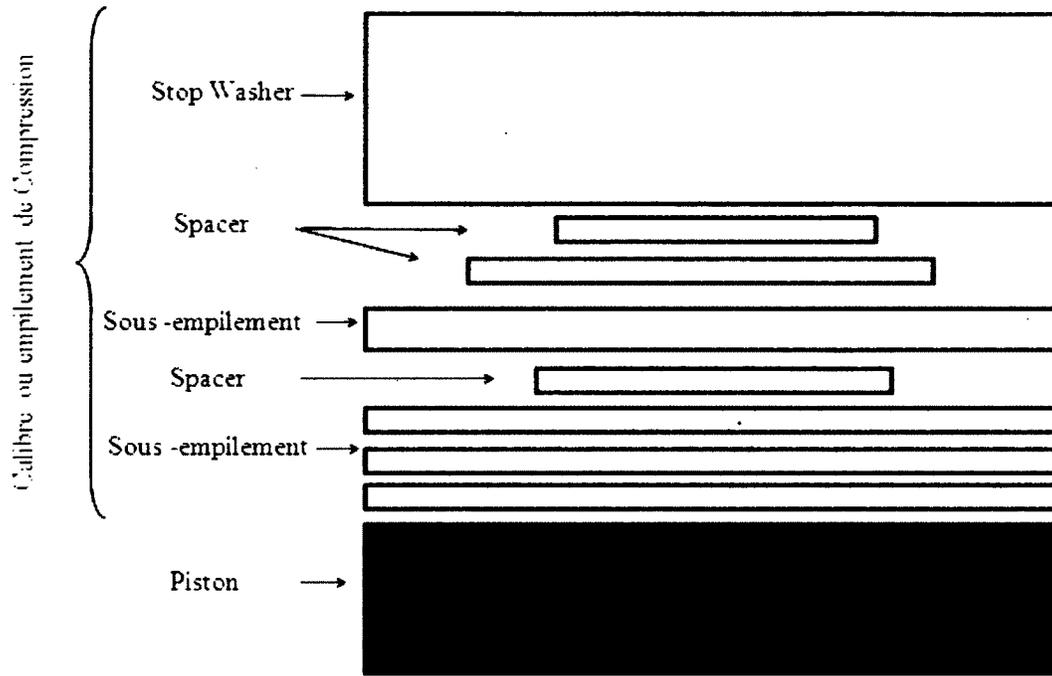


Figure 3.9 Calibre de compression pour l'amortisseur GSX

Cet ensemble de cales fléchit, suite à l'action du jet d'huile sur la cale inférieure et suite à la réaction des cales supérieures aux efforts transmis par la cale inférieure. Pour modéliser ces phénomènes, nous allons utiliser deux formules établies par Roark: la première s'applique à un disque soumis à une pression uniforme pour la cale inférieure située du côté du piston et la deuxième concerne un disque soumis à une ou à plusieurs forces linéaires pour le reste des cales, tel qu'illustré à la Figure 3.10.

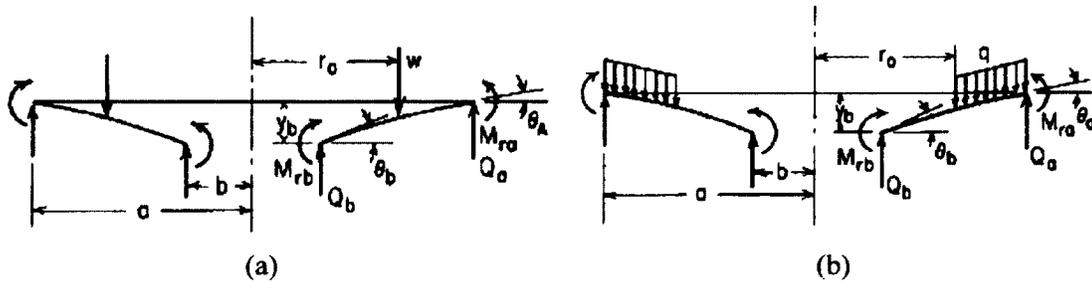


Figure 3.10 (a) Cale soumise à une force linéaire. (b) Cale soumise à une pression uniforme [36]

Les équations de Roark permettent de connaître le fléchissement d'une cale en fonction de son diamètre, de son épaisseur, et de ses conditions de sollicitation (Annexe A).

Deux grandes séries de modèles ont été créées. La première, utilise l'approche de Talbott qui suppose que l'interaction entre les cales se fait en un point précis : l'extrémité de la cale ayant le plus petit diamètre. La mise en équation d'un calibre constitué de trois cales sera présentée ultérieurement. La deuxième suppose que l'interaction entre les cales se fait en plusieurs points de contact : la force est alors discrétisée. Le résultat obtenu pour le calibre en compression de l'amortisseur GSX sera également présenté.

Première série de modèles : mise en équation

Tel qu'illustré à la Figure 3.11, supposons qu'un calibre soit constitué de trois cales de taille décroissante. Soit a_i le rayon de la cale i et $z_i(r)$ sa déflexion au rayon r qui prend pour valeur maximale $y_i = z_i(a_i)$ en extrémité de cale. Soit R_{ji} l'action de la cale j sur la cale i et soit q la pression uniforme de l'huile sur la cale inférieure à partir du rayon opérationnel r_{op} .

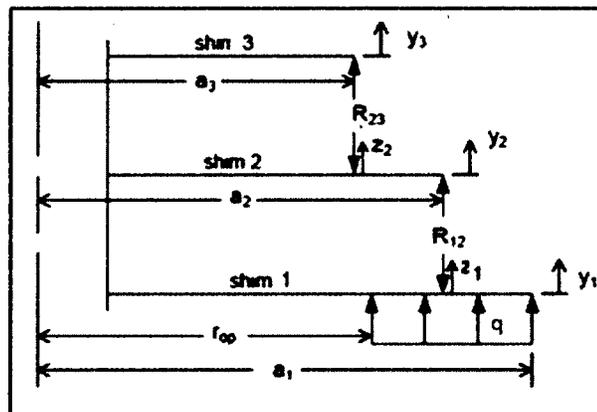


Figure 3.11 Paramètres définis pour représenter un empilement de trois cales [34]

Le fléchissement de l'empilement de cales met en jeu plusieurs équations. Deux premières équations traduisent l'égalité du fléchissement de deux cales, là où il y a un point de contact.

$$\begin{cases} z_3(a_3) = z_2(a_3) \\ z_2(a_2) = z_1(a_2) \end{cases} \quad (3.28)$$

Trois équations supplémentaires proviennent du principe de superposition des forces appliquées à chaque cale. La cale 3 est soumise uniquement à l'action de la cale 2. Par contre, les cales 2 et 1 sont, chacune, soumises à deux forces : la cale 2 subit l'action de 3 et de 1 tandis que la cale 1 subit l'action de la cale 2 et de la pression du jet d'huile.

$$\begin{cases} z3(a3) = z3_{w23}(a3) \\ z2(a3) = z2_{w12}(a3) + z2_{w32}(a3) \\ z1(a2) = z1_{w21}(a2) + z1_q(a2) \end{cases} \quad (3.29)$$

Les expressions de fléchissement $z3(r)$, $z2_{w32}(r)$, $z2_{w12}(r)$, $z1_{w21}(r)$, $z1_q(r)$ sont obtenues avec les équations de Roark. Ces équations se traduisent par un système de six équations à six inconnues ($w21$, $w32$, $z3_{w23}$, $z2_{w32}$, $z2_{w12}$, $z1_{w21}$)

$$\begin{cases} z3_{w23}(a3) = z2_{w12}(a3) + z2_{w32}(a3) \\ z2_{w12}(a2) + z2_{w32}(a2) = z1_{w21}(a2) + z1_q(a2) \\ z3(r) = f(w23, r), \text{ pour } r = a3 \\ z2_{w32}(r) = f(w32, r), \text{ pour } r = a2 \text{ et } r = a3 \\ z2_{w12}(r) = f(w12, r), \text{ pour } r = a2 \text{ et } r = a3 \\ z1_{w21}(r) = f(w21, r), \text{ pour } r = a2 \end{cases} \quad (3.30)$$

L'équation de déflexion de la cale inférieure soumise à une pression uniforme ne fait pas partie du système d'équations car la pression est fournie comme paramètre d'entrée: sa déflexion est donc connue.

Pour résoudre ce système linéaire, une méthode de résolution par étape a été adoptée et est illustrée à la Figure 3.12. Cette méthode sélectionne les équations de fléchissement de cale, en partant de la cale supérieure vers la cale inférieure, puis, déduit les inconnues du système, grâce aux contraintes géométriques (Équation 3.28).

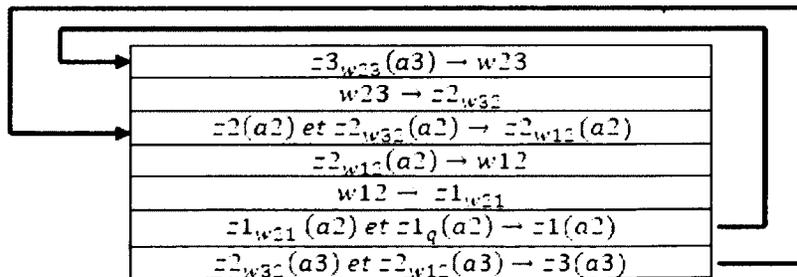


Figure 3.12 Méthode de résolution d'un système constituée de trois cales, avec $a_1 > a_2 > a_3$

Pour un calibre comprenant trois cales, cinq cas de figures, représentés dans le Tableau 3-2, peuvent exister :

Tableau 3-2 Cinq cas de figures possibles pour un système constitué de trois cales

<p>Cas 1 : $a_1 > a_2 > a_3$</p>	<p>Cas 2 : $a_1 > a_3 > a_2$ 2 points de contact en a_2, pas de contact entre 1 et 3</p>
<p>Cas 3 : $a_1 > a_3 > a_2$ 2 points de contact en a_2, contact entre 1 et 3</p>	<p>Cas 4 : $a_3 > a_1 > a_2$ 2 points de contact en a_2</p>
<p>Cas 5 : $a_3 > a_1 > a_2$ 2 points de contact en a_2, 1 point de contact en a_1</p>	

Pour chaque cas de figure, le système d'équations à résoudre est légèrement différent. Cinq sous-modèles ont ainsi été créés puis intégrés dans un modèle global. Celui-ci discerne le sous-modèle représentatif de la réalité, grâce à deux éléments de comparaison : les diamètres des cales, et la déflexion des extrémités de cales, tel qu'illustré à la Figure 3.13.

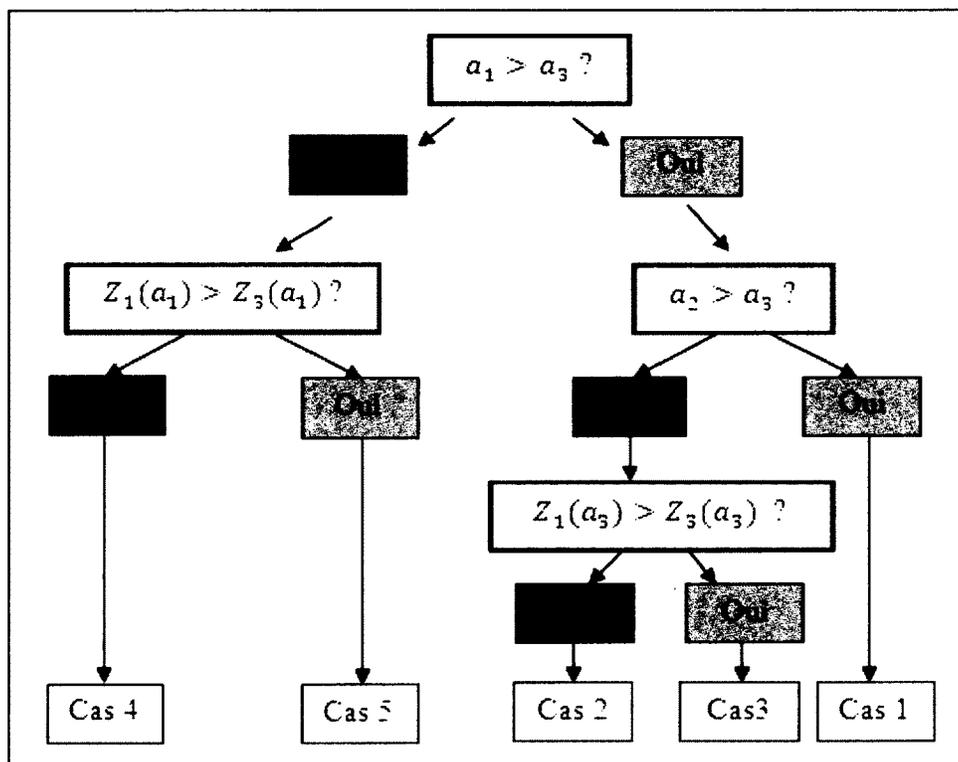


Figure 3.13 Méthode de résolution pour toutes les configurations possibles ayant trois cales.

Cette première série de modèles est assez lourde à mettre en œuvre car il faut créer un modèle global pour chaque calibre, et des sous-modèles spécifiques à chaque cas de figure. D'ailleurs, pour un calibre comprenant plus de deux cales, la taille du système est liée au nombre de cales s par la formule $5(s - 1) - 4$ [34]. Ainsi, pour le calibre en compression de l'amortisseur GSX, composé de huit cales, il faut un modèle global de 31 équations et il faut prendre en compte quatre cas de figures.

Deuxième série de modèles

Cette deuxième série de modèles présente deux optimisations majeures. Premièrement, elle permet de calculer la raideur équivalente de n'importe quel calibre grâce à un seul fichier Matlab et, deuxièmement, elle permet, grâce à un nouveau paramètre : n , de discrétiser la force linéaire appliquée entre deux cales (Figure 3.14).

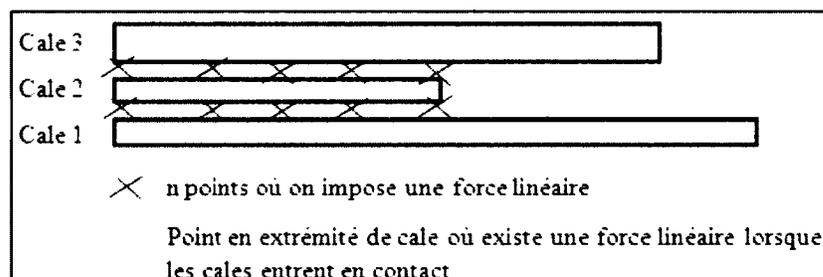


Figure 3.14 Discretisation de la force linéaire pour le deuxième modèle

Pour résoudre le système d'équation, la méthodologie utilisée pour la première série de modèles a été modifiée. Ici, on crée directement un modèle global avec des conditions de résolution qui permettent de déterminer dans quel cas de figure se situe déjà le calibre (Figure 3.15).

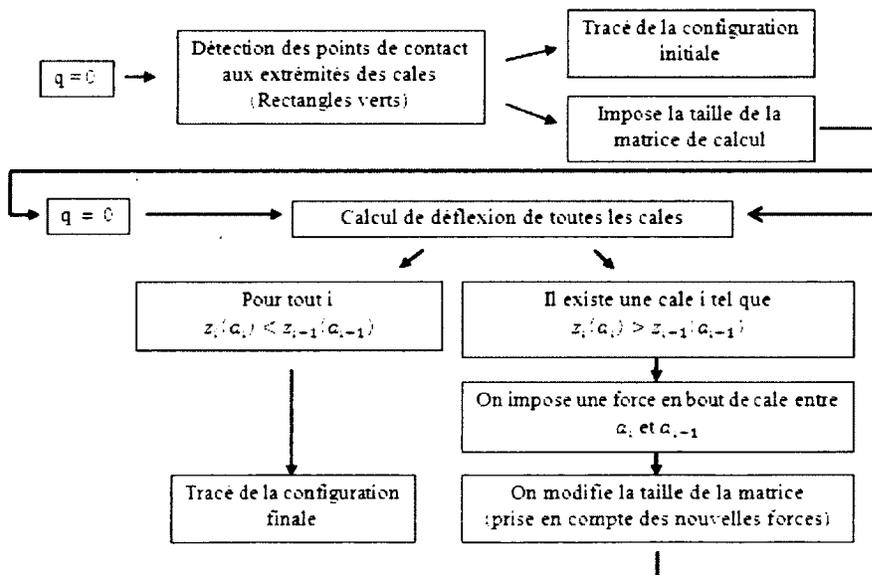


Figure 3.15 Principe de résolution du deuxième modèle

Ce modèle de déflexion de cales peut encore être optimisé car, par manque de temps, le paramètre de discrétisation n a été introduit seulement jusqu'au diamètre du plus petit « spacer » et pas, tout le long d'une cale. De plus, dans la réalité, la déformation radiale de l'ensemble des cales n'est pas homogène. En effet, le piston est muni de trous qui imposent une localisation du jet d'huile. À ces endroits précis, cette localisation est à l'origine d'une déformation de la cale plus importante. Mais, ce phénomène a été négligé pour simplifier le problème.

Définition de la raideur équivalente

Ces deux séries de modèles fournissent la déflexion de toutes les cales d'un calibre à partir de la pression appliquée sous la cale inférieure. La raideur d'un empilement de cale a alors été définie comme le rapport entre la force appliquée sur la cale inférieure (à mi-distance entre le rayon de la cale maximale a_1 et le rayon opérationnel r_{op}) et la déflexion en ce point, d'après la Figure 3.16.

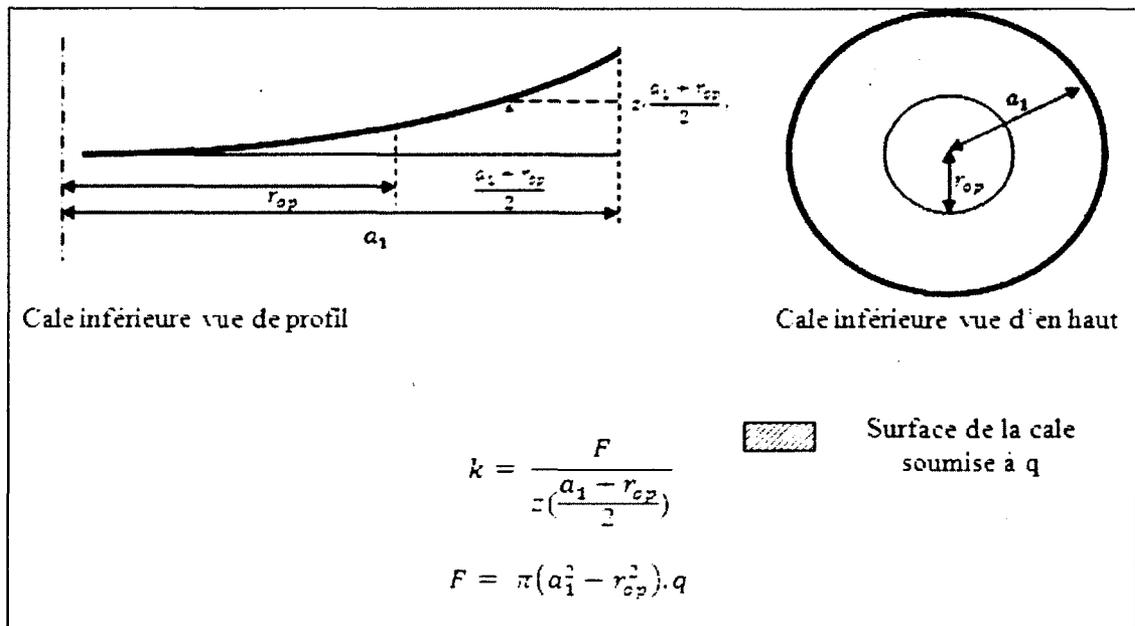
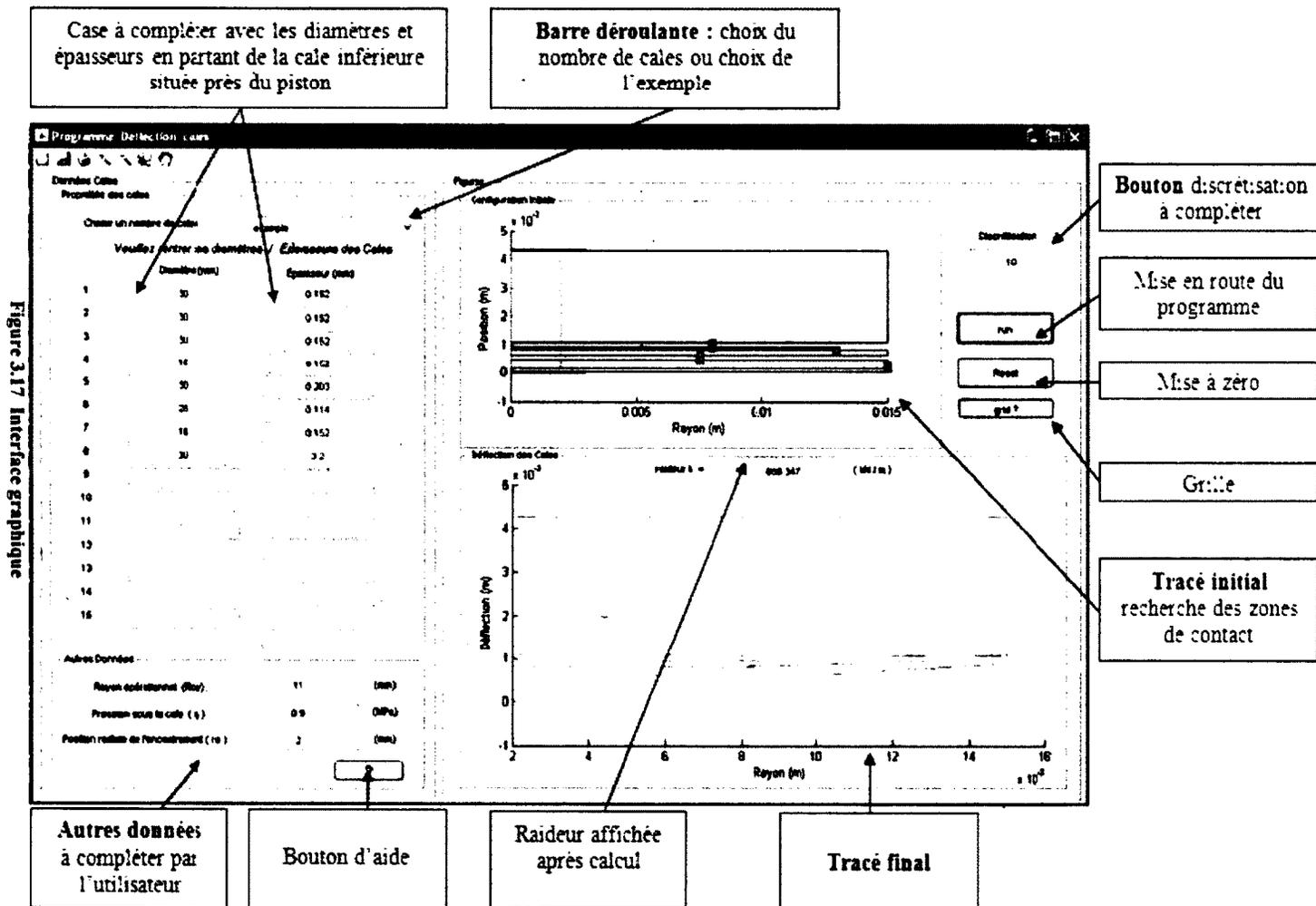


Figure 3.16 Définition de la raideur de la cale équivalente

Création d'un programme exécutable qui facilite l'intégration des données dans la deuxième série de modèles.

