ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE M.Ing.

PAR ASMA KOTRANE

CONCEPTION, RÉALISATION ET CARACTÉRISATION DYNAMIQUE D'UN AMORTISSEUR MAGNÉTO RHÉOLOGIQUE

MONTRÉAL, LE 04 MAI 2007

© droits réservés de Asma Kotrane

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Marc Thomas, directeur de mémoire Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Patrice Seers, président du jury Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Éric David, membre de jury Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 11 AVRIL 2007

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

CONCEPTION, RÉALISATION ET CARACTÉRISATION DYNAMIQUE D'UN AMORTISSEUR MAGNÉTO RHÉOLOGIQUE

Asma Kotrane

SOMMAIRE

Durant les dernières années, les amortisseurs magnéto rhéologiques ont fait l'objet d'une attention particulière. Cette attention est due principalement à leurs caractéristiques, incluant une simplicité mécanique, une gamme dynamique élevée, une basse alimentation électrique, une grande capacité de force et une robustesse. Ce mémoire présente les différentes étapes de conception, réalisation et caractérisation d'un amortisseur intelligent qui était à l'origine, un amortisseur passif classique et auquel sont appliquées des transformations reliées à la technologie magnéto rhéologique (MR) pour être utilisé comme élément de base des suspensions semi actives de voiture.

Après une vue d'ensemble des dispositifs exploitant la technologie des fluides MR, ce projet examine les différents détails de conception, de réalisation et de caractérisation d'un amortisseur intelligent. Ce prototype, rempli de fluide MR, a été testé expérimentalement pour différentes vitesses et sous différentes valeurs de courant. Les résultats expérimentaux obtenus montrent que, lorsqu'un courant est appliqué, la force produite et par conséquent les caractéristiques d'amortissement, peuvent être augmentées.

Cependant, cette technologie nécessite d'être soigneusement manipulée par le concepteur et l'utilisateur. Il y a toujours une valeur d'amortissement optimale qui fournit un compromis entre la stabilité de la voiture et le confort du passager. D'ailleurs, la simulation numérique réalisée sous MATLAB, prouve que le contrôleur qui commande l'amortisseur ne devrait pas se satisfaire d'une loi de commande du type "ON/OFF" mais devrait fournir une valeur variable du courant appliqué.

DESIGN AND REALISATION OF A MAGNETO RHEOLOGICAL DAMPER

Asma Kotrane

ABSTRACT

The development of a powerful new magnetorheological fluid, with recent progress in the understanding of the behavior of such fluids, has convinced researchers and engineers that magnetorheological fluid dampers are among the most promising devices for semi-active automotive suspension vibration control, because of their large force capacity and their inherent ability to provide a simple, fast and robust interface between electronic controls and mechanical components.

This research presents the different steps in designing, building and testing an intelligent damper. The damper was originally a classical passive damper retrofitted with magneto-rheological technology, that can be used for semi-active car suspensions.

After developing a specific design, this particular model, filled with an MR fluid, was experimentally tested for different speeds and with different electrical current values. The experimental results obtained show that, when the current is turned ON, the generated force and hence the damping characteristics could be increased. However, a damping increase can make the MR damper stiffer, implying that it should be handled carefully by the designer and the user. Indeed, there is always an optimal damping value which provides a compromise between the car stability and the ride comfort.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier, vivement, mon directeur de recherche M. Marc Thomas et à exprimer l'avantage que je ressens d'avoir été si utilement marquée par ses enseignements d'une rigueur et d'une clarté notoires.

Je remercie également Messieurs Lotfi Mezghani, Sadok Sassi, Éric David, Patrice Seers et Michel Beaudin pour leur assistance et pour leurs directives ô combien utiles. J'espère que ce travail sera à la hauteur de la confiance qu'ils n'ont cessé de m'accorder.

Je tiens également à exprimer ma gratitude à Serge Plamondon, Patrick Sheridan, Alexandre Vigneault, Michel Drouin, Jean-Guy Gagnon et Hugo Landry pour leur aide précieuse et leur disponibilité. Merci à la Société Industrielle d'amortisseurs de nous avoir fourni toutes les pièces nécessaires pour la fabrication.

Je tiens, aussi, à remercier Messieurs les membres de Jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de participer à l'évaluation de ce travail.

J'aimerais enfin témoigner ma reconnaissance profonde à ma famille qui m'a soutenu inconditionnellement depuis le début de mes études. Merci pour leur présence, leur compréhension si grande, si indispensable.