L'interface GUIDE de Matlab a été utilisée pour réaliser un programme qui facilite la communication entre le modèle et l'utilisateur. Ce programme permet de sélectionner, la quantité de cales d'un calibre à modéliser (maximum 15) ou de choisir l'exemple correspondant au calibre en compression de l'amortisseur GSX. Les entrées seront des paramètres géométriques : le nombre de cales, leur diamètre et leurs épaisseurs respectives, la position d'encastrement R_e (ici le rayon intérieur des cales), mais aussi des paramètres liés aux conditions expérimentales: la valeur du rayon opérationnel à partir duquel on applique la pression d'huile, la valeur de cette pression, et, finalement, le pas de discrétisation du système. Les boutons « run », « reset » et « grid » permettent, respectivement, de lancer le calcul, d'effacer les entrées ou d'afficher une grille sur les deux figures.

L'une d'elles (tracé initial) affiche le calibre dans son état de repos (des rectangles verts localisent les points où il y a déjà contact entre deux cales). L'autre (tracé final) illustre l'état de l'empilement de cales qui subit la pression du jet d'huile à la Figure 3.17.



Analyse des courbes du calibre GSX en compression

Les résultats présentés ci-dessous ont été obtenus avec le deuxième modèle de déflexion de cales. Les courbes 3D de raideur ou de déflexion de la cale équivalente ont été tracées, respectivement à la Figure 3.18 et à la Figure 3.19, à partir de trois entrées : une pression q , un rayon opérationnel r_{op} à partir duquel on applique cette pression, et un pas de discrétisation n .

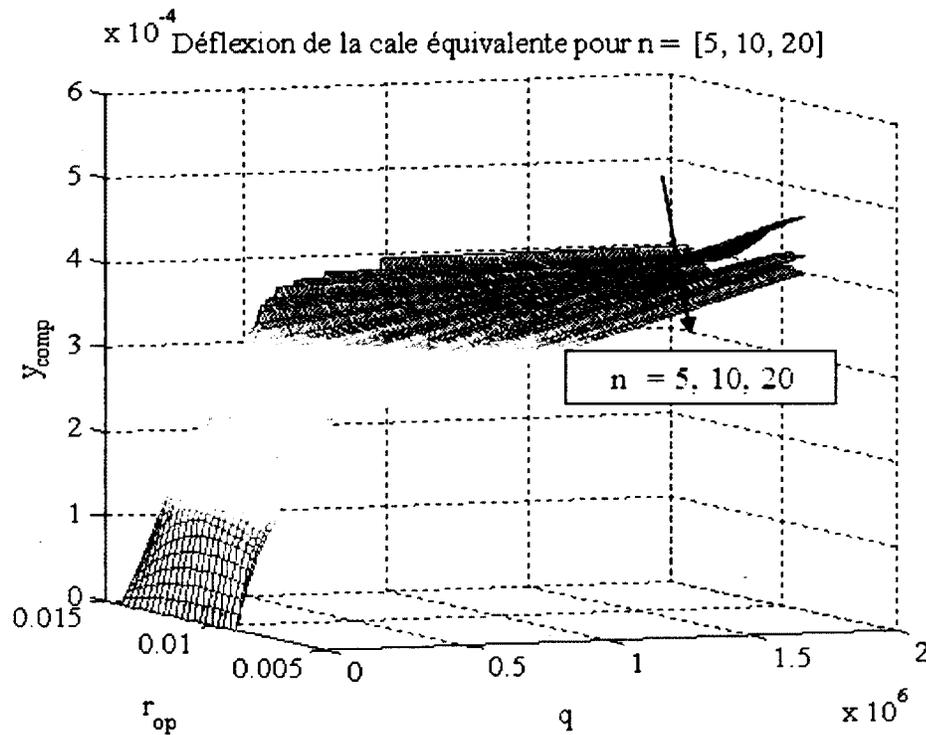


Figure 3.18 Déflexion y du calibre GSX en compression en fonction de la pression d'huile q , du rayon opérationnel où cette pression s'applique r_{op} , et du pas de discrétisation n choisi par l'utilisateur.

Globalement, augmenter le pas de discrétisation permet de mieux répartir et ainsi de diminuer la force totale nécessaire pour faire défléchir un ensemble de cale. Comme la raideur est proportionnelle à la force totale, et inversement proportionnelle à la déflexion, il est normal que: lorsque n augmente, y augmente aussi, et k diminue.

Par la suite, le rayon opérationnel a été fixé à sa valeur moyenne et un pas de discrétisation de 10 a été choisi pour mieux analyser les courbes. Les changements de profil de la raideur et de la déflexion d'un empilement de cales s'expliquent par l'accotement d'un sous-empilement sur un autre. Les différents cas de figures sont récapitulés dans le Tableau 3-3. La zone

intermédiaire est une zone de courte longueur qui traduit le contact précipité de la troisième cale, en partant du haut, avant celui de toutes les autres cales sur le « stop washer ».

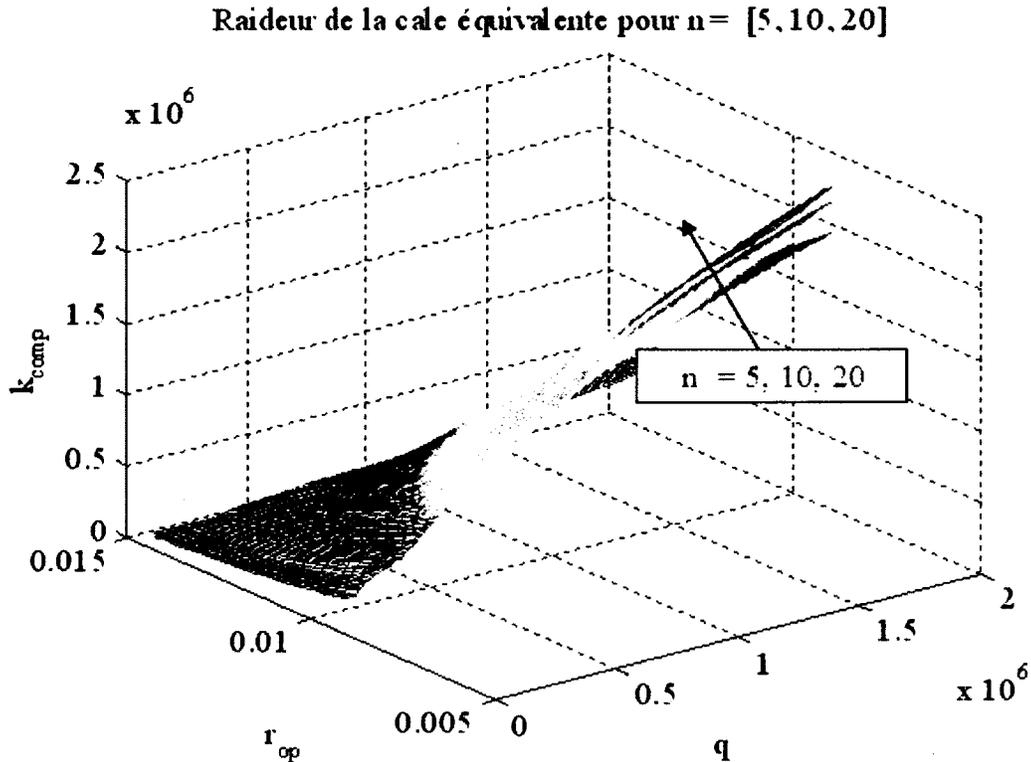
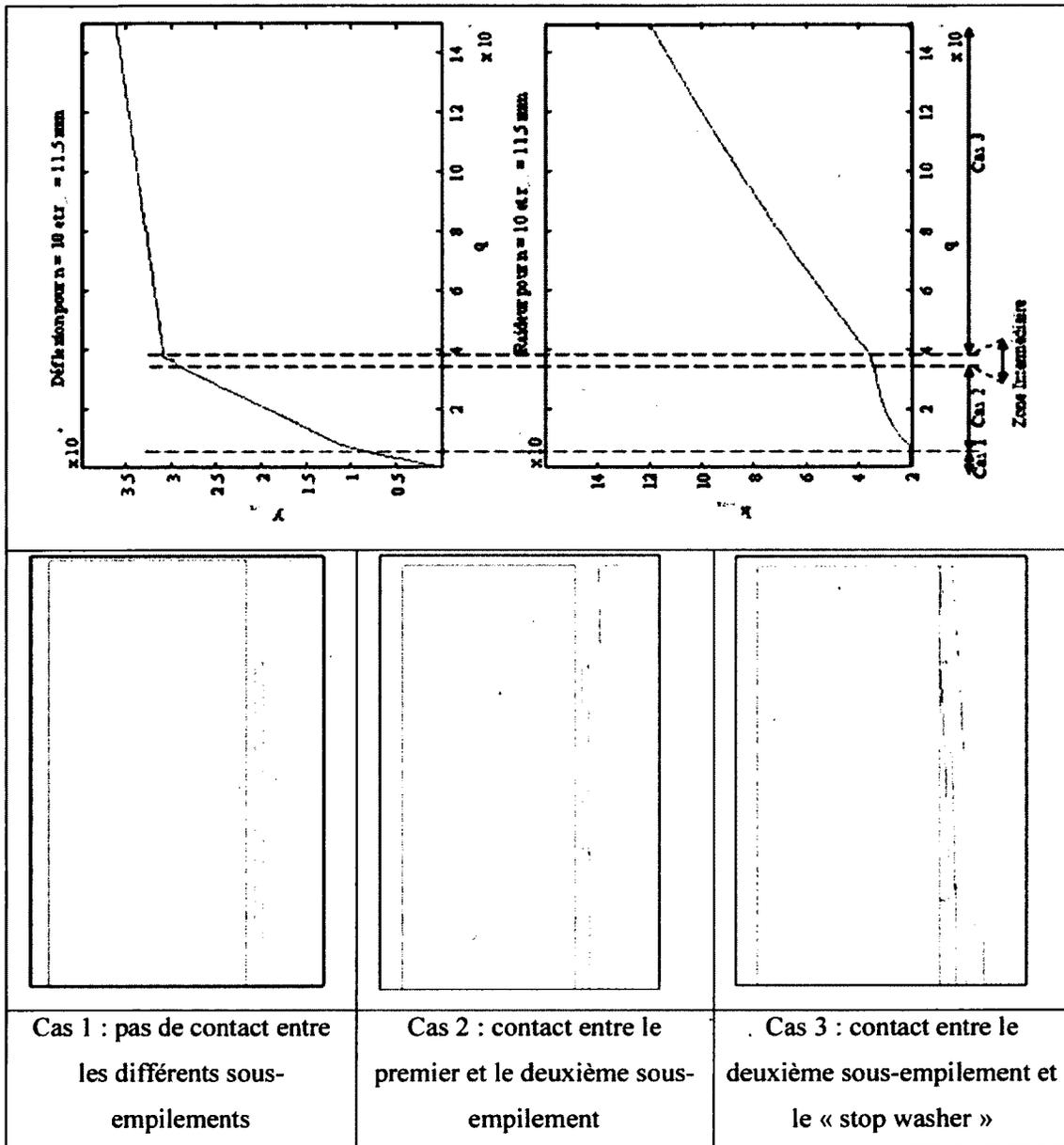


Figure 3.19 Raideur k du calibre GSX en compression en fonction de la pression d'huile q , du rayon opérationnel où cette pression s'applique r_{op} , et du pas de discrétisation n choisi par l'utilisateur

On pourra observer que la courbe de déflexion des cales est plutôt convergente, et que celle de la raideur, au contraire, est plutôt divergente. En effet, pour le calibre en compression, le « stop washer » est la cale de plus grand diamètre. Vue son épaisseur, elle ne fléchira pas et elle va donc limiter la déflexion du reste des cales. Comme la raideur est égale au rapport de la force par la déflexion de la cale, il est normal que sa valeur diverge si la pression sous la cale continue à augmenter. Cette conclusion n'est plus valable pour le calibre en détente où le « stop washer » est aussi petit que les « spacers ».

Tableau 3-3 Déflexion et raideur du calibre en compression de l'amortisseur GSX pour $r_{op} = 11.5 \text{ mm}$ ($r_{op \text{ moyen}}$) et pour $n = 10$



3.3 Intégration et ajustement du modèle de déflexion de cales

Les empilements de cales sont les principaux acteurs dans l'obtention d'une force d'amortissement sur un amortisseur monotube sans réservoir. Ainsi, caractériser un amortisseur pour chaque phase de fonctionnement revient à caractériser ces empilements de cales en compression et en détente. Comme le modèle de déflexion de cales exposé ci-dessus ne prend pas en compte tous les phénomènes physiques qui se déroulent au sein de la valve du piston principal, des coefficients correcteurs pour la pression C_q et pour la raideur C_k ont été prévus pour corriger ces imprécisions.

Pour comparer les valeurs expérimentales aux résultats obtenus avec le modèle d'amortisseur, une nouvelle équation a permis d'intégrer, dans le modèle de Talbott, le modèle de déflexion de cales avec des coefficients correcteurs. Pour cela, nous avons recueilli la valeur de la différence de pression donnée par le modèle de Talbott. C'est une entrée pour le modèle de déflexion de cales qui renvoie alors à une valeur de raideur de la cale équivalente qui sera injectée dans le modèle de Talbott, comme le montre la Figure 3.20.

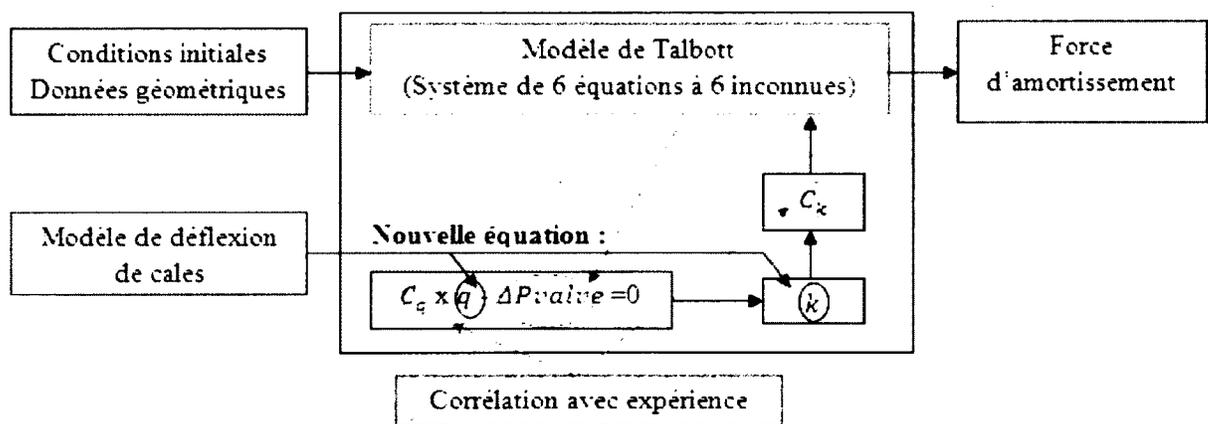


Figure 3.20 Implantation du modèle de déflexion de cales avec le modèle d'amortisseur de Talbott

Pour chaque fréquence d'excitation, des coefficients correcteurs permettant de bien corréler les valeurs expérimentales au modèle d'amortisseur ont été déterminés pour le calibre en compression et en détente de l'amortisseur GSX. Pour ces empilements, le modèle de déflexion de cales a été ajusté, tel qu'illustré à la Figure 3.21.

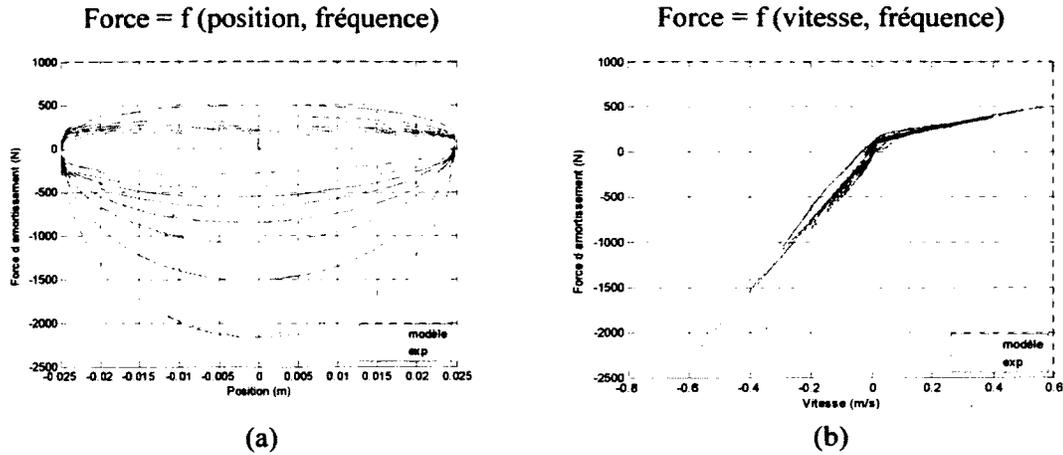


Figure 3.21 Corrélation entre les données expérimentales et le modèle pour plusieurs fréquences.

Si on fixe la valeur des coefficients correcteurs, on est capable d'obtenir moins de 10 % d'erreur par rapport à la courbe expérimentale (Figure 3.22).

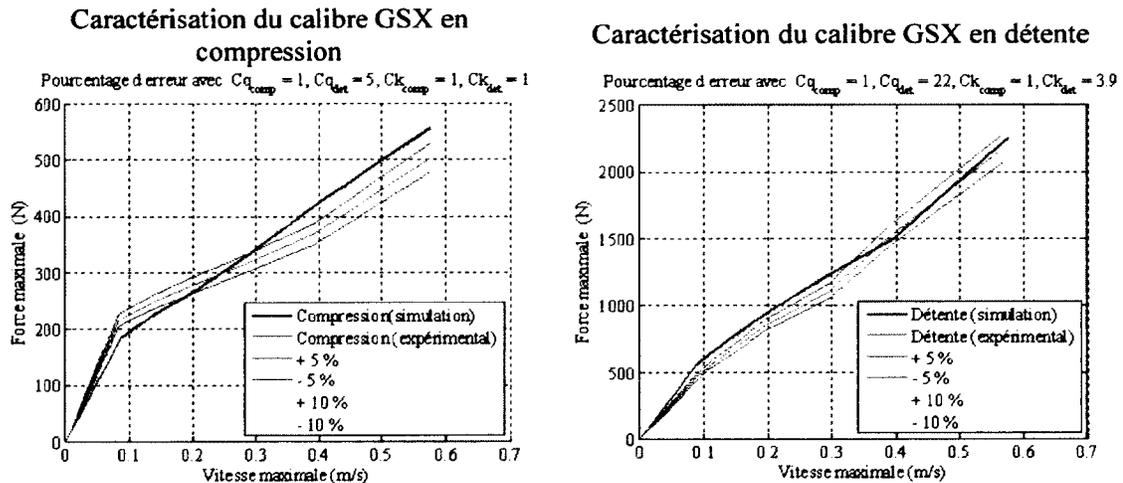


Figure 3.22 Pourcentage d'erreur sur la courbe « force maximale en fonction de la vitesse maximale » entre le modèle et la courbe expérimentale

Il serait alors intéressant d'avoir les données de tout un éventail de calibres de manière à mieux comprendre la dépendance en fréquence, entre autres paramètres, de ces coefficients correcteurs.

Les connaissances acquises dans cette phase de modélisation vont servir à simuler le comportement du prototype d'amortisseur qui doit répondre au cahier des charges.

CHAPITRE 4 SIMULATION D'UN PROTOTYPE D'AMORTISSEUR

Ce chapitre exposera deux architectures de prototypes envisagées pour atteindre l'objectif principal, puis se présentera les équations nécessaires à la simulation de l'architecture choisie.

4.1 Architecture d'amortisseur ajustable offrant une plage d'amortissement en compression et en détente

L'obtention d'une plage d'amortissement en compression pour les amortisseurs MX Z X et MX Z X-RS est possible grâce à l'ajustement des caractéristiques de la valve située dans le réservoir de compression. Pour avoir une plage d'amortissement en détente, un réservoir « de détente » muni d'une valve ajustable sera implanté dans un prototype d'amortisseur. De cette manière, trois valves seront à l'origine de la force d'amortissement: la valve placée au niveau du piston principal et les deux valves placées dans chacun des deux réservoirs.

Comme les suspensions R-motion sont munies de ressorts de torsion, l'espace qui est normalement occupé par un ressort hélicoïdal dans une suspension normale sera utilisé, dans notre proposition, pour placer le réservoir de détente. Ce choix pragmatique facilitera le changement des composantes internes des valves car celles-ci se situeront à l'extérieur de la chambre principale du prototype d'amortisseur (Cf. Phase expérimentale du Chapitre 5).

Les Figure 4.1 et Figure 4.2 présentent les deux types d'architecture qui ont été envisagés pour positionner les valves : l'architecture en parallèle et l'architecture en série. La première, permet de privilégier une valve par rapport à une autre : celle offrant la moindre résistance à l'écoulement du fluide. Les caractéristiques d'amortissement les plus souples sont généralement portées par les valves externes et la caractéristique la plus ferme sera logée dans la valve interne. (Avec notre cahier des charges, cela revient à mettre le calibre MXZ X-RS au niveau du piston principal).

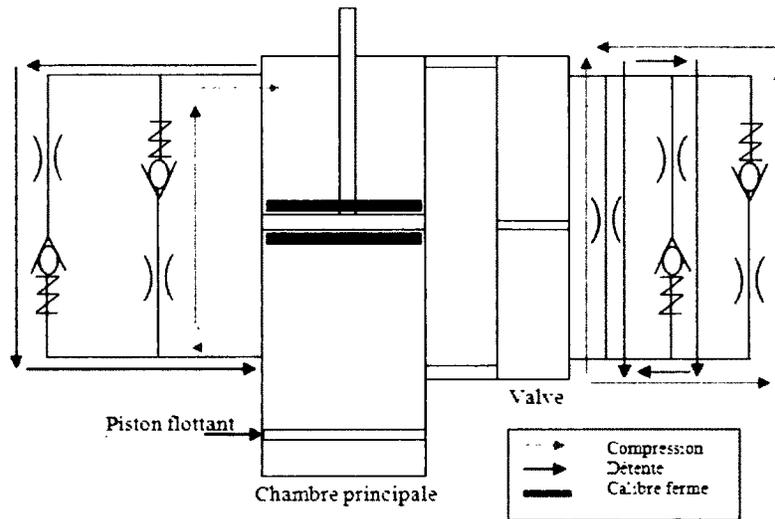


Figure 4.1 Schéma hydraulique de l'architecture en parallèle

La deuxième architecture permet d'ajouter les caractéristiques des valves. Les valves externes rajoutent ainsi une résistance supplémentaire au flux d'huile circulant à travers la valve interne de l'amortisseur. Dans ce cas de figure, la configuration la plus souple sera placée au niveau du piston principal; ce qui permettra d'atteindre les caractéristiques d'amortissement les plus raides en ajustant les valves externes (Figure 4.2).

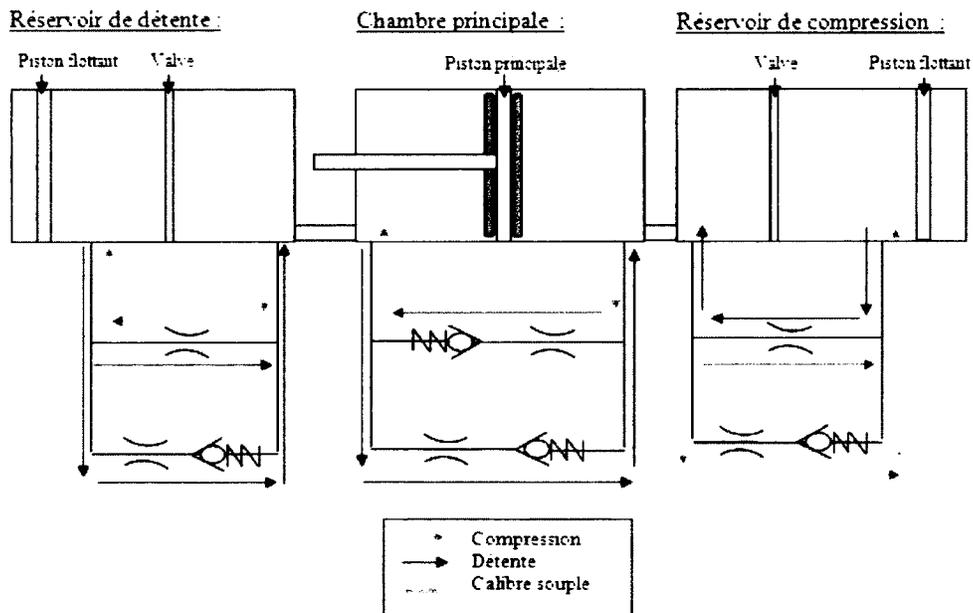


Figure 4.2 Schéma hydraulique de l'architecture en série

Les amortisseurs avec réservoir que nous avons reçus possèdent une valve de compression disposée en série avec les empilements de cales. Récupérer l'un de ces réservoirs muni de sa valve puis connecter celle-ci à la chambre de détente (architecture en série) sera beaucoup plus simple que concevoir un nouveau réservoir contenant obligatoirement deux valves à connecter aux deux chambres hydrauliques de l'amortisseur (architecture en parallèle). Ainsi, l'architecture en série, déjà utilisée pour la valve de compression, sera prolongée pour la valve de détente.

4.2 Simulation d'un prototype d'amortisseur dont les valves sont disposées en série

Cette section permettra de rajouter des équations au modèle de Talbot pour simuler le comportement des différents prototypes.

La simulation d'un amortisseur muni de deux réservoirs privés de valves, puis celle d'un amortisseur muni de deux réservoirs dont l'un contient une valve de compression, permettra d'aboutir à la simulation du prototype final: celle d'un amortisseur doté de deux réservoirs, chacun muni d'une valve. Celles-ci serviront à rigidifier les caractéristiques d'amortissement, soit en compression (réservoir et valve de compression situés du côté de la chambre de compression), soit en détente (réservoir et valve de détente situés du côté de la chambre de détente).

4.2.1 Amortisseur avec deux réservoirs

Ce premier modèle va permettre de simuler le comportement d'un prototype muni de deux réservoirs privés de leurs valves d'amortissement.

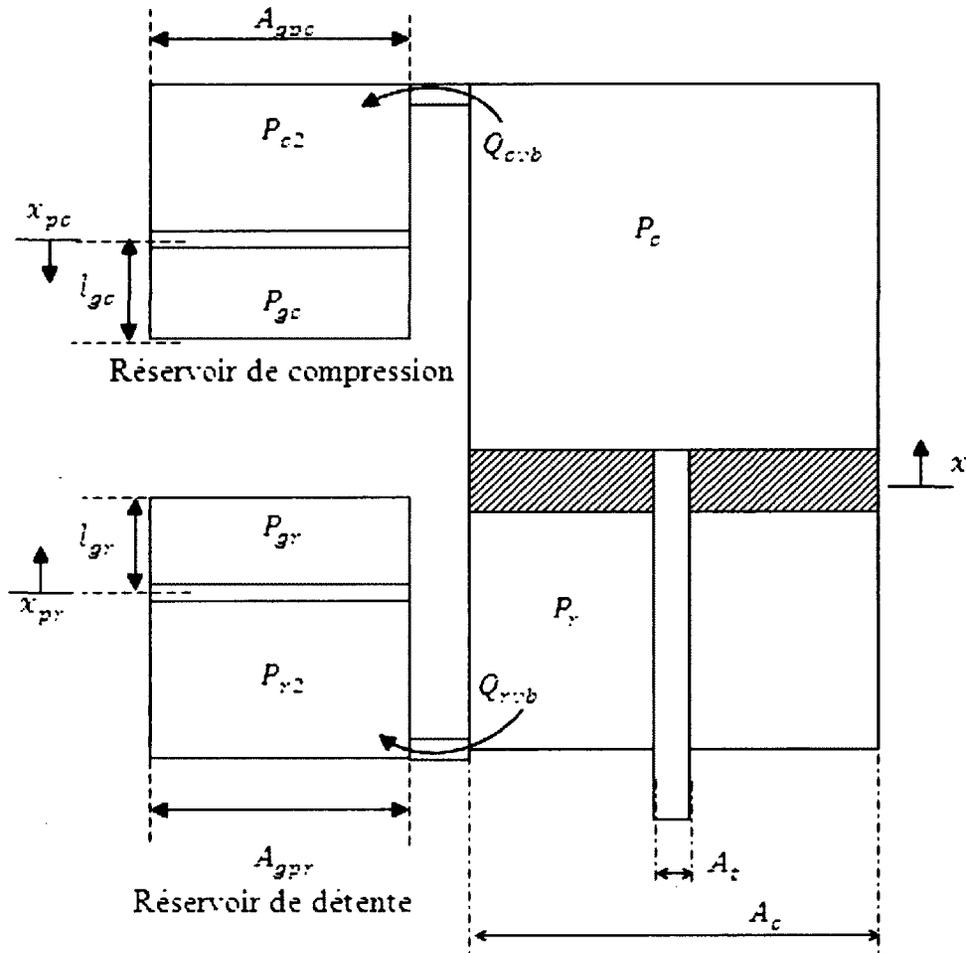


Figure 4.3 Schéma et convention des paramètres utilisés pour un amortisseur muni de deux réservoirs

La convention adoptée à la Figure 4.3 considère que les deux pistons flottants compensent le volume de matière provenant de la tige. L'équation 3.11 du chapitre 3 s'écrit alors:

$$A_t \cdot x = A_{gpc} \cdot x_{pc} + A_{gpr} \cdot x_{pr} \quad (4.1)$$

Lorsque les valves ne sont pas présentes, l'orifice qui relie la chambre principale à chaque réservoir a une taille importante. On peut considérer, à juste titre, que $P_r = P_{r2}$ et que $P_c = P_{c2}$. La deuxième loi de Newton appliquée à chaque piston flottant permet d'exprimer ces pressions en fonction des pressions du gaz, des données géométriques des réservoirs et de la position des pistons flottants correspondants:

Réservoir de compression :

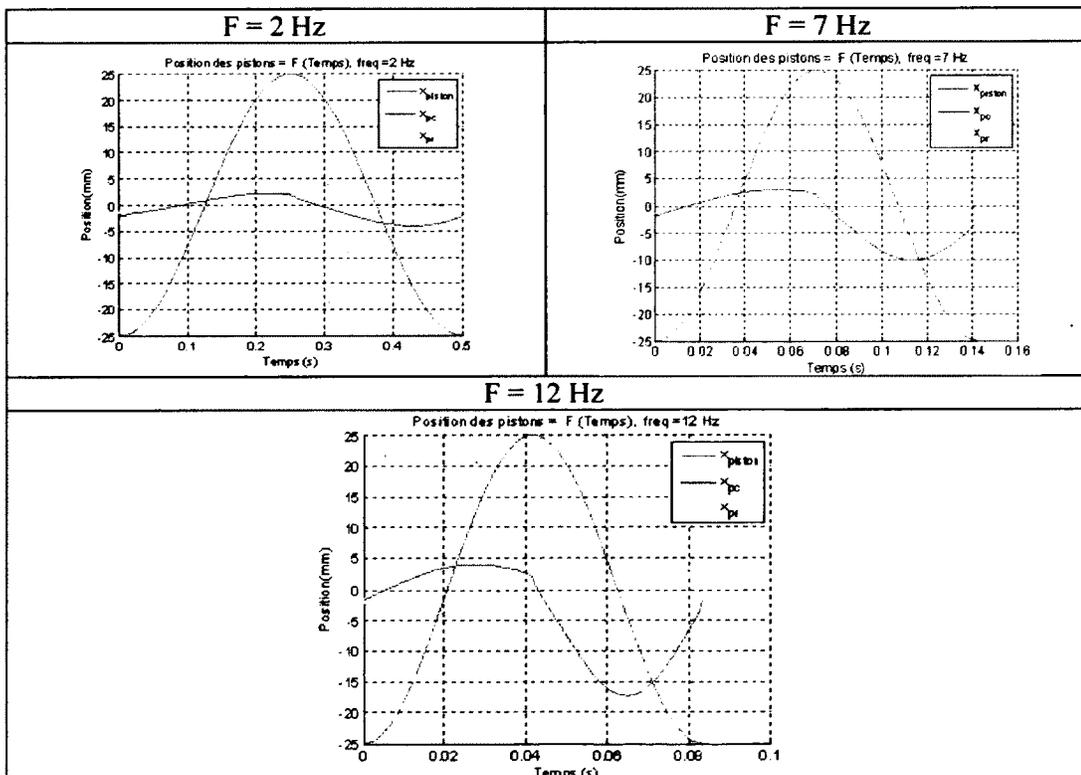
$$P_{c2} = \frac{P_{gci}(l_{gc} \cdot A_{gcp})}{(l_{gc} - x_{pc})A_{gcp}} \quad (4.2)$$

Réservoir de détente :

$$P_{r2} = \frac{P_{gri}(l_{gr} \cdot A_{grp})}{(l_{gr} - x_{pr})A_{grp}} \quad (4.3)$$

Ces trois nouvelles équations ont ainsi été rajoutées au modèle de Talbott, et ont été résolues avec la méthode itérative de Newton. Des valeurs fictives de raideur équivalente ont été utilisées pour accélérer le temps de calcul et pour simplifier les simulations. Les courbes caractéristiques habituelles ne vont pas être présentées ci-dessous car elles n'ont pas d'utilité à cause de cette valeur fictive. Le but essentiel de cette simulation est de visualiser le déplacement des pistons entre eux et, ainsi, de formuler des hypothèses pour simuler le comportement du prototype final.

Tableau 4-1 Prototype avec deux réservoirs sans valve. Évolution des positions des pistons flottants par rapport à la position du piston principal pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz.



Les courbes de position des pistons flottants et du piston principal ont été tracées dans le Tableau 4-1 pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz. Ces courbes montrent que les pistons ne sont pas en phase. Pour de petites fréquences, il existe un retard entre les positions des pistons flottants qui tend vers une opposition de phase lorsque la fréquence augmente. L'augmentation de fréquence se traduit aussi par une augmentation des courses des pistons flottants.

4.2.2 Amortisseur avec deux réservoirs et une valve de compression

Une valve de compression est rajoutée dans le réservoir de compression du prototype précédent. Pour simplifier son comportement, on considérera que cette valve est un orifice de diamètre ajustable, d'aire A_{cvb} . Les pressions s'exerçant dans la chambre de compression P_c et celle du réservoir de compression P_{c2} peuvent être reliées au débit circulant dans la valve grâce à l'équation de Bernoulli :

$$Q_{cvb} = A_{cvb} \cdot C_{dcvb} \cdot \sqrt{\frac{2(P_c - P_{c2})}{\rho}} \quad (4.4)$$

L'expression du débit peut aussi s'exprimer à l'aide de la vitesse de déplacement du piston flottant :

$$Q_{cvb} = |\dot{x}_{pc}| \cdot A_{gcp} \quad (4.5)$$

Ce modèle rajoute trois nouvelles inconnues: Q_{cvb} , P_c et \dot{x}_{pc} et deux nouvelles équations. On a donc un système de 11 équations à 12 inconnues.

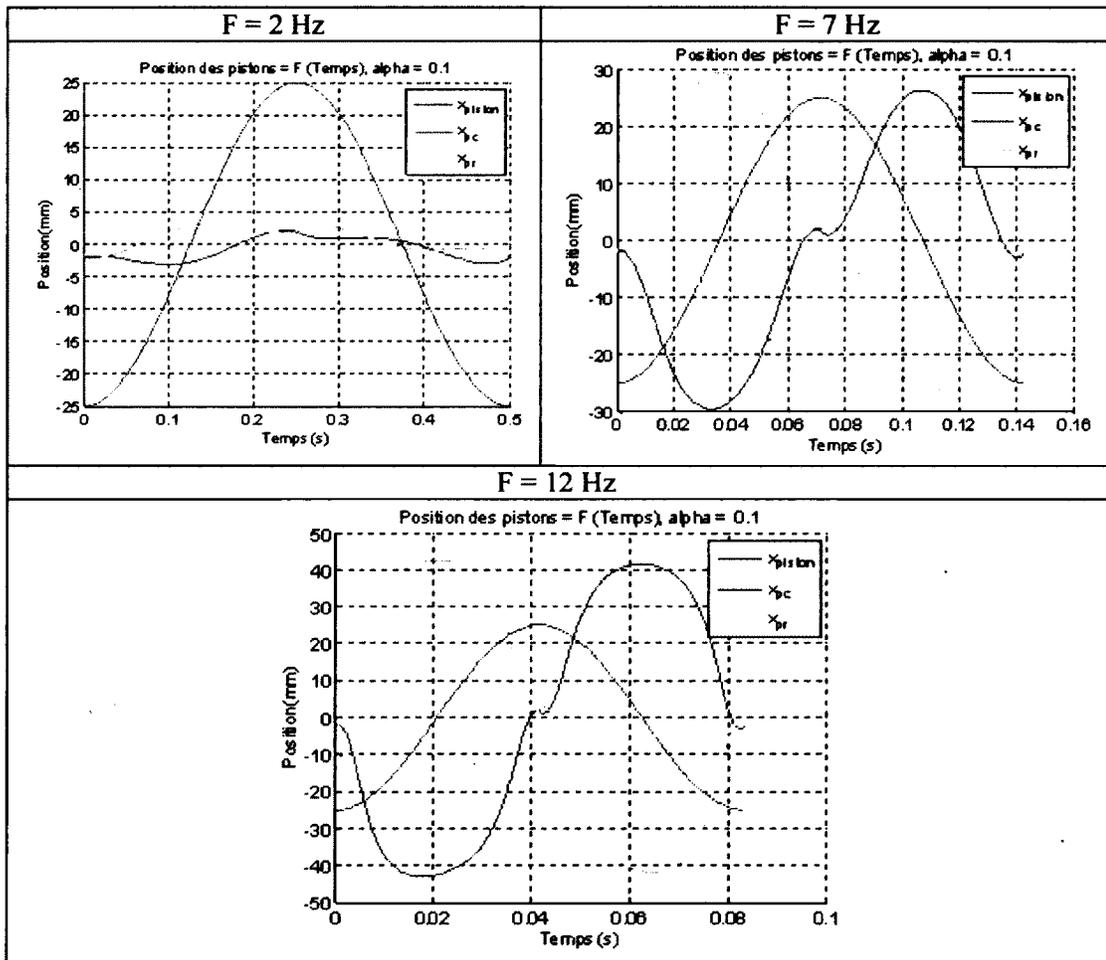
$$v_{pc} = \frac{dx_{pc}}{dt} \quad (4.6)$$

La relation logique manquante est l'équation temporelle qui relie la vitesse du piston flottant à sa position (équation 4.6). Cependant, l'implémentation de cette équation dans le système d'équations résolu à l'aide de la méthode itérative de Newton n'a pas aboutit. À défaut, une hypothèse de proportionnalité entre les vitesses du piston principal et celle du piston flottant a été explorée pour pouvoir résoudre le système dans Matlab et ainsi avoir une idée de l'allure des courbes de déplacement des pistons flottants.

La vitesse de déplacement du piston flottant a été considérée proportionnelle à celle du piston principal, à l'aide du paramètre α :

$$v_{pc} = \alpha v_{piston} \quad (4.7)$$

Tableau 4-2 Prototype avec deux réservoirs et une valve de compression. Évolution des positions des pistons flottants par rapport à la position du piston principal pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz et pour un paramètre de proportionnalité α de 0.1.



Les courbes obtenues lors de cette simulation sont différentes de celles exposées antérieurement (Tableau 4-2). L'introduction d'une résistance supplémentaire à l'écoulement du fluide donne naissance à des pressions, à des courses de pistons flottants ainsi qu'à une force d'amortissement plus importantes; notamment, lorsque la fréquence augmente. Mais

aussi, un nouvel état d'équilibre se crée entre les pistons flottants qui sont toujours en opposition de phase.

Pour une fréquence de 7 Hz, les courses des pistons flottants sont déjà plus importantes que celle du piston principal. Cela est impossible dans la réalité car la course du piston flottant est limitée par la hauteur du réservoir. Cette limite physique n'est pas prise en compte dans le modèle.

4.2.3 Amortisseur avec deux réservoirs, une valve de compression et une valve de détente

Cette dernière simulation concernera le comportement du prototype visé. Une valve en détente constituée d'un orifice de diamètre ajustable a été introduite dans le réservoir de détente. Le débit issu de cette valve peut s'exprimer à l'aide des deux relations suivantes :

$$Q_{rvb} = A_{rvb} \cdot C_{drvb} \cdot \sqrt{\frac{2(P_r - P_{r2})}{\rho}} \quad (4.8)$$

$$Q_{rvb} = |\dot{x}_{pr}| \cdot A_{grp} \quad (4.9)$$

Ce modèle possède deux nouvelles équations et trois nouvelles inconnues : P_r , Q_{rvb} et \dot{x}_{pr} .

On a donc un système de 13 équations à 15 inconnues.

Comme précédemment, l'équation temporelle reliant la vitesse du piston flottant en détente à sa position (équation 4.10) n'a pas pu être implémentée dans Matlab.

$$v_{pr} = \frac{dx_{pr}}{dt} \quad (4.10)$$

Le coefficient β a été utilisé pour exprimer la vitesse du piston flottant de détente en fonction de la vitesse du piston principal :

$$v_{pr} = \beta v_{piston} \quad (4.11)$$

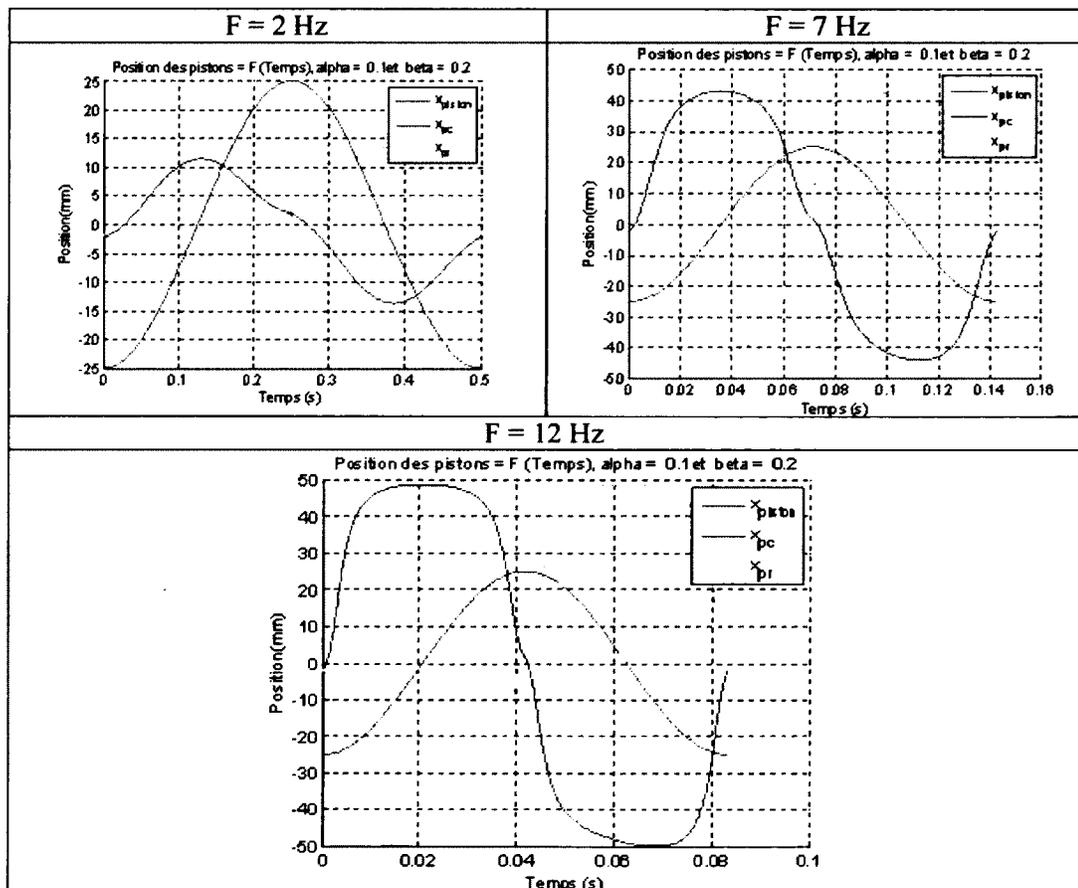
Si $\alpha = \beta$, on retrouve le même profil de courbe de position que celui du modèle avec deux réservoirs sans valve. Cela s'explique car la simulation a été faite avec le même diamètre d'orifice pour les deux valves et avec le même coefficient de proportionnalité. L'état de

charge du système a donc été augmenté de la même manière pour les deux réservoirs: aucun d'eux n'est privilégié.

Par contre, les pressions, les débattements des pistons flottants et la force d'amortissement sont encore plus importants qu'auparavant car, en introduisant une valve supplémentaire, la résistance globale à l'écoulement du fluide a bien grandi.

Si $\alpha \neq \beta$, la position relative des courbes de position des pistons flottants va dépendre de la valeur des coefficients de proportionnalité. Si $\alpha > \beta$, la position relative des pistons flottants est la même que précédemment. Dans le cas contraire, les courbes de position des pistons flottants sont inversées (Tableau 4-3).

Tableau 4-3 Prototype avec deux réservoirs et deux valves. Évolution des positions des pistons flottants par rapport à la position du piston principal pour des fréquences d'excitation de 2, 7 et 12 Hz et pour des paramètres de proportionnalité $\alpha = 0.1$ et $\beta = 0.2$



L'utilisation de l'équation (4.12), obtenue en dérivant l'équation (4.1), pourrait conduire à la résolution d'un système de 14 équations à 15 inconnues. Mais une hypothèse devra quand même être formulée pour avoir une dernière relation entre les inconnues et ainsi pouvoir résoudre le système d'équation.

$$A_t \cdot \dot{x} = A_{gpc} \cdot \dot{x}_{pc} + A_{grp} \cdot \dot{x}_{pr} \quad (4.12)$$

Un récapitulatif des différents systèmes simulés est présenté à la Figure 4.4.

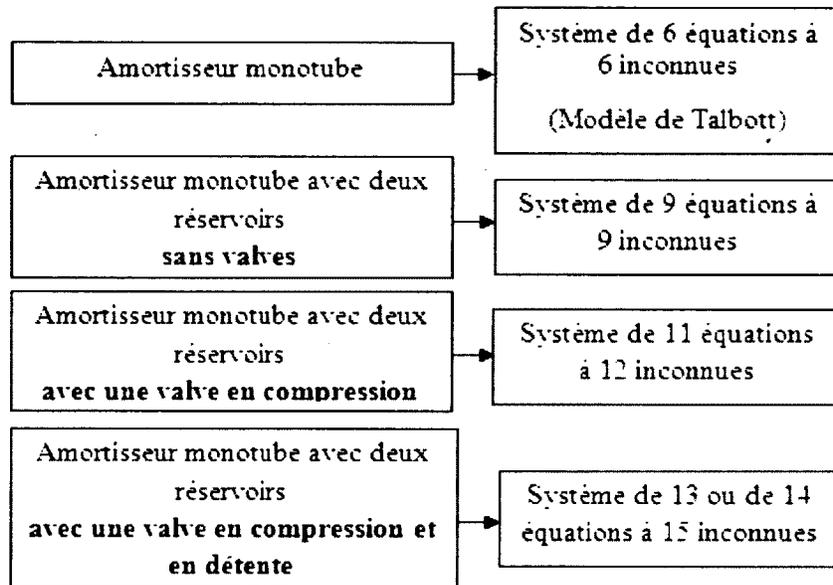


Figure 4.4 Récapitulatifs des simulations des prototypes

L'ensemble des équations nécessaires pour décrire le comportement des prototypes a été exposé ci-dessus. Des hypothèses simplificatrices, postulant une proportionnalité entre la vitesse des pistons flottants par rapport à celle du piston principal, ont permis de remplacer les équations contenant des dérivées (4.6 et 4.10) et ainsi de continuer à résoudre le système d'équations à l'aide de la méthode de résolution de Newton. Une autre méthode de résolution pourra être envisagée dans des travaux futurs pour intégrer les équations temporelles et avoir des simulations correspondant à la réalité.

Faute de temps, cette phase théorique a été abandonnée pour entreprendre une phase expérimentale. Cette phase va nous permettre, d'abord, de vérifier que le concept d'architecture en série fournit bien une plage d'amortissement en détente; ensuite, de tester les prototypes simulés ci-dessus pour mieux comprendre la dépendance qui se crée entre les pistons flottants.

Pour changer les caractéristiques des valves, des pièces ont été achetées et d'autres ont été modifiées. De cette manière, cette phase expérimentale va aussi nous permettre de déterminer la meilleure combinaison de composantes de valve de compression et de détente possible pour répondre au mieux au cahier des charges.

CHAPITRE 5 CARACTÉRISATION DU PROTOTYPE D'AMORTISSEUR ET DE SES VALVES

Ce dernier chapitre aborde une phase expérimentale où plusieurs prototypes d'amortisseurs et différentes configurations de valves vont être testés. L'analyse des résultats puis la compréhension des phénomènes internes vont permettre d'obtenir une plage d'amortissement aussi bien en détente qu'en compression.

5.1 Matériel et moyens utilisés

Plusieurs éléments sont nécessaires pour caractériser un amortisseur en laboratoire. Au CTA, les amortisseurs et les prototypes d'amortisseurs ont été installés sur la machine d'essais servo-hydraulique (Dynoshock) qui a été asservie en position grâce au logiciel « Station manager » (Figure 5.1.a). La machine d'essais a été commandée par le logiciel « Damper test » qui a permis de créer l'ensemble des signaux sinusoïdaux et des signaux « dual-sine ». La carte d'acquisition fournie avec le Dynoshock a permis de récupérer les données en force et en position issues, respectivement, de la cellule de charge et du capteur de position de ce dernier. Ces mesures ont été filtrées puis analysées à l'aide de macros programmées sur Excel auxquels nous ferons référence sous le nom de « Damper Analysis ».

Des nouveaux éléments ont été rajoutés à cet environnement de travail pour tester les prototypes. Pour suivre l'évolution des pressions dans les différentes chambres de l'amortisseur, des capteurs de pression dynamiques, de marque PCB Piezotronics, ont été insérés. Ceux des chambres à gaz (modèle 113B26) ont pu être récupérés au laboratoire alors que les capteurs de pression des chambres hydrauliques (modèle 113B22) ont dû être achetés pour obtenir une plage de mesure plus importante que celle permise par le modèle précédent (Figure 5.1.b).

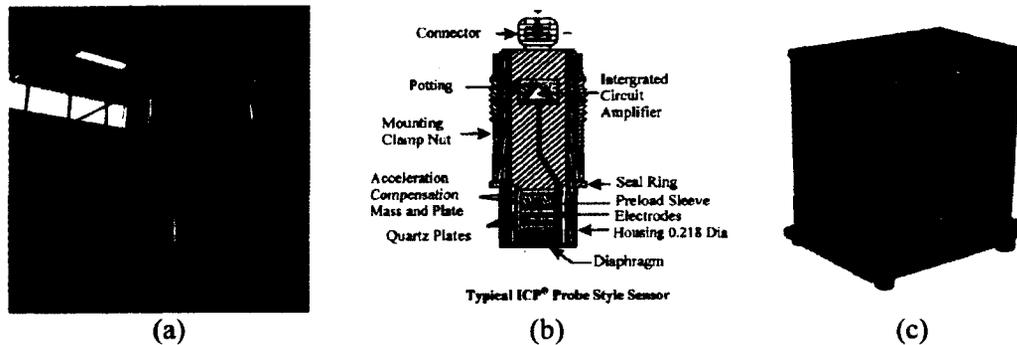


Figure 5.1 (a) Dynoshock. (b) Capteur de Pression. (c) Système d'acquisition de données SoMAT e DAQ

Un nouveau système d'acquisition, le système SoMAT e-DAQ, (Figure 5.1.c), a dû être greffé pour récupérer les données des capteurs de pression, mais aussi pour récupérer les données de force et de position du Dynoshock.

Le logiciel SoMat TCE a permis de réaliser sur un ordinateur, les opérations suivantes : calibrer les capteurs, configurer ce système d'acquisition puis, finalement importer les données mesurées. Celles-ci ont été enregistrées avec le logiciel Ease en format « .mat » de manière à pouvoir traiter le signal puis analyser les données traitées grâce au logiciel Matlab. Cet environnement a été schématisé à la Figure 5.2. Les éléments rajoutés à l'environnement original ont été encadrés en rouge.

Contrairement au système SoMAT qui échantillonne ses données par seconde, la carte d'acquisition, fournie avec le Dynoshock, permet de prélever une quantité d'échantillons constante quelque soit la durée du cycle. Dans ce cas, elle a été fixée à 200. Pour comparer les résultats provenant des deux systèmes d'acquisition, le nombre d'échantillons prélevés par seconde va être imposé par le cas de figure le plus limitant : celui de la fréquence maximale d'excitation. Pour avoir un peu plus de 200 mesures par cycle pour une fréquence de 12 KHz, on va prélever 2500 échantillons par seconde avec le système d'acquisition SoMAT.

Les fichiers « .mat » récupérés sont bruités. Des filtres passe-bas Butterworth d'ordre deux, spécifiques à chaque fréquence testée, ont permis d'enlever les hautes fréquences issues des bruits enregistrés durant les essais. Par la suite, un programme a été développé pour séparer les données prélevées pendant trois cycles de fonctionnement; cycles effectués pour chaque fréquence testée.

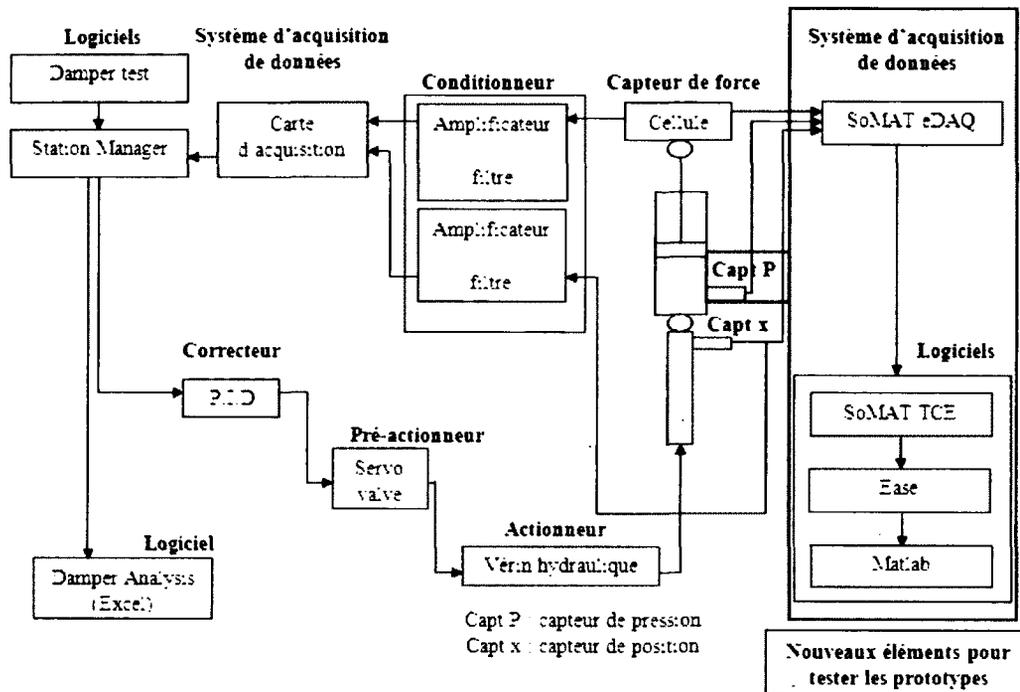


Figure 5.2 Schéma fonctionnel du système asservi et du système de traitement de données

Seules les données issues du deuxième cycle vont être analysées car elles sont moins contraintes aux erreurs provenant de la mise en route (premier cycle) ou provenant de l'arrêt du Dynoshock (troisième cycle), (Figure 5.3).

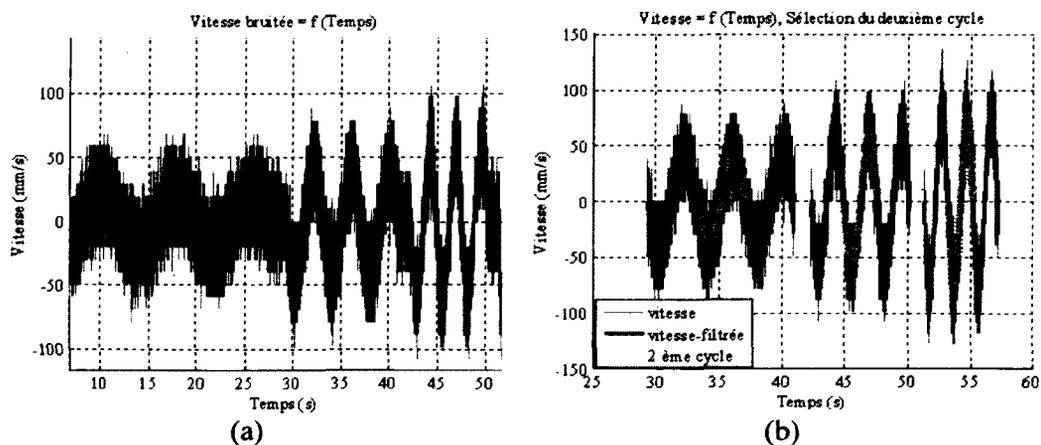


Figure 5.3 Pour les trois premières fréquences d'excitation : (a) données avec bruits. (b) données filtrées, séparées en fonction de la fréquence puis sélection du deuxième cycle

5.2 Caractérisation des composantes principales de la valve d'un amortisseur

Composantes d'une valve externe

La valve externe possède un corps principal qui se visse à l'intérieur du réservoir. Ce corps héberge plusieurs composantes internes qui sont illustrées à Figure 5.4. Deux d'entre elles, le ressort et une pièce centrale, sont les principales composantes à l'origine des modifications des caractéristiques d'amortissement. Les autres pièces assurent le bon fonctionnement des composantes principales.

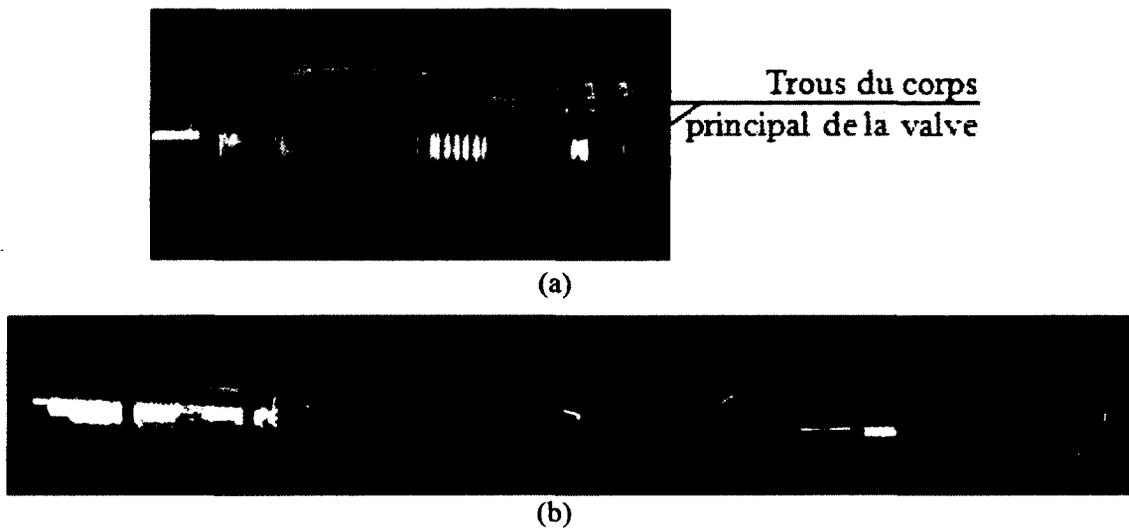


Figure 5.4 (a)Valve externe. (b)Vue éclatée de la valve externe

La Figure 5.5 montre la pièce qu'on nommera par la suite « pièce centrale », avec son orifice central et six orifices périphériques. Ceux-ci sont bouchés par deux cales métalliques, surmontées par un support ressort puis par un ressort. Le ressort sera comprimé à l'aide du « clicker » situé dans le corps principal. À « 0 click » le ressort ne subira aucune pré-charge alors qu'à « 23 clicks », il sera totalement comprimé.

Finalement, une rondelle à dents joue deux rôles essentiels: premièrement, rassembler toutes les composantes de la valve à l'intérieur du corps principal, deuxièmement, empêcher de visser trop loin le corps principal à l'intérieur du réservoir car le filet serait alors endommagé. Pendant la phase de compression et pour de basses vitesses de fonctionnement, le fluide va

traverser uniquement le trou central. Pour des vitesses de fonctionnement plus importantes, lorsque la différence de pression entre la chambre de compression et celle du réservoir est supérieure à l'action du ressort, la valve va « s'ouvrir » et le fluide va s'écouler aussi à travers les six trous périphériques. L'huile va continuer son cheminement à travers les quatre trous du corps principal de la valve externe pour atteindre, finalement, la chambre hydraulique du réservoir.

Trou périphérique

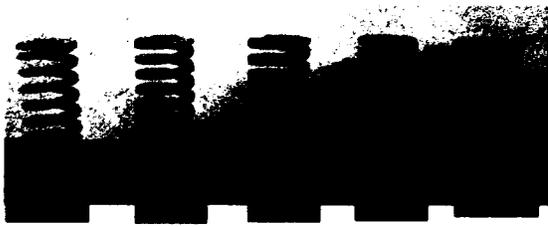
Trou central



Figure 5.5 Pièce centrale de la valve externe

Pendant la phase de détente, le trajet inverse sera effectué à travers le trou central uniquement. En effet, le sens de déplacement du fluide va aider le ressort à pousser les cales métalliques contre les trous périphériques. Cette voie d'écoulement sera donc bloquée. De cette manière, l'ouverture de la valve pour différentes pré-charges du ressort sera à l'origine d'une plage d'amortissement qui ne pourra être obtenue qu'en phase de compression.

Pendant que les prototypes étaient en phase de construction, des ressorts de raideurs différentes mais de caractéristiques géométriques semblables à celles du ressort original ont été achetés (Figure 5.6) et des pièces centrales ont été modifiées en bloquant une certaine quantité de trous périphériques. Ces pièces seront caractérisées à l'aide d'un amortisseur avec réservoir MX Z X.



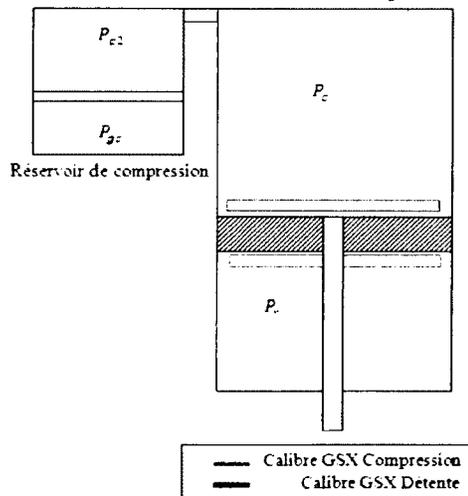
Nom	Raideur (N/mm)
Extra Light Duty (ELD)	9.81
Light Duty (LD)	17.7561
Medium Duty (MD)	30.7053
Heavy Duty (HD)	61.3125
Extra Heavy Duty (EHD)	110.36
Original (OR)	88.29

Figure 5.6 Nom et raideur des ressorts Anchor Lamina

5.3 Détermination de la meilleure configuration de composantes de valve en compression et en détente pour un des amortisseurs de référence

Pour caractériser les composantes principales d'une valve externe dans un réservoir de détente avec un amortisseur MX Z X ne possédant qu'un réservoir de compression, l'emplacement des calibres de compression et de détente sera permuté. De cette façon, le réservoir de compression sera « transformé » en réservoir de détente puisque le fluide subira l'action des cales de détente et celle de la valve externe pendant la phase de compression. La seule différence avec l'architecture présentée dans le quatrième chapitre, sera l'absence de tige dans cette nouvelle chambre de détente (Figure 5.7).

Caractérisation de la valve en compression



Caractérisation de la valve en détente

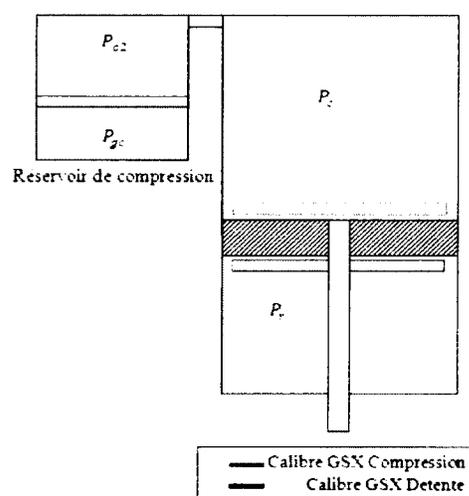


Figure 5.7 Position des empilements de cales pour caractériser la meilleure configuration de composantes principales pour le réservoir de compression et pour le réservoir de détente

Pour mieux situer leurs courbes caractéristiques par rapport à notre cahier des charges, les courbes limites seront toujours tracées en noir dans les figures suivantes.

5.3.1 Influence de la raideur du ressort

Les courbes d'amortissement obtenues pour 0 click de résistance sont toutes superposées : peu importe la raideur du ressort (Annexe B). En effet, dans ce cas de figure, les ressorts ne sont pas pré-chargés, ce qui permet au fluide de légèrement déplacer les cales métalliques et de s'écouler par tous les trous de la pièce centrale.

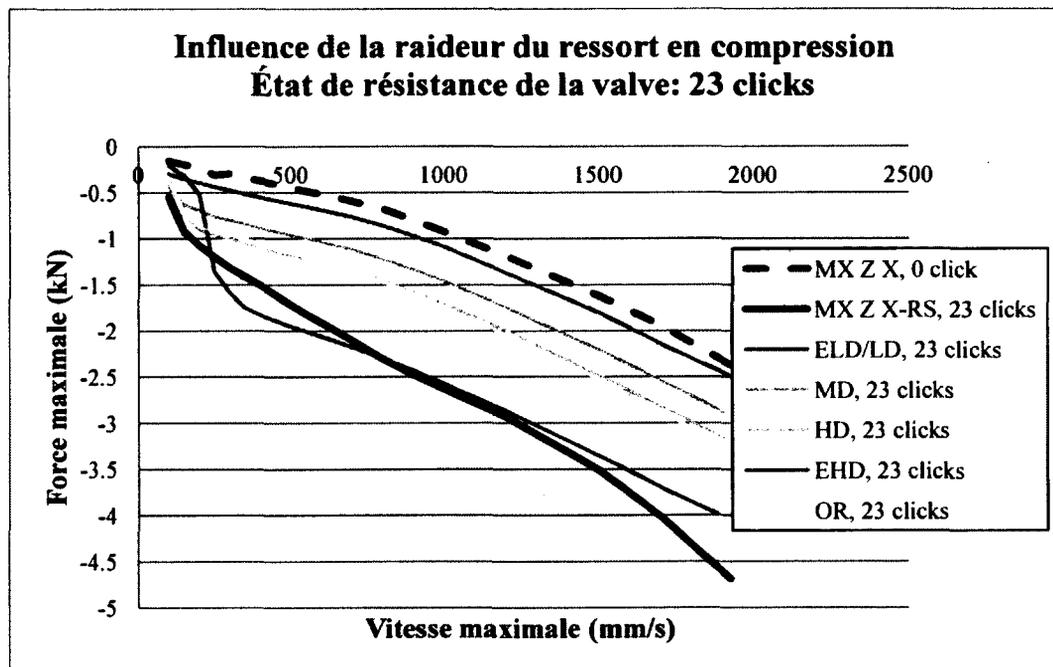


Figure 5.8 Influence de la raideur des ressorts dans le réservoir de compression pour un état de résistance de la valve de 23 clicks

Pour 23 clicks de résistance, les courbes d'amortissement précédentes sont traduites verticalement en fonction de la raideur du ressort. Plus la raideur est importante, plus la plage d'amortissement balayée l'est aussi. Bien que la raideur du ressort HD de Anchor Lamina soit inférieure à celle du ressort original (OR), la superposition de leur courbe d'amortissement peut s'expliquer car le ressort OR est plus court que son homologue, il est donc moins pré-chargé. Parmi tous les ressorts achetés, seul le ressort EHD permet de retrouver la courbe

limite haute du cahier des charges jusqu'à une vitesse maximale de 1 m/s. Au-delà, sa courbe caractéristique est légèrement inférieure à celle de la courbe limite. À basse vitesse, cette raideur importante provoque aussi une ouverture moins progressive et plus tardive de la valve (Figure 5.8).

Le ressort EHD est celui qui permet d'obtenir la plus grande plage d'amortissement possible en compression. On l'utilisera par la suite pour déterminer l'influence du nombre de trous périphériques de la pièce centrale.

5.3.2 Influence du nombre de trous périphériques

Réservoir de compression :

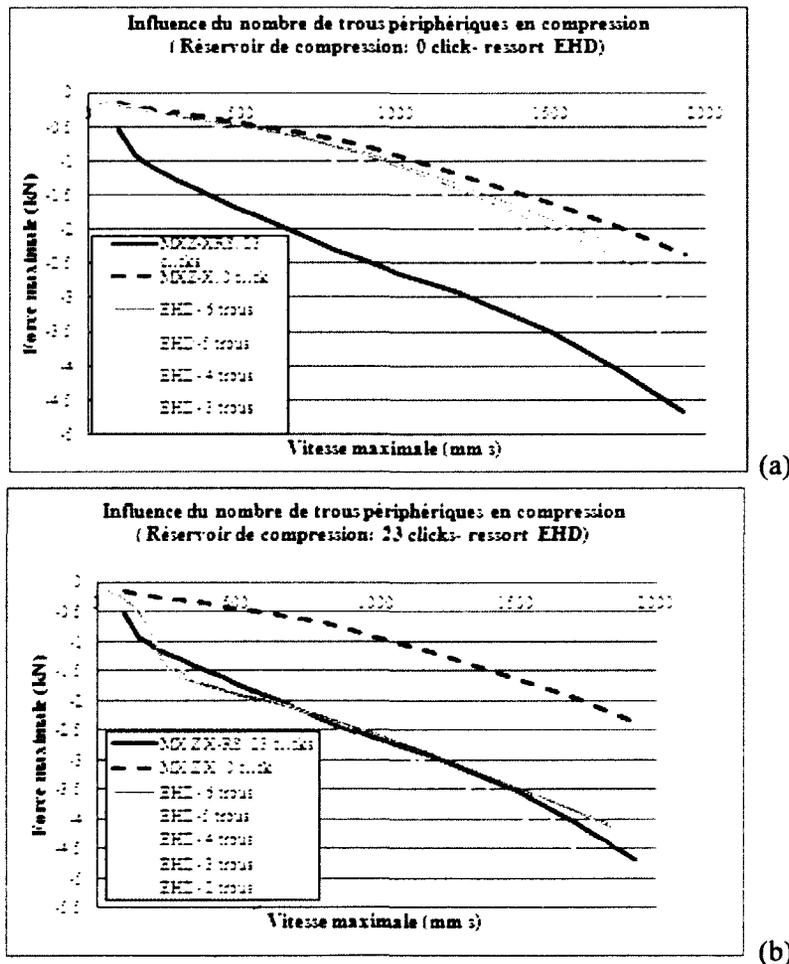


Figure 5.9 Influence du nombre de trous périphériques. Courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale dans le réservoir de compression, pour : (a) 0 click et (b) 23 clicks de résistance

Les légendes des figures suivantes affichent le nombre de trous périphériques non bloqués de la pièce centrale. Lors des essais, l'utilisation d'une pièce centrale, ayant un ou aucun trou périphérique, a permis d'atteindre les limites de sécurité en forces, fixées dans le logiciel Damper Manager. Les tests et ainsi l'acquisition de données ont été interrompus, c'est pourquoi ces courbes n'ont pas été tracées.

Plusieurs informations peuvent être extraites de la Figure 5.9. À haute vitesse, le profil des courbes d'amortissement est plutôt parabolique. Cela s'explique car, d'après l'équation de Bernoulli, la pression et donc la force d'amortissement sont liées de manière quadratique au débit du fluide. À basse vitesse, l'ouverture de la valve prend du retard lorsque le nombre de trous périphériques diminue car la surface sur laquelle agit la pression de fluide est moins importante (Annexe B).

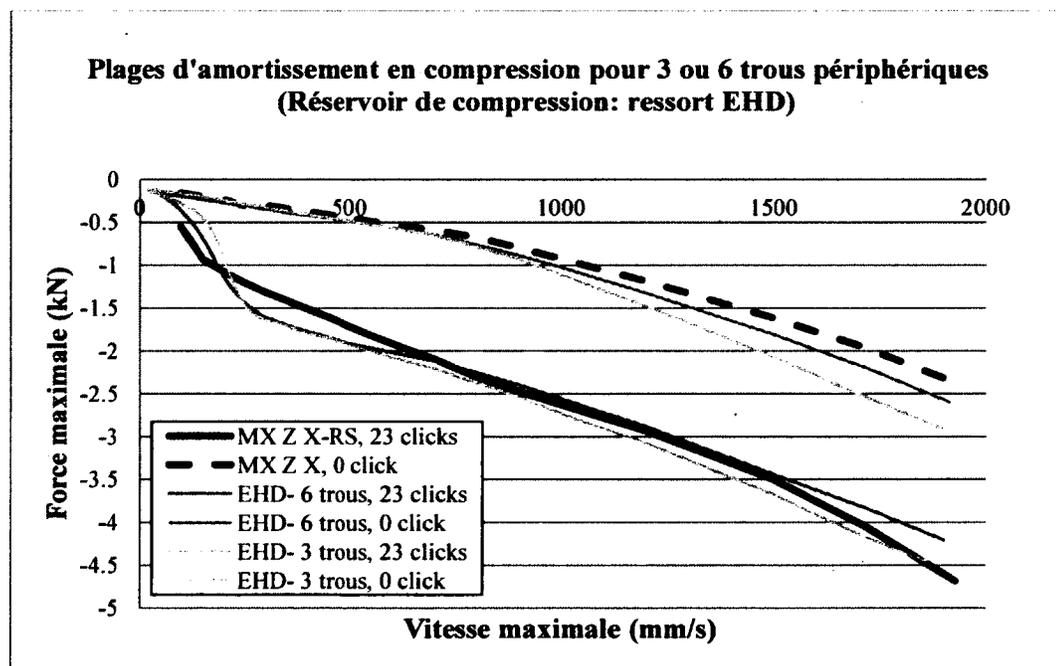


Figure 5.10 Force maximale en fonction de la vitesse maximale pour la valve de compression munie du ressort EHD et d'une pièce centrale ayant 3 ou 6 trous et pour 0 à 23 clicks de résistance

Ainsi, le nombre de trous périphériques joue un rôle sur deux zones de vitesse distinctes, mais les changements de caractéristiques les plus importants ont lieu à haute vitesse. Dans cette zone, les caractéristiques d'amortissement correspondant aux pièces centrales de six et trois

Dans cette étude, la pièce centrale sans trou périphérique a été la seule à atteindre les limites de sécurité en force. Sa courbe représentative n'a donc pas été tracée. Les autres pièces centrales ont été caractérisées avec les deux ressorts.

Le Tableau 5-1 récapitule les résultats obtenus. Pour 23 clicks de résistance, le ressort OR muni d'une pièce centrale à un trou permet de balayer la plage d'amortissement voulue. Malheureusement, bien que l'allure de la courbe «force maximale en fonction de la vitesse maximale » réponde au cahier des charges, deux bruits strident sont apparus lors de ce test. L'un était causé par l'accotement du piston flottant en bas du réservoir. L'autre provenait de la difficulté rencontrée par le fluide pour s'écouler à travers la petite surface permise par la pièce centrale. Ces bruits traduisent un mauvais fonctionnement des composantes d'un amortisseur, et créent de l'hystérésis.

Lorsque le nombre de trous périphériques est supérieur à trois, ce dysfonctionnement disparaît. Les courbes d'amortissement sont alors quasiment superposées et les plages d'amortissement balayées répondent au cahier des charges jusqu'à une vitesse de 0.6 m/s. (Tableau 5-1.b). Avec le ressort EHD muni d'une de ces trois pièces centrales, la plage d'amortissement désirée est obtenue à haute vitesse, et une plage d'amortissement beaucoup plus importante est balayée à basse vitesse. Cette solution est ainsi très favorable à notre cahier des charges.

Cette étude préliminaire montre que la meilleure combinaison de valves pour les deux réservoirs est celle contenant un ressort EHD juxtaposé d'une pièce centrale avec plus de trois trous périphériques non bloqués (Tableau 5-1.c). Les courbes d'amortissement pour différents niveaux de pré-charge du ressort ont été tracées à la Figure 5.11. Celles-ci, ne sont plus superposées à partir de quatre clicks de résistance, contrairement à celles obtenues avec un ressort OR pour lequel ce phénomène se repère à partir de huit à dix clicks. Cela s'explique à nouveau par la différence de longueur entre ces deux ressorts.

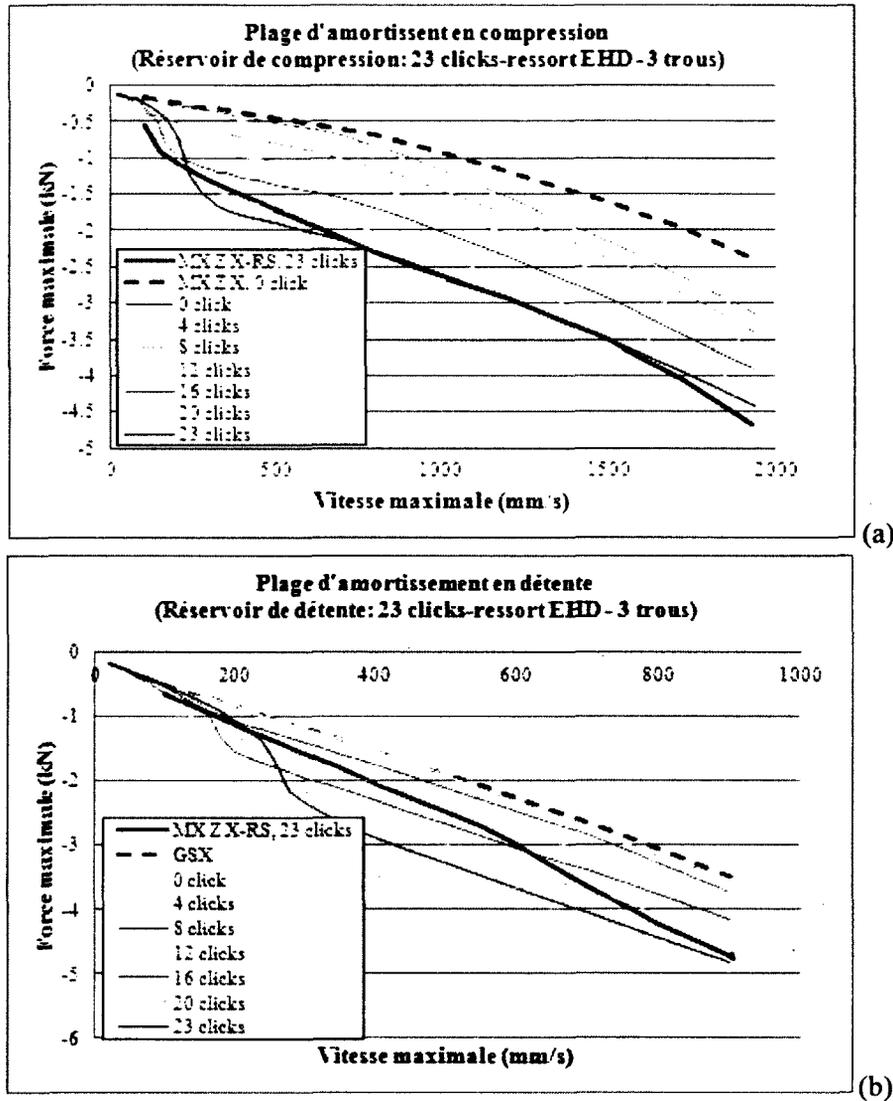


Figure 5.11 Discretisation de la plage d'amortissement envisageable : (a) en compression et (b) en détente

Pour les essais suivants, seules les pièces centrales contenant plus de trois trous périphériques seront utilisées.

5.4 Conception de prototypes d'amortisseurs monotubes

Les tests suivants ont été réalisés sur des prototypes d'amortisseurs. Le pluriel est utilisé car plusieurs modifications du prototype original ont dû être effectuées pendant la phase expérimentale. Elles seront présentées dans ce chapitre.

Le prototype original a été conçu à partir d'un amortisseur MX Z X qui a été modifié pour pouvoir héberger un autre réservoir (dit de détente) du même modèle d'amortisseur grâce à un adaptateur pour réservoir. Des trous ont ensuite été percés à différents endroits stratégiques pour pouvoir introduire des capteurs de pression (Figure 5.12).

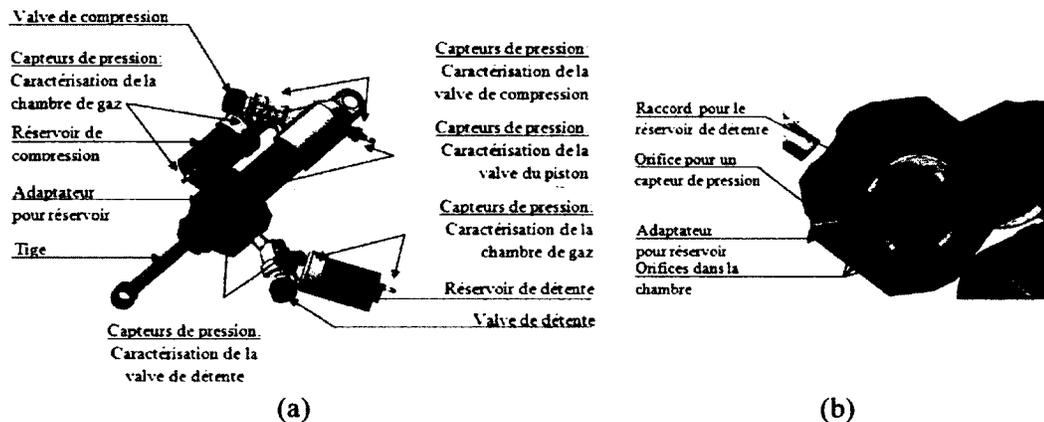
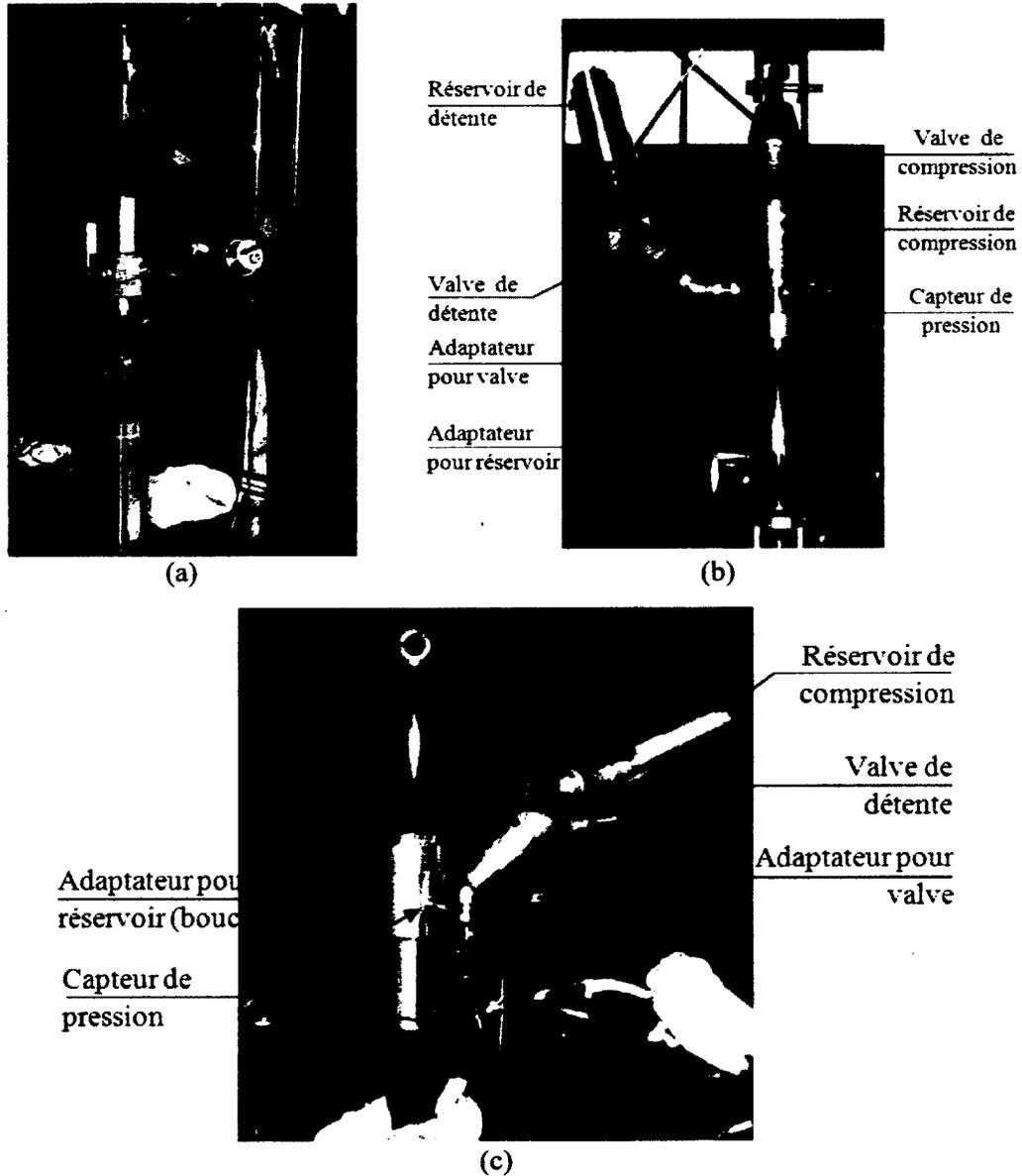


Figure 5.12 (a) Dessin technique du premier prototype. (b) Vue interne de l'adaptateur pour réservoir

Il n'a pas été facile de remplir ce prototype avec de l'huile sans laisser s'infiltrer des microbulles d'air. C'est la raison pour laquelle, un nouvel adaptateur pour réservoir, bien plus simple que celui qui avait été dessiné sur Catia, a été fabriqué. Celui-ci n'est en fait qu'un tube cylindrique d'aluminium qui permet de rajouter, au tube principal de l'amortisseur, assez de matière pour visser le réservoir de détente et pour insérer un capteur de pressions (Tableau 5-2.a). Les résultats des premiers tests réalisés avec ce prototype ont permis de comprendre que la valve placée dans le réservoir de détente se comportait comme une valve de compression puisque les trous périphériques ne s'ouvraient que pendant cette phase de fonctionnement. Un adaptateur pour valve a alors dû être créé pour pouvoir placer cette dernière en configuration « détente » dans le réservoir de détente. Les adaptateurs (pour le réservoir et pour la valve de détente) sont placés l'un après l'autre sur la photo du Tableau 5-2.b. Un dernier adaptateur pour valve a aussi été créé pour caractériser le comportement d'une valve de détente dans un réservoir de compression (Tableau 5-2.c).

Tableau 5-2 (a) Prototype original sur le dynoshock. (b) Prototype avec un adaptateur pour réservoir et un adaptateur pour valve de détente. (c) Prototype avec adaptateur pour valve de détente dans le réservoir de compression



Les seules contraintes que nous nous sommes imposés concernant ces adaptateurs, ont été la rapidité et la simplicité de leur fabrication. Aucune contrainte d'espace ou d'esthétique n'a interféré dans la conception des prototypes car l'objectif du projet était de prouver, en laboratoire, que le concept d'architecture en série permettrait bien d'obtenir deux plages

d'amortissement: l'une, grâce à une valve de détente dans le réservoir de détente et l'autre, grâce à une valve de compression dans le réservoir de compression.

5.5 Résultats expérimentaux

La démarche expérimentale déployée par la suite et les résultats expérimentaux obtenus sont récapitulés dans le Tableau 5-3.

5.5.1 Prototypé muni de deux réservoirs : création d'un système dynamique couplé

Les résultats présentés ci-dessous proviennent du prototype original, muni de deux réservoirs sans valves externes. Les empilements de cales en compression et en détente de l'amortisseur GSX sont placés au dessus et au dessous du piston principal. Étant donné qu'aucune valve externe n'a été introduite dans les réservoirs, seules les cales sont responsables de la force d'amortissement. C'était déjà le cas avec un amortisseur de calibre GSX sans réservoir ou avec un réservoir dont la valve était en position ouverte (0 click). Contrairement aux attentes, les courbes d'amortissement pour les deux phases de fonctionnement de ce prototype sont bien moins raides que celles de ces amortisseurs (Figure 5.13.a). De plus, la courbe caractéristique de force en fonction de la vitesse présente beaucoup d'hystérésis (Figure 5.13.b).

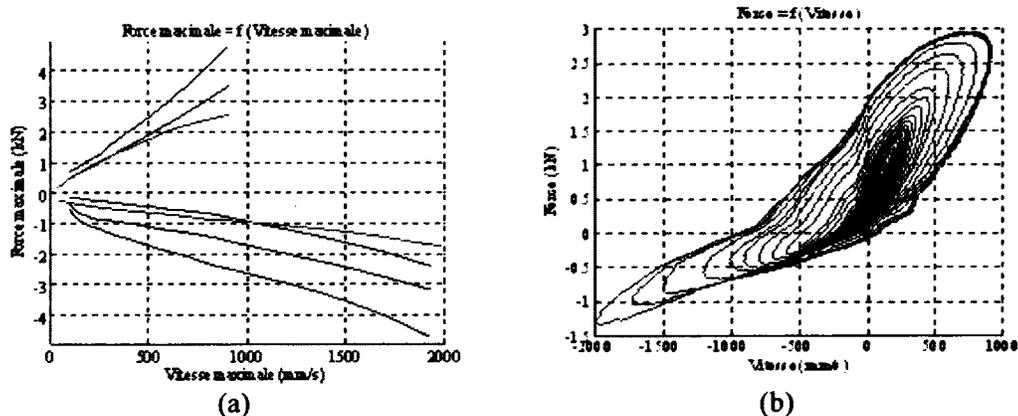


Figure 5.13 Courbes caractéristiques d'un amortisseur pour toutes les fréquences testées. (a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale.(b) Force en fonction de la vitesse

Les données mesurées par les six capteurs de pression, dont l'emplacement au sein des prototypes est schématisé à la Figure 5.14 vont être recueillies et mises à profit pour analyser et interpréter les phénomènes physiques qui ont lieu à l'intérieur de l'amortisseur.

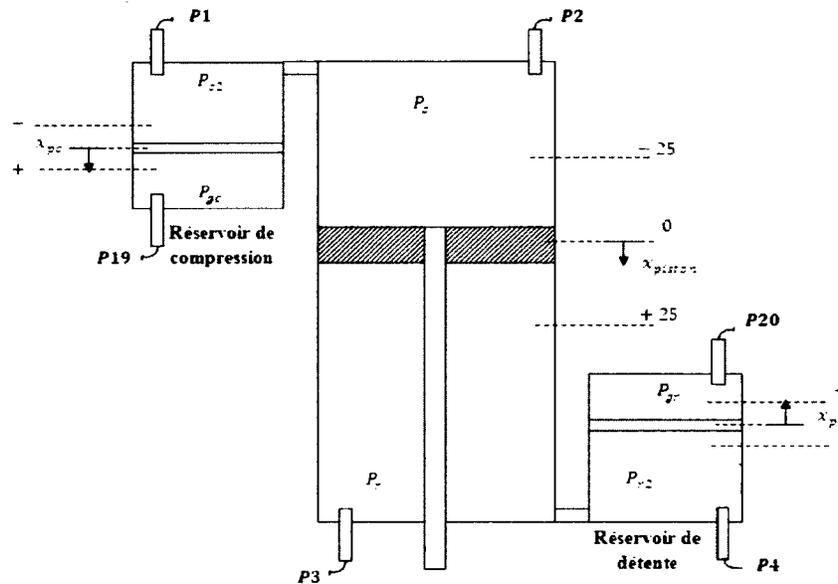


Figure 5.14 Schéma interne du prototype original muni de deux réservoirs et de six capteurs de pression

Les données des capteurs de pressions de gaz (P19 et P20) vont permettre de déduire la position des pistons flottants grâce à l'équation (3.16).

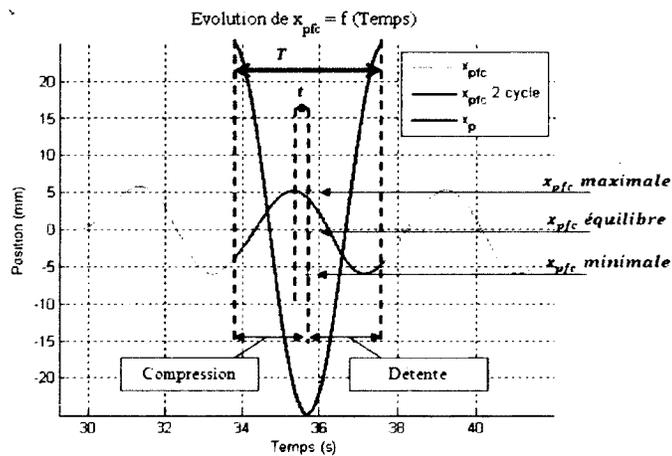


Figure 5.15 Évolution des positions du piston flottant de compression et du piston principal en fonction du temps pour une basse fréquence

Trois informations sont alors pertinentes : le retard qui se crée entre les mouvements périodiques des pistons flottants par rapport au piston principal, le débattement de ceux-ci et leurs positions d'équilibre. Avec les annotations de la Figure 5.15, le débattement et le retard ont pour expressions :

Débattement du piston flottant :
$$d_{pfc} = x_{pfc \max} - x_{pfc \min} \quad (5.1)$$

Retard :
$$r = \frac{t}{T} \quad (5.2)$$

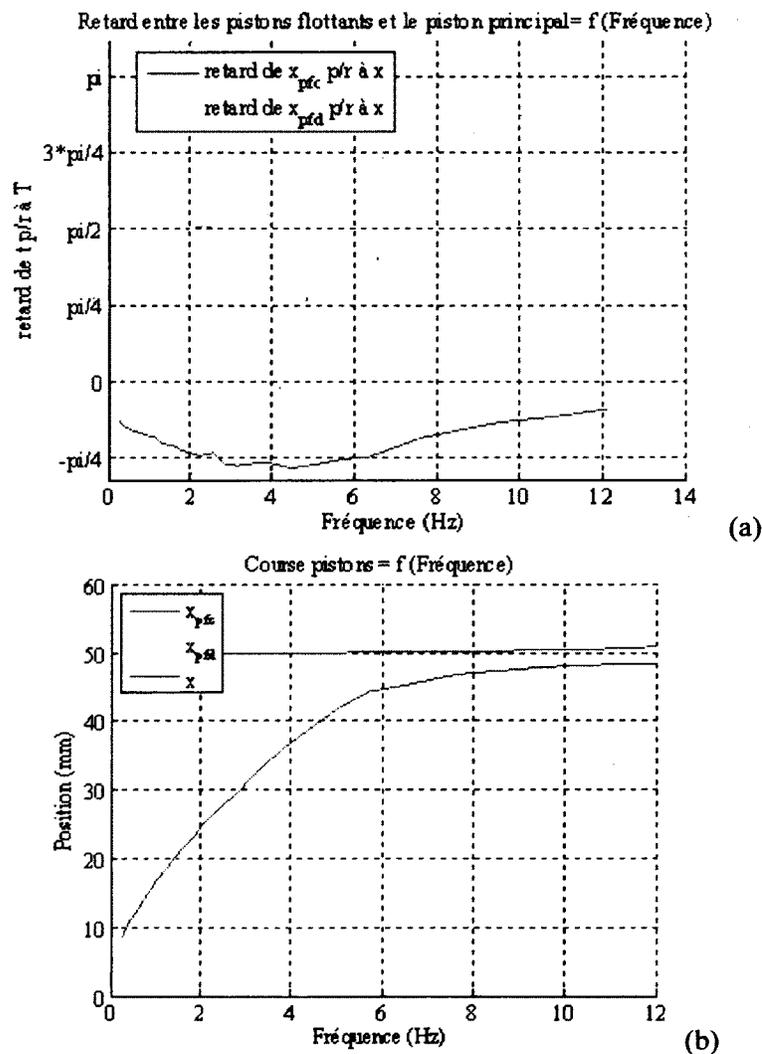


Figure 5.16 (a) Retards des pistons flottants par rapport au piston principal. (b) Débattements des trois pistons

Les courbes de retard des deux pistons flottants par rapport au piston principal sont différentes. Le piston flottant de compression n'a pas beaucoup de retard par rapport au piston principal quelles que soient les fréquences: basses ou hautes. Par contre, le piston flottant de détente commence à avoir un retard considérable par rapport au piston principal à partir de 2 Hz et se retrouve en opposition de phase avec celui-ci pour les plus hautes fréquences d'excitations, d'après la courbe montrée à la Figure 5.16.a

Le débattement de 50 mm du piston principal est une entrée imposée par le Dynoshock. (Figure 5.16.b, courbe bleu). Les deux autres courbes proviennent des pistons flottants qui oscillent librement et dont les débattements sont de plus en plus importants lorsque les fréquences d'excitation augmentent. Pour des fréquences de tests supérieures à 8 Hz, ces débattements sont presque aussi importants que celui du piston principal. Les paliers de course vers lesquels ils convergent ainsi que le bruit de contact perçu pendant les essais nous laissent penser que l'un des pistons flottants a touché le fond de son réservoir et qu'il n'a pas pu se déplacer au-delà.

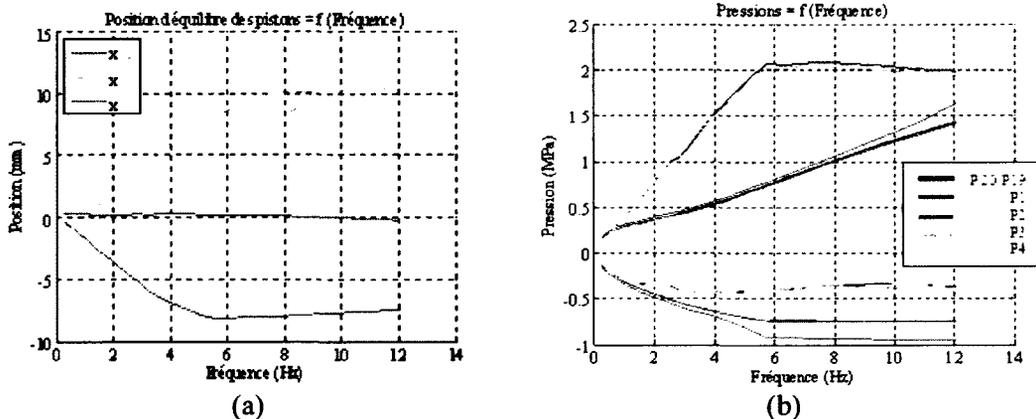


Figure 5.17 (a) Positions d'équilibres des pistons flottants p/r au piston principal. (b) Courbes de pression dynamique maximales des différents capteurs de pression

Les positions d'équilibre des pistons flottants varient elles aussi avec la fréquence. Un nouvel état d'équilibre se crée à l'intérieur de l'amortisseur. Plus la fréquence est élevée, plus le piston flottant de compression se rapproche de la valve tandis que le piston flottant de détente se rapproche de la chambre à gaz (Figure 5.17.a).

Enfin, la dernière courbe tracée illustre les données de pressions maximales (issues des capteurs de pression) en fonction de la fréquence (Figure 5.17.b). Comme ces capteurs sont dynamiques, ils ne mesurent pas l'« offset » de 2 MPa correspondant à la pression statique présente dans le système; d'où l'obtention de valeurs de pressions négatives. On remarquera aussi que les pressions dans la chambre de compression et dans le réservoir de compression (P_2 v/s P_1) ainsi que les pressions dans la chambre de détente et dans le réservoir de détente (P_3 v/s P_4) sont presque égales. En effet, aucune résistance à l'écoulement du fluide n'existe à ce niveau-là car les valves externes n'ont pas été introduites.

Un système couplé a été obtenu par la présence de deux chambres à gaz au sein d'un amortisseur : celles-ci ayant pour unique résistance à l'écoulement du fluide, la résistance des cales situées au niveau du piston principal. En fonction de la fréquence d'excitation, les deux pistons flottants vont compenser ensemble l'action de la tige (Figure 5.18.a), ou au contraire, se nuire l'un et l'autre (Figure 5.18.b).

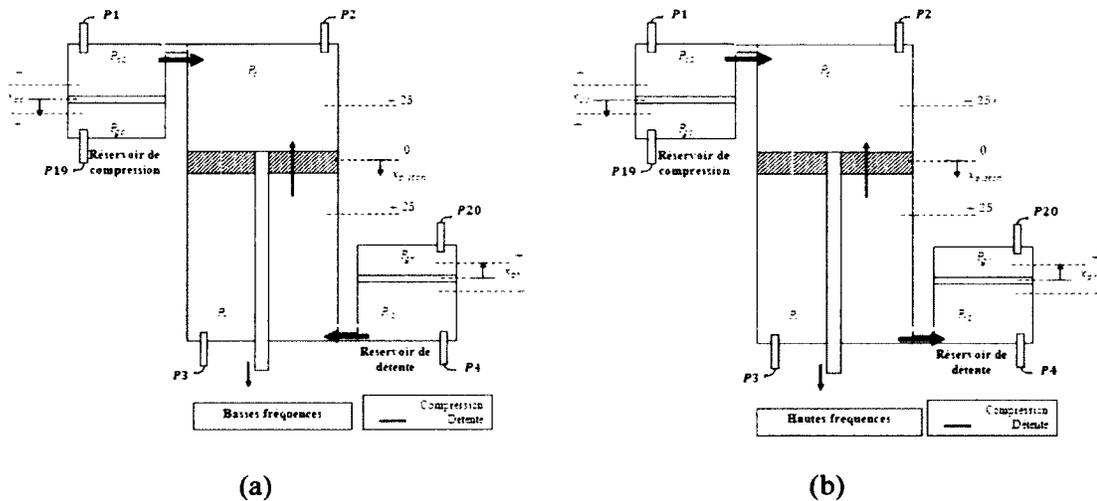


Figure 5.18 (a) Sens de déplacement des pistons flottants à basse fréquence et (b) à haute fréquence

L'introduction de valves externes va permettre d'augmenter la résistance à l'écoulement du fluide pour, ainsi, essayer de dissocier au maximum le fonctionnement des réservoirs. À défaut d'avoir recours à deux ressorts EHD (un pour chaque réservoir), il a été prévu d'utiliser la

combinaison « OR - 4 trous » dans le réservoir de compression et la combinaison « EHD- 3 trous » dans le réservoir de détente.

5.5.2 Prototype avec, d'une part, un réservoir et une valve de compression et, d'autre part, un réservoir et une valve de détente

Les essais ont été réalisés, premièrement, en augmentant, la pré-charge du ressort présent dans le réservoir de compression puis, deuxièmement, en augmentant celle du ressort placé dans le réservoir de détente.

Les courbes de la Figure 5.19 ne présentent qu'une petite plage d'amortissement en compression et aucune plage d'amortissement en détente.

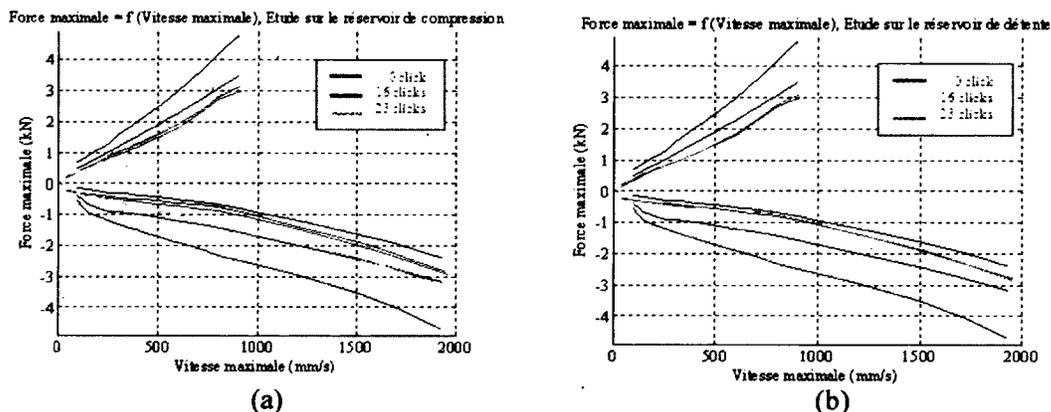


Figure 5.19 Caractéristiques d'amortissement force maximale en fonction de la vitesse maximale pour un prototype muni d'un réservoir muni d'une valve de compression (a) et d'un réservoir muni d'une valve de détente (b)

Pour chacune des deux valves, les courbes de retard, de débattement et de position d'équilibre des pistons flottants pour 0, 16 et 23 clics de pré-charge ont été placées en Annexe C car elles ressemblent aux courbes obtenues avec le prototype à deux réservoirs sans valves.

Comme prévu, nous constatons que les valves externes limitent le passage du fluide. Moins d'huile circule entre la chambre principale et le réservoir; ce qui diminue la longueur des courses des pistons flottants. Cela provoque aussi une montée en pression qui se traduit par un nouvel état d'équilibre entre les pistons flottants. Comme précédemment, le piston flottant de compression va se rapprocher du fond du réservoir et le piston flottant de détente va se déplacer vers la chambre à gaz.

Pour la valve de compression, cette tendance se poursuit lorsqu'on augmente la pré-charge du ressort à l'aide du « clicker » car la résistance à l'écoulement de fluide est augmentée (Figure 5.20.a).

Par contre, pour la valve de détente, le « clicker » n'a aucun impact sur les courbes de débattement, de retard, de position d'équilibre ou même de pressions (Figure 5.20.b). Les courbes sont toutes superposées.

Les courbes de pressions maximales présentées à la Figure 5.20, ont une allure différente de celles de la Figure 5.17.b. En effet, la pression dans la chambre de compression n'est plus égale à la pression dans le réservoir de compression. La différence de pression augmente d'autant plus que la pré-charge du ressort est importante. On remarquera, contrairement aux courbes caractéristiques de force d'un amortisseur, que les courbes de pressions maximales présentent les caractéristiques de compression pour des ordonnées positives et vice-versa pour la détente.

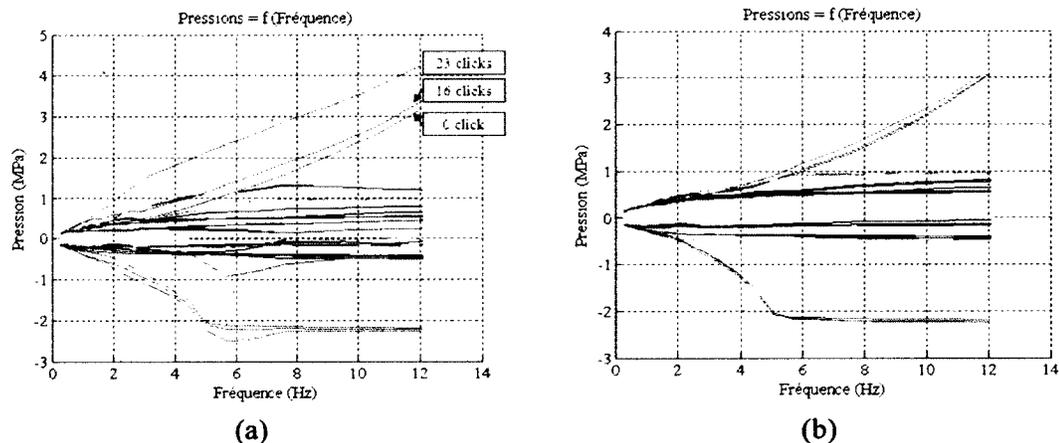


Figure 5.20 Courbes de pressions maximales. (a) Valve de compression et (b) valve de détente avec 0, 16 et 23 clicks

Ces résultats nous mènent à penser que le réservoir de compression compense totalement l'action de la valve de détente car celle-ci ne produit aucune plage d'amortissement. Par conséquent, le système conçu, avec ou sans valve externe, reste incapable de répondre aux cahiers des charges car il est toujours couplé.

Pour dissocier le système, les réservoirs seront bloqués à tour de rôle. Le comportement d'une valve de compression et celui d'une valve de détente seront étudiés, respectivement, dans un

réservoir de compression puis dans un réservoir de détente. Cela permettra de connaître l'influence de l'emplacement du réservoir pour une valve donnée.

5.5.4 Prototype avec une valve de compression placée dans un réservoir de compression puis dans un réservoir de détente

Dans cette première partie, nous étudierons, pour une valve de compression, l'influence de la position du réservoir dans la chambre principale de l'amortisseur. Les premiers tests concernent une valve de compression dans un réservoir de compression.

Réservoir de compression :

Le réservoir de détente a été enlevé du prototype et un bouchon a permis de bloquer le trou de raccord. Ce prototype correspond donc à l'amortisseur MX Z X avec des trous supplémentaires qui ont été percés pour pouvoir introduire les capteurs de pression. Les courbes de « force maximale en fonction de la vitesse maximale » et de « pressions maximales en fonction de la fréquence » ont été tracées côte à côte pour établir un lien entre elles lorsqu'on agit sur la valve externe.

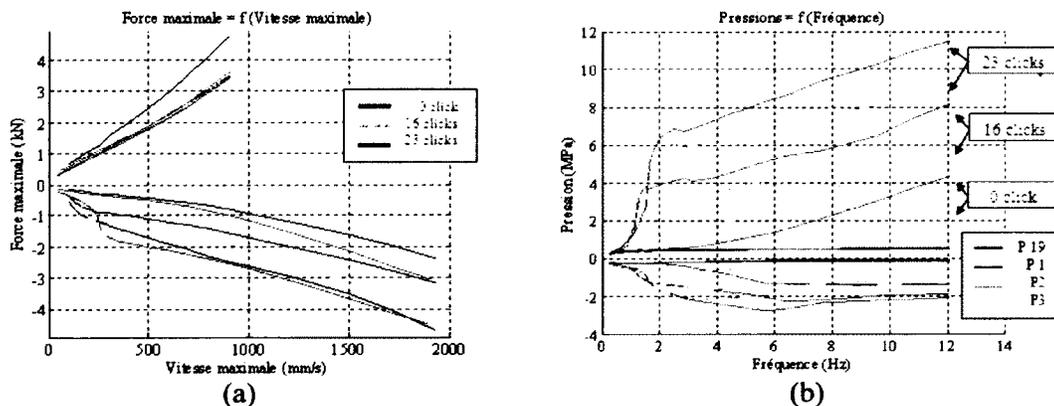


Figure 5.21 (a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale. (b) Courbes de pressions maximales pour un prototype muni d'une valve de compression dans un réservoir de compression

Les pressions P19 et P1 mesurées dans le réservoir sont constantes et donc indifférentes aux modifications apportées par la valve, alors que les pressions P2 et P3 ainsi que la force d'amortissement augmentent lorsque la pré-charge du ressort devient plus importante (Figure 5.21.b avec ordonnées positives pour les pressions, et Figure 5.21.a avec ordonnées négatives pour la force). Pour ces deux graphiques, l'ouverture totale de la valve est décrite, à basses

vitesse ou à basses fréquences, par une zone où les courbes ont un profil arrondi d'allure semblable.

L'analyse de ces deux courbes sera maintenant effectuée pour une valve de compression placée dans un réservoir de détente.

Réservoir de détente

À défaut de pouvoir enlever le réservoir de compression de l'amortisseur, celui-ci a été bloqué à l'aide d'une pièce centrale dont tous les trous ont été bouchés, puis le réservoir de détente a été reconnecté. De cette manière, une valve de compression dans un réservoir de détente va être testée. Les mesures vont être effectuées jusqu'à une vitesse maximale de 0.9 m/s, comme tous les autres essais qui ont été réalisés avec un réservoir de détente.

Les résultats obtenus affichent une plage d'amortissement en compression et mettent en évidence un phénomène de saturation en détente.

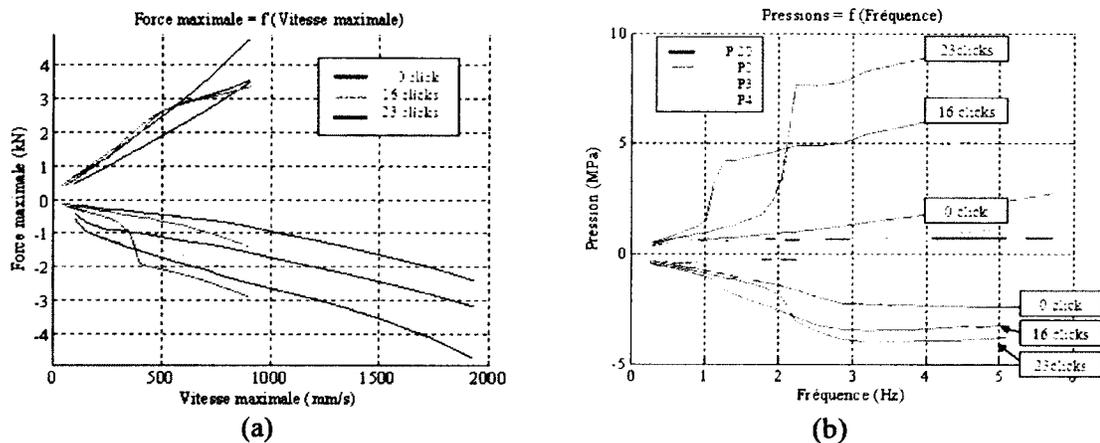


Figure 5.22 (a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale. (b) Courbes de pression maximales pour un prototype muni d'une valve de compression dans un réservoir de détente.

Hormis les pressions dans le réservoir de détente (Figure 5.22.b, P20 et P4), qui sont toujours égales, l'allure des autres courbes de pression et de force est bien différente des courbes habituelles. L'ouverture de valve n'est plus caractérisée par une zone arrondie mais plutôt par un angle vif qui apparaît pour les mêmes fréquences d'excitation qu'auparavant mais pour des

pressions plus importantes. Le phénomène de saturation peut être distingué très nettement pour la courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale (Figure 5.22.a, changement de pente de la courbe caractéristique pour des ordonnées positives) et un peu moins bien dans le cas des courbes de pression (Figure 5.22.b, valeur constante pour des ordonnées négatives). Ce phénomène sera expliqué ultérieurement.

Les tests réalisés ci-dessus ont permis de conclure qu'on peut toujours obtenir une plage d'amortissement en compression avec une valve de compression; peu importe l'emplacement du réservoir. Néanmoins, il sera plus intéressant de placer la valve de compression dans le réservoir de compression car l'ouverture de la valve sera plus progressive et le phénomène de saturation ne se manifesterait pas.

L'étude pour une valve de détente placée dans chaque réservoir sera maintenant réalisée.

5.5.5 Prototype avec une valve de détente placée dans un réservoir de détente puis dans un réservoir de compression.

Réservoir de détente

La courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale n'expose aucune plage d'amortissement et le phénomène de saturation observé pour une valve de compression dans un réservoir de détente est toujours présent. Même si aucune plage n'est obtenue avec cette configuration, la valve a quand même une influence sur les pressions internes de l'amortisseur. Augmenter la résistance à l'écoulement du fluide se traduit par une augmentation des pressions P2 et P3. Un seul petit changement de pente peut être constaté pour les pressions caractérisant la compression (Figure 5.23.b) alors que les courbes caractérisant la détente présentent trois zones distinctes. Une zone d'augmentation de pression et une zone de saturation sont toutes les deux reliées par une zone arrondie. Pour les courbes de pression, la saturation se traduit par un palier présent pour une pression de - 2.2 MPa, qui correspond à la pression statique dans le réservoir. Compte-tenu des conditions expérimentales (température et volume du réservoir contenant le fluide), la saturation a été expliquée comme le seuil du palier en énergie avant que l'huile ne puisse changer de phase pour passer de l'état liquide à l'état

gazeux. On remarquera que cette saturation est obtenue plus vite pour 16 clicks de résistance que pour 0 ou 23 clicks de résistance.

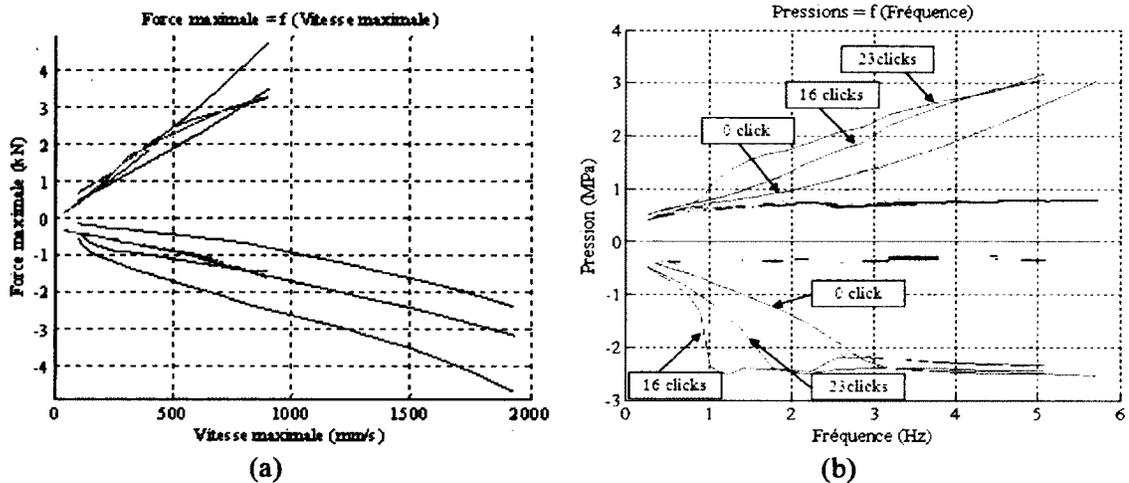


Figure 5.23 (a) Force maximale en fonction de la vitesse maximale. (b) Courbes de pressions maximales pour un prototype muni d'une valve de détente dans un réservoir de détente

Pour expliquer la relation qui existe entre la pré-charge du ressort et la fréquence pour laquelle la saturation est atteinte, les courbes expérimentales pour des pré-charges de 8 et 12 clicks seront aussi présentées par la suite.

Réservoir de compression

La valve de détente est maintenant placée dans un réservoir de compression. L'obtention d'une plage de détente peut être visualisée à la Figure 5.24.

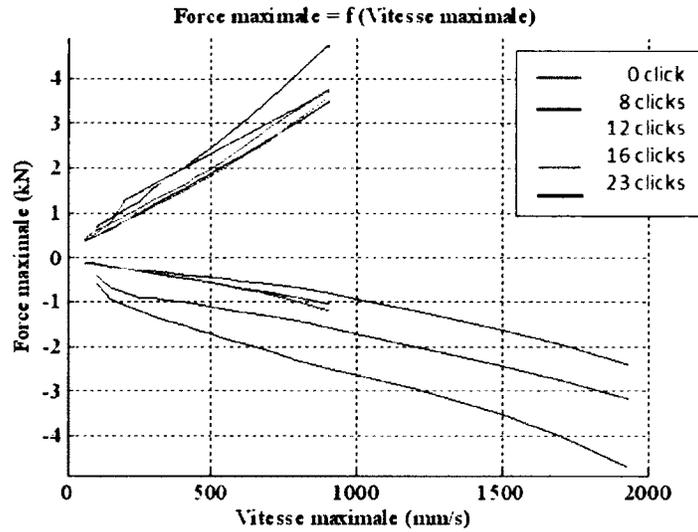


Figure 5.24 Force maximale en fonction de la vitesse maximale pour un prototype muni d'une valve de détente dans un réservoir de compression

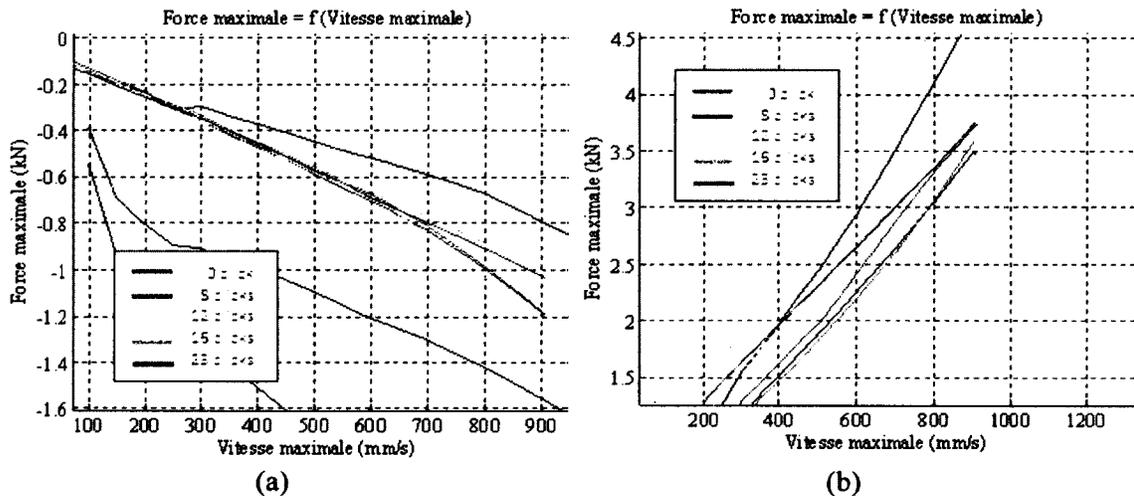


Figure 5.25 Agrandissement des courbes caractéristiques force maximale en fonction de la vitesse maximale en (a) compression et (b) en détente

En compression, le profil parabolique caractéristique d'un ou de plusieurs orifices (ici, ceux de la pièce centrale) peut être observé à partir de 0.6 m/s, pour 0, 8 et 12 clicks de résistance. Des mesures réalisées pour des vitesses supérieures à 0.9 m/s auraient permis d'observer ce profil parabolique pour des pré-charges supérieures à 12 clicks (Figure 5.25.a).

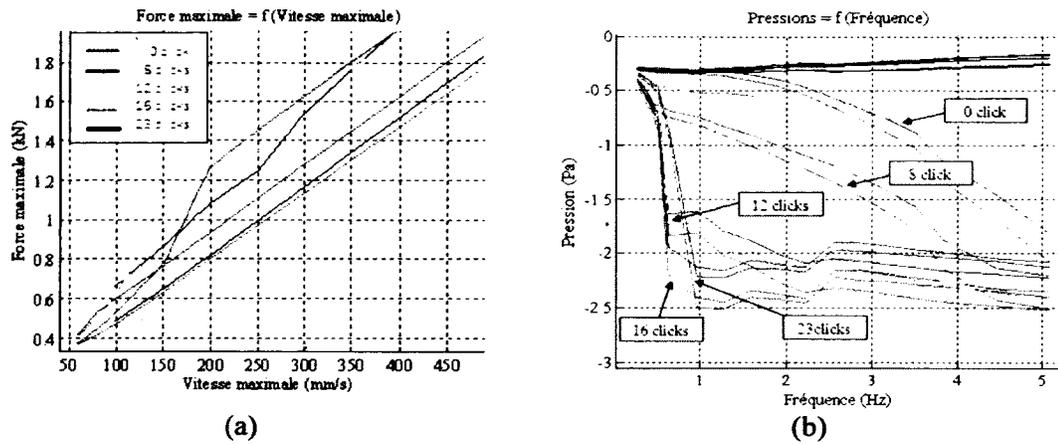


Figure 5.26 Prototype muni d'une valve de détente dans un réservoir de compression. Pour la phase de compression, (a) courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale et (b) courbes de pressions maximales en fonction de la fréquence.

En détente, ce profil peut être observé à partir de 0.1 m/s, pour 0 à 8 clicks de résistance (Figure 5.25.b et Figure 5.26.a). Les caractéristiques du ressort et celles de la pièce centrale ne peuvent plus être retrouvées au-delà de 12 clicks, car le système sature rapidement. C'est donc ce phénomène qui est visualisé sur la courbe caractéristique d'amortissement.

Les courbes de pressions maximales en fonction de la fréquence (Figure 5.26.b) montrent que l'augmentation de la pré-charge du ressort se traduit, d'abord, par une augmentation de la pente des courbes de pression (0 à 8 clicks) puis par l'ouverture de la valve (de 8 à 12 clicks ou de 12 à 16 clicks) pour des pressions de plus en plus importantes jusqu'à ce que la pression de saturation de -2.5 MPa soit atteinte. Au-delà, augmenter la résistance de la valve se traduit par un retard. En effet, le palier de saturation est atteint pour des fréquences un peu plus élevées qu'auparavant (de 16 à 23 clicks). Ces informations d'ouverture et de retard peuvent être retrouvées sur les courbes de force maximale en fonction de la vitesse maximale. (Figure 5.26.a). En outre, on remarquera que l'état de charge de 12 clicks correspond à un état intermédiaire. En effet, les courbes de pressions, pour cet état de résistance, présentent trois zones de changement de pente au lieu de deux, pour plus de 12 clicks de résistance, ou d'une, pour moins de 12 clicks de résistance. La première zone est celle de l'ouverture de la valve et, prend fin à une pression avoisinant les -1.7 MPa. Cette zone est toujours présente quelque soit le nombre de clicks dans lequel se situe l'état de résistance de la valve. La dernière zone correspond au phénomène de saturation car la pente des courbes est nulle. Finalement, la deuxième zone, unique pour cet état intermédiaire, correspond aux caractéristiques des

composantes principales de la valve externe (orifices de la pièce centrale et raideur du ressort). Sur la courbe de force maximale en fonction de la vitesse maximale, ces trois zones peuvent aussi être distinguées. Après l'ouverture de la valve et avant l'atteinte du palier de saturation, il est possible d'observer le profil parabolique (caractéristique des orifices) pour une certaine hauteur de force (caractéristique des ressorts).

Tableau 5-3 Tableau récapitulatif de la démarche et des résultats expérimentaux

	Plage d'amortissement en :		Saturation
	compression	détente	
Caractérisation du réservoir de compression			
Valve de compression	Oui	Impossible	Non
Caractérisation du réservoir de détente			
Valve de détente	Impossible	Oui	Non
Deux réservoirs			
Sans valves	Impossible	Impossible	Non
Avec Valves	Plus petit que prévu	Non	Non
Un réservoir			
Réservoir de compression			
Valve de compression	Oui, ouverture progressive de la valve	Impossible	Non
Valve de détente	Impossible	Oui, plus petite que celle voulue à cause de la saturation	Oui
Réservoir de détente			
Valve de compression	Oui, ouverture raide de la valve	Impossible	Oui
Valve de détente	Impossible	Non	Oui

Ces essais montrent qu'avec les conditions expérimentales actuelles, une plage d'amortissement en détente ne peut être obtenue qu'avec une valve de détente placée dans un réservoir de compression. D'après l'étude réalisée avec la valve de compression, la pression nécessaire pour ouvrir la valve externe est plus importante si celle-ci est placée dans un réservoir de détente plutôt qu'un réservoir de compression. C'est peut-être pour cette raison

que la saturation est atteinte pour n'importe quel état de résistance de la valve de détente placée dans un réservoir de détente. On pourra envisager de diminuer la raideur du ressort de façon à avoir des pressions d'ouverture de valves beaucoup moins élevées et ainsi obtenir une plage de détente avec une valve et un réservoir de détente.

Le Tableau 5-3 permet de faire un récapitulatif des résultats expérimentaux. Ceux-ci, nous ont permis de comprendre qu'il est impossible d'obtenir deux plages d'amortissement lorsque deux réservoirs possèdent chacun une chambre de gaz. Un système dynamique couplé est alors créé et les chambres de gaz vont s'entraider ou se nuire, en fonction de la fréquence avec laquelle est excité l'amortisseur. Ainsi, l'obtention de plages d'amortissement en compression ou en détente pourra être obtenue, si et seulement si, le comportement des deux réservoirs est dissocié. Une nouvelle étude a permis de mettre en évidence qu'un réservoir de compression présente un profil de courbes plus progressif que celui d'un réservoir de détente. Cette observation oriente les travaux futurs vers une architecture de valve en série avec un seul réservoir de compression muni de deux valves unidirectionnelles : l'une pour la compression et l'autre pour la détente (Figure 5.27).

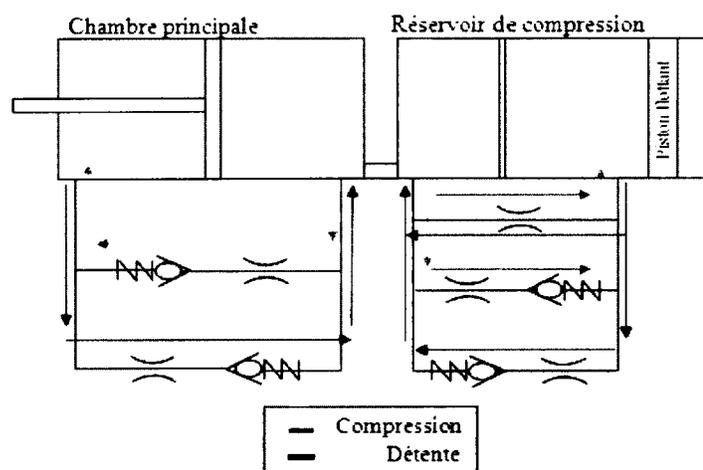


Figure 5.27 Architecture en série d'un amortisseur avec un réservoir de compression muni de deux valves unidirectionnelles : l'une pour la compression et l'autre pour la détente

CHAPITRE 6 CONCLUSION

L'objectif principal des travaux de recherche exposés dans le premier chapitre de ce mémoire était de développer un prototype d'amortisseur monotube semi-actif fournissant une plage d'amortissement aussi bien en compression qu'en détente dont les limites seraient établies à partir des caractéristiques d'amortissement des trois amortisseurs monotubes montés sur la suspension R-motion des motoneiges GSX, MX Z X et MX Z X-RS.

Les objectifs secondaires portaient sur la caractérisation de ces amortisseurs en laboratoire comme en extérieur, la modélisation de l'amortisseur GSX, la simulation puis la validation expérimentale du concept d'architecture en série développé sur le prototype d'amortisseur et enfin la caractérisation de ses valves dans les réservoirs de compression et de détente.

Le chapitre 2 a permis d'établir un état de connaissance général dans le domaine d'étude. Une classification des différents types de suspension et des amortisseurs a mis en évidence les avantages des suspensions semi-actives, notamment pour des raisons de coût et de flexibilité. L'offre actuelle du marché étant limité à des systèmes passifs classiques a donné tout son intérêt à ce projet. À partir de la documentation scientifique, des notions de base concernant le fonctionnement et la caractérisation des amortisseurs ont été introduites et des modèles paramétriques pour amortisseur ont été explicités.

Le chapitre 3 a permis de caractériser en laboratoire les amortisseurs reçus et d'utiliser les informations fournies par BRP sur des essais réalisés en extérieur pour établir un cahier des charges. Une phase théorique a ensuite été menée pour décrire le comportement de l'amortisseur GSX, en expliquant et en adaptant le modèle de Talbott. La création d'un modèle caractérisant le comportement des empilements de cales : le modèle de déflexion de cales, a permis de fournir une valeur de raideur de cale équivalente au modèle de Talbott. Des coefficients correcteurs ont alors été déterminés pour corrélérer les données expérimentales aux valeurs issues de la combinaison de ces deux modèles. En fixant leur valeur, nous avons obtenu moins de 10% d'erreur sur les courbes des forces maximales d'amortissement en fonction de la vitesse maximale.

Le chapitre 4 a permis d'orienter le projet vers une architecture de valves en série, pour des raisons de simplicité et de rapidité. De nouvelles équations, décrivant le comportement du

deuxième réservoir muni de sa valve, ont été rajoutées au modèle de Talbott. Plusieurs simulations de prototypes munis de deux réservoirs avec différentes configurations ont alors été réalisées et résolues en considérant les vitesses des différents pistons proportionnelles entre elles. Malheureusement, les équations temporelles (4.6 et 4.10) n'ont pas pu être prises en compte dans la résolution du système. La phase expérimentale a alors été engagée en complément de la phase théorique dans le but de caractériser les différentes composantes internes des prototypes.

Le chapitre 5 a débuté avec l'analyse de l'écoulement du fluide à travers une valve externe. Deux composantes principales, à l'origine de la force d'amortissement, ont alors été mises en évidence: un ressort et une pièce centrale. De nouvelles composantes achetées ou modifiées ont été testées à l'aide d'un amortisseur MX Z X muni d'un seul réservoir et ont permis, pour répondre au cahier des charges, de déterminer la meilleure combinaison de ces deux éléments pour une valve de compression et pour une valve de détente. Les résultats, obtenus avec le prototype muni de ces combinaisons de valves, ont montré que l'obtention simultanée d'une plage d'amortissement en compression et en détente était impossible si l'action des chambres de gaz de chaque réservoir était couplée. Des essais ont été réalisés avec un seul réservoir, soit avec une valve de compression, soit avec une valve de détente. Cela a permis de déterminer l'impact de l'emplacement du réservoir en fonction du type de valve. Les résultats ont montré qu'une plage d'amortissement pouvait toujours être obtenue avec une valve de compression, quelle que soit l'emplacement du réservoir, alors qu'il fallait obligatoirement placer la valve de détente dans un réservoir de compression pour qu'il se produise le même résultat. Cette étude a aussi mis en évidence un phénomène de saturation toujours présent lorsqu'un réservoir est raccordé à la chambre de détente de l'amortisseur. Cette saturation a été expliquée comme le palier en énergie atteint lorsque le fluide veut changer d'état de phase. Globalement, cette étude a permis de conclure que les comportements des deux chambres de gaz devaient être dissociés. Bruno Girouard, ingénieur de projet au centre de Design & Innovation Laurent Beaudoin à Valcourt, a toutefois souligné que notre proposition de placer la valve de détente dans le réservoir de compression serait toujours sujette au phénomène de saturation. En ce sens, les systèmes commerciaux proposent un réglage en détente via un pointeau au niveau du piston principal.

Cette maîtrise a ainsi contribué à affiner le modèle de Talbott grâce au modèle de déflexion de cales et à ajouter des informations expérimentales à la littérature concernant un amortisseur présentant une architecture de valves en série.

En fin de maîtrise, une présentation de ces résultats a été réalisée à des experts en amortisseurs du centre de recherche de Valcourt (Bruno Girouard et Sébastien Thibault au D&I et Racing, Pascal Gagnon et Bertrand Mallette, respectivement spécialiste et ingénieur Ski-Doo et Daniel Leclerc, ingénieur Can-Am VTT & VCC) et a ajouté une nouvelle contrainte pour un futur projet d'amortisseur. En effet, même si le ressort EHD permet de couvrir une très large plage d'amortissement en compression et en détente, son profil de courbe caractéristique à basse vitesse est trop agressif et va nuire au confort du pilote.

Ces travaux de recherche ont ainsi atteint leurs objectifs secondaires mais n'ont pas abouti aux résultats escomptés quant à l'objectif principal, car les plages d'amortissement en compression et en détente ont été obtenues indépendamment l'une de l'autre. Ces résultats, ainsi que les commentaires des experts, ont ouvert quelques pistes de recherche ci-dessous énumérées :

Pour la partie modélisation d'un amortisseur :

- Perfectionner le modèle de déflexion de cales en élargissant le pas de discrétisation jusqu'à la cale de plus grand diamètre.
- Réaliser une nouvelle étude portant sur plusieurs configurations de cales, de manière à mieux comprendre la relation existante entre les coefficients correcteurs et la fréquence d'excitation de l'amortisseur.
- Développer une nouvelle interface graphique combinant le modèle de déflexion de cales et le modèle d'amortisseur de Talbott.

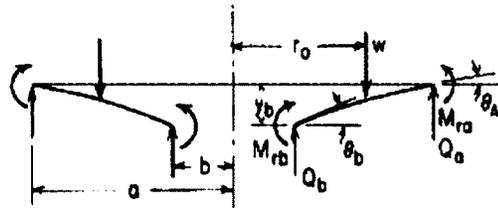
Pour l'architecture choisie:

- Essayer d'obtenir une plage de débattement en détente, avec le prototype muni d'une valve et d'un réservoir de détente, en augmentant la pression statique du gaz inséré ou en diminuant la raideur du ressort introduit dans la valve de détente.
- Développer une nouvelle technologie de valve ajustable au niveau du piston principal afin de prévenir les problèmes de saturation en détente.

ANNEXE A – Équations de Roark pour un disque soumis à une force linéaire ou à une pression uniforme

Cale soumis à l'action d'une force linéaire

Case 1. Annular plate with a uniform annular line load w at a radius r_o .



General expressions for deformations, momenta, and shears:

$$y = y_b + \theta_b r F_1 + M_{rb} \frac{r^2}{D} F_2 + Q_b \frac{r^3}{D} F_3 - w \frac{r^3}{D} G_3$$

$$\theta = \theta_b F_4 + M_{rb} \frac{r}{D} F_5 + Q_b \frac{r^2}{D} F_6 - w \frac{r^2}{D} G_6$$

$$M_r = \theta_b \frac{D}{r} F_7 + M_{rb} F_8 + Q_b r F_9 - w r G_9$$

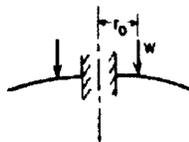
$$M_t = \frac{\theta D (1 - \nu^2)}{r} + \nu M_r$$

$$Q = Q_b \frac{b}{r} - w \frac{r_o}{r} (r - r_o)^0$$

For the numerical data given below, $\nu = 0.3$

$$y = K_y \frac{w a^3}{D}, \quad \theta = K_\theta \frac{w a^2}{D}, \quad M = K_M w a, \quad Q = K_Q w$$

11. Outer edge free, inner edge fixed



$$y_b = 0, \quad \theta_b = 0, \quad M_{rb} = 0, \quad Q_b = 0$$

$$M_{ra} = \frac{-w a}{C_8} \left(\frac{r_o C_9}{b} - L_9 \right)$$

$$Q_a = \frac{w r_o}{b}$$

$$y_a = \frac{-w a^3}{D} \left[\frac{C_2}{C_8} \left(\frac{r_o C_9}{b} - L_9 \right) - \frac{r_o C_3}{b} + L_3 \right]$$

$$\theta_a = \frac{-w a^2}{D} \left[\frac{C_3}{C_8} \left(\frac{r_o C_9}{b} - L_9 \right) - \frac{r_o C_6}{b} + L_6 \right]$$

If $r_o = a$ (load at outer edge).

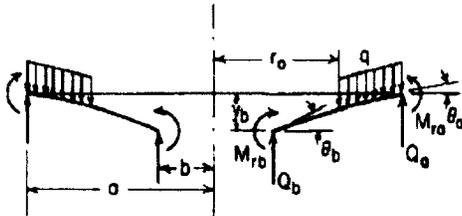
$$y_{max} = y_a = \frac{-w a^4}{b D} \left(\frac{C_2 C_9}{C_8} - C_3 \right)$$

$$M_{max} = M_{ra} = \frac{-w a^2 C_9}{b C_8}$$

(For numerical values see case 1b after computing the loading at the inner edge)

Cale soumis à l'action d'une pression uniforme

Case 2. Annular plate with a uniformly distributed pressure q over the portion from r_o to a



General expressions for deformations, moments, and shears:

$$y = y_b + \theta_b r F_1 + M_{r,b} \frac{r^2}{D} F_2 + Q_b \frac{r^3}{D} F_3 - q \frac{r^4}{D} G_{11}$$

$$\theta = \theta_b F_4 + M_{r,b} \frac{r}{D} F_5 + Q_b \frac{r^2}{D} F_6 - q \frac{r^3}{D} G_{14}$$

$$M_r = \theta_b \frac{D}{r} F_7 + M_{r,b} F_8 + Q_b r F_9 - q r^2 G_{17}$$

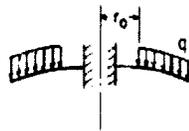
$$M_t = \frac{\theta D (1 - \nu^2)}{r} + \nu M_r$$

$$Q_r = Q_b \frac{b}{r} - \frac{q}{2r} (r^2 - r_o^2) (r - r_o)^0$$

For the numerical data given below, $\nu = 0.3$

$$y = K_y \frac{q a^4}{D}, \quad \theta = K_\theta \frac{q a^3}{D}, \quad M = K_M q a^2, \quad Q = K_Q q a$$

21. Outer edge free, inner edge fixed

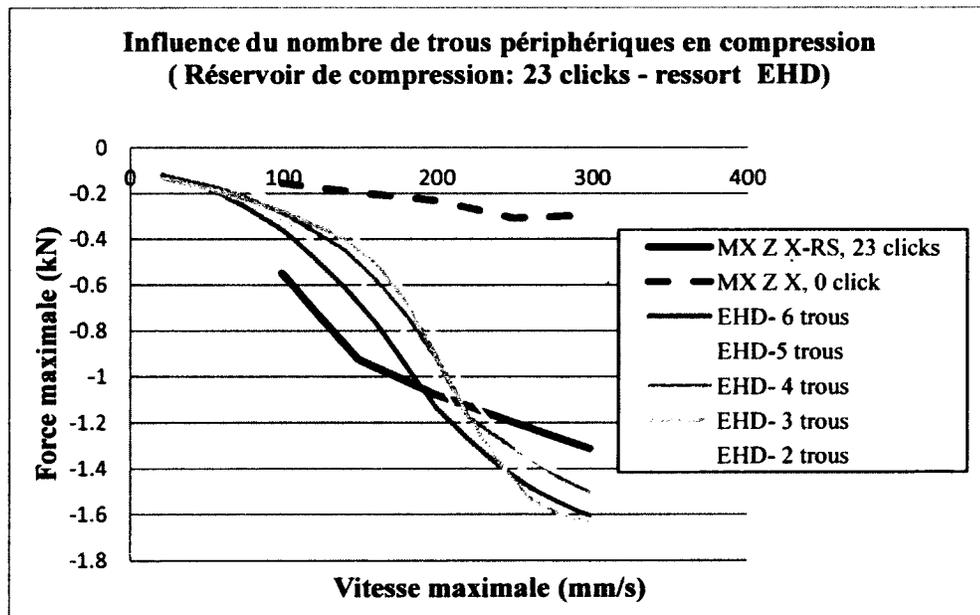
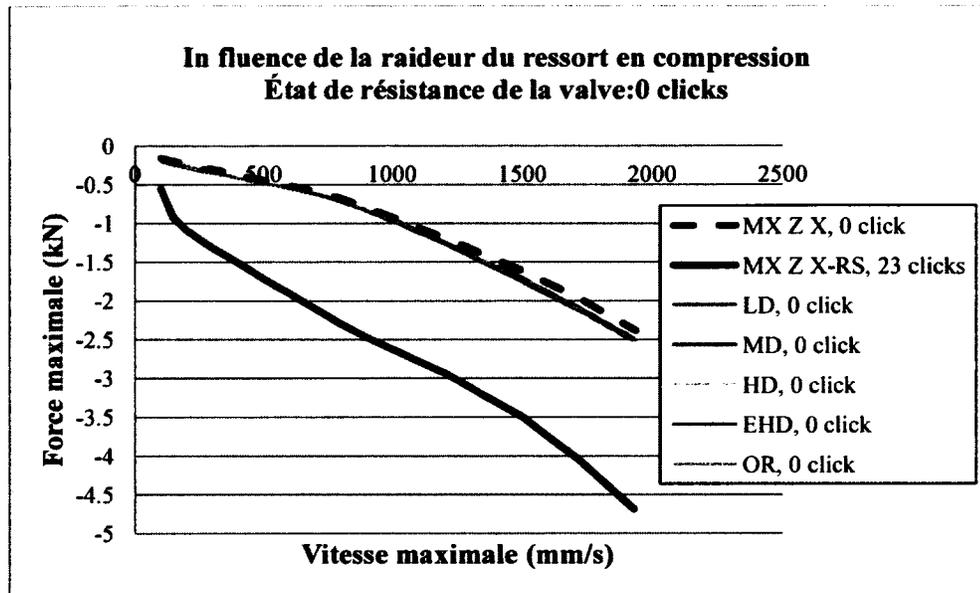


$$\left. \begin{aligned} y_b = 0, \quad \theta_b = 0, \quad M_{r,b} = 0, \quad Q_{r,b} = 0 \\ M_{r,b} = -\frac{q a^2}{C_8} \left[\frac{C_2}{2 a b} (a^2 - r_o^2) - L_{17} \right] \\ Q_b = -\frac{q}{2b} (a^2 - r_o^2) \\ y_a = M_{r,b} \frac{a^2}{D} C_2 + Q_b \frac{a^3}{D} C_3 - \frac{q a^4}{D} L_{11} \\ \theta_a = M_{r,b} \frac{a}{D} C_3 + Q_b \frac{a^2}{D} C_4 - \frac{q a^3}{D} L_{14} \end{aligned} \right\}$$

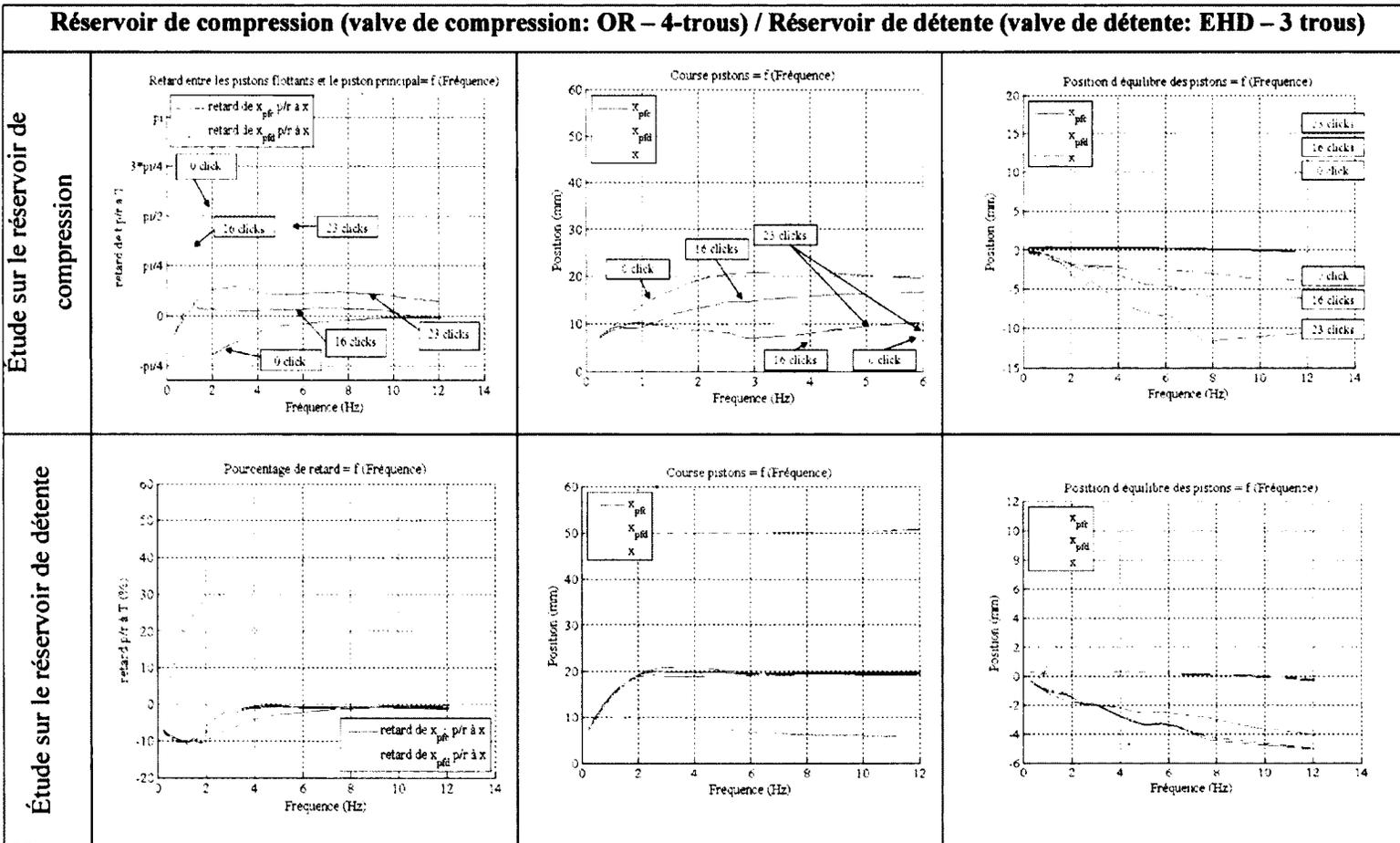
If $r_o = b$ (uniform load over entire plate).

b/a	0.1	0.3	0.5	0.7	0.9
K_y	-0.0757	-0.0318	-0.0086	-0.0011	
K_θ	-0.0868	-0.0512	-0.0207	-0.0046	-0.00017
K_M	-0.9646	-0.4103	-0.1736	-0.0541	-0.00530

ANNEXE B – Caractérisation de la valve de compression



ANNEXE C – Retard, courses et position d'équilibre des prototypes



LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] Arnoux, E. M. (2003). *Lois de commande et systemes de suspension adaptatifs. Theorie et application a la mecanique automobile*. Thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon, 176 p.
- [2] Balzat, B. (10/02 2013). La suspension ou l'amortisseur, c'est quoi et comment ça marche? Dans *tout sur la moto*. www.toutsur lamoto.com/lasuspension.htm (page consultée le 09/09 2011).
- [3] Beghi, A., Liberati, M. (2007). Grey-box modeling of a motorcycle shock absorber for virtual prototyping applications. *Simulation Modelling Practice and Theory*, volume 15, numéro 8, p. 894-907.
- [4] Beliveau-Viel, D. (2010). *Étude des paramètres influençant le comportement d'un amortisseur hydraulique ajustable. Approche par modélisation*. Mémoire de maîtrise, Faculté de Sciences et de Génie Université Laval, 132 p.
- [5] BMW (2004). Participant's Manual.Chassis control systems. Dans http://share.qelt.com/bmw%E8%B5%84%E6%96%99/1102_Driving%20Dynamic%20systems/English/Participant_manual/Chassis%20Control%20Systems.pdf (page consultée le 02/03 2011).
- [6] Bose Corporation, I. (2013). Bose Suspension System. Dans Bose Corporation, http://www.bose.com/controller?url=/automotive/bose_suspension/index.jsp (page consultée le 03/16 2012).
- [7] BRP, I. (2012). Technologies des suspensions de Motoneiges | Ski-Doo Canada. Dans <http://www.ski-doo.com/ca/fr/technologies/suspensions> (page consultée le 02/03 2012).
- [8] BWI, G. (2012). BWIGroup - Suspension - BI-STATE REAL TIME DAMPING. Dans *BWIGroup*. <http://www.bwigroup.com/en/pshow.php?pid=23> (page consultée le 02/03 2012).
- [9] BWI, G. (2012). BWIGroup - Suspension - MANUAL SELECTABLE RIDE. Dans *BWIGroup*. <http://www.bwigroup.com/en/pshow.php?pid=24> (page consultée le 02/01 2012).
- [10] Cunningham, R. (06/26 2012). First Look: RockShox/Lapierre Show Electronic Shock at Morzine. Dans *pinkbike*. <http://www.pinkbike.com/news/ei-and-RockShox-Show-Electronic-Shock-2012.html> (page consultée le 07/15 2012).

- [11] Cunningham, R. (10/15 2012). Fox iCD Suspension: Electronic Warfare Begins in Earnest. Dans *pinkbike*. <http://www.pinkbike.com/news/Fox-iCD-Suspension-Electronic-Warfare-Begins-in-Earnest.html> (page consultée le 07/15 2013).
- [12] Czop, P. S., P. (2011). A computational fluid flow analysis of a disc valve system. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, volume 18, numéro 1, p. 117-123.
- [13] Delphi Magneride (2008). MagneRide Performance and Challenges. Dans http://www.vehicledynamics-expo.com/08vdx_conf/pdf/day_1/olivieraynauld.pdf (page consultée le 02/03 2012).
- [14] Dixon, J. C. (2007). *The Shock absorber handbook*, 2nd édition. Professional Engineering Publishing, 445 p.
- [15] Farjoud, A., Ahmadian, M., Craft, M. et Burke, W. (2012). Nonlinear modeling and experimental characterization of hydraulic dampers: Effects of shim stack and orifice parameters on damper performance. *Nonlinear Dynamics*, volume 67, numéro 2, p. 1437-1456.
- [16] Fischer, D. et Isermann, R. (2004). Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control Engineering Practice*, volume 12, numéro 11, p. 1353-1367.
- [17] FOX Factory, I. (2011). Bike Shocks | FOX. Dans <http://www.ridefox.com/technology.php?m=atv&t=psd&ref=topnav> (page consultée le 07/15 2013).
- [18] Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle Dynamics*. SAE, Warrendale, PA, 519 p.
- [19] Greco, G. Magneti Marelli SDC (2008). Dans *The Synaptic Damping Control System:
increasing the drivers feeling and perception by means of controlled dampers*. http://www.vehicledynamics-expo.com/08vdx_conf/pdf/day_1/grecogiordano.pdf (page consultée le 02/03 2012).
- [20] Guglielmino, E. (2008). *Semi-Active Suspension Control, Improved Vehicle Ride and Road Friendliness*, Springer édition. Springer-Verlag, London, 302 p.
- [21] Guzzomi, F. G., O'Neill, P. L. et Tavner, A. C. R. (2007). Investigation of damper valve dynamics using parametric numerical methods. Dans *Proceedings of the 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, 16AFMC*, p. 1123-1130.
- [22] Halconrui, T. (1995). *Les liaisons au sol*. E.T.A.I., Paris, 200 p.
- [23] Hennen, H. (Intelligent adjustable damping systems DampMatic, ADS and DampTronic. Dans http://www.vehicledynamics-expo.com/07_conf/pdfs/day_1/hennen.pdf (page consultée le 04/03 2011).

-
- [24] Herr, F., Mallin, T., Lane, J. et Roth, S. (1999). A shock absorber model using CFD analysis and easy5. *SAE Technical Papers*, numéro 1999-01-1322,
- [25] Lang, H. H. (1977). A study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies.
- [26] Lauwerys, C. (2005). *Control of active and semi-active suspension systems for passenger cars*. Thèse de doctorat, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, 206 p.
- [27] Lord Corporation (2012). LORD Corporation - Magneto-Rheological - MR Controllers. Dans www.lord.com/products-and-solutions/magneto-rheological-%28mr%29/mr-controllers.xml (page consultée le 02/03 2012).
- [28] Marttinen, H. (2010). Suspension WP Racing. Dans <http://www.totaltek.fi/pdf/Snowmobile%20shock%20recommendation%20list.pdf> (page consultée le 07/15 2013).
- [29] Öhlins, R. A. (2006). Owner's manual. Öhlins Shock Absorber for Snowmobile. Dans http://www.ohlins.com/Products/OwnersManuals/OM_07230-02.pdf (page consultée le 02/03 2011).
- [30] Öhlins, R. A. (2012). Mechatronics - the future - Öhlins. Dans <http://www.ohlins.se/Checkpoint-Ohlins/Performance/Mechatronics---the-future/> (page consultée le 02/03 2012).
- [31] Polaries Industries, I. (2013). Dans *Polaris RUSH Snowmobiles: Features CA*. <http://www.polaris.com/en-ca/snowmobiles/performance/800-rush-pro-r/pages/features.aspx> (page consultée le 07/15 2013).
- [32] Reybrouck, K. (1994). A non linear parametric model of an automotive shock absorber. *SAE Technical Papers*, numéro 940869,
- [33] Sleiman, H. (2010). *Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l'automobile*. Thèse de doctorat, 202 p.
- [34] Talbott, M. S. et Starkey, J. (2002). An experimentally validated physical model of a high-performance mono-tube damper. *SAE Technical Papers*, numéro 2002-01-3337,
- [35] Tenneco, I. (2011). ACOCAR, Fully Active Suspension System. Dans http://www.tenneco.com/assets/1/7/ACOCAR_Brochure.pdf (page consultée le 02/03 2012).
- [36] Young, W. C. B., R.G. (1975). Flat Plates. Dans *Roark's formulas for stress and strain*, 7 édition. McGraw-Hill, p. 461-473.

[37] ZF Sachs (2010). Suspension Components and Systems for commercial vehicles. Dans http://www.zf.com/media/media/en/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/cars_flyer/fahrwerkkomponentenundsystemefrnutzfahrzeuge.pdf (page consultée le 02,01 2012).