TABLE DES MATIÈRES

SOMMAIRE		i
ABSTRACT		ii
REMERCIEMEN	TS	iii
TABLE DES MA	TIÈRES	iv
LISTE DES TABI	LEAUX	vii
LISTE DES FIGU	URES	viii
LISTE DES ABRI	ÉVIATIONS ET SIGLES	xii
CHAPITRE 1 1.1 1.1.1 1.1.2 1.2	PROBLÉMATIQUE Problématique du confort et de la stabilité des véhicules Confort du passager Stabilité des véhicules Problématique des suspensions intelligentes	1 1 5 5
1.3 1.3.1 1.3.2 1.3.3	Problématique des suspensions magnéto rhéologiques (MR) Applications dans le domaine industriel Applications médicales Applications en génie civil	6 7 8 9
1.3.4 1.4	Applications automobiles Problématique des fluides électro et magnéto rhéologiques	11 16
1.5 1.6	Objectifs et originalités Méthodologie	18 19
CHAPITRE 2 2.1	ÉTUDE ET FONCTIONNEMENT DES SUSPENSIONS Introduction	20 20
2.2 2.3	Définition de la suspension Rôle de la suspension	20
2.4	Les différents types de suspension	23
2.4.1 2.4.2 2.4.3	Suspensions passives :	23
2.5 2.5.1	Composantes principales d'une suspension Les ressorts	24
2.5.2 2.6	Les amortisseurs Compromis entre la stabilité et le confort	26
2.6.1 2.6.2 2.6.3	Contrôle par la méthode Skyhook Loi de commande pour l'optimisation du confort des passagers Loi de commande pour l'optimisation de la stabilité du véhicule	32 33 34

CHAPITRE 3	ANALYSE DES EFFETS DES VIBRATIONS	36
3.1	Introduction	36
3.2	Expérimentation d'un amortisseur classique sur un véhicule	36
3.2.1	Etude des réponses temporelles	38
3.2.2	Étude des réponses fréquentielles	42
3.3	Conclusion	44
CHAPITRE 4	CARACTÉRISTIQUES DES FLUIDES MAGNÉTO	45
4.1	Dringing des fluides magnéte rhéologiques	4
$\frac{1}{4}$	Mode de fonctionnement des fluides magnéto rhéologiques	+5
4.2	Modélisation des fluides MR	/10
4.5	La viscositá	4 9 50
4.3.1	La viscosite	
4.3.2	Dropriétés Fondamentales de fluides MP	
4.5.5	Proprietes Fondamentales de fluides Mix	
CHAPITRE 5	MODÈLES MÉCANIQUES DES AMORTISSEURS MAGNÉTO)
	RHÉOLOGIQUES	54
5.1	Introduction	54
5.2	Modèles mécaniques des amortisseurs MR	54
5.2.1	Modèle de Bingham	54
5.2.2	Modèle de Gamota et Filisco	57
5.2.3	Modèle de Bouc-Wen	59
5.2.4	Modèle de Bouc-Wen modifié	71
CUADITDE 6	<u>CONCEDITION ΕΥΒΈΡΙΜΕΝΤΑΙ Ε ΤΗ ΝΟΙΙVEAU ΒΡΟΤΟΤΥ</u>	DE
CHAFIILE	D'AMODTISSEUDS MACNÉTO DIÉOLOGIOUES	Г Ш 77
6 1	A mortiagour hydroulique hitube conventionnel	ו ו רר
0.1	Amorusseur hydraunque onube conventionner	// יייס
0.2	Céamétrie de la nièse électromeanétique	70
0.5	Chain des matérieurs	/ 9
0.4	Choix des malenaux	83
0.4.1	Choix du fluide MR	83
6.4.2	Choix du materiau de la tige et de la piece electromagnetique	8/
CHAPITRE 7	MODÉLISATION DU CHAMP MAGNÉTIQUE ET ANALYSE	
	DES PERFORMANCES DU DISPOSITIF	88
7.1	Introduction	88
7.2	Modélisation magnétique	88
7.3	Étapes de la modélisation	91
7.3.1	Première étapes : Créer le nouveau modèle	91
7.3.2	Deuxième étape : Choix des matériaux	92
7.3.3	Troisième étape : Création des bobines	94
7.3.4	Quatrième étape : Maillage du dispositif	96
7.3.5	Cinquième étape : Solution du modèle	97
7.4	Conclusion	98

CHAPITRE 8	DIMENSIONNEMENT DU NOUVEAU PROTOTYPE	
	D'AMORTISSEUR MAGNÉTO RHÉOLOGIQUE	100
8.1	Introduction	100
8.2	Évaluation de l'amortissement	100
8.2.1	Écoulement Newtonien	102
8.2.2	Mode d'écoulement de Bingham	105
8.2.3	Mode de cisaillement	111
8.2.4	Spécificités des dispositifs MR	114
8.3	Présentation du prototype	118
CHAPITRE 9	ÉTAPES DE RÉALISATION ET PRÉSENTATION DU	
	PROTOTYPE RÉALISÉ	120
9.1	Introduction	120
9.2	Réalisation du bobinage	120
9.3	Présentation du prototype	121
9.4	Assemblage de l'amortisseur	122
9.5	Commande électrique de l'amortisseur	125
9.6	Problèmes rencontrés	125
9.6.1	Problèmes d'usinage	125
9.6.2	Problème d'étanchéité	126
CHAPITRE 10	ESSAIS RÉALISÉS ET EXPLOITATION DES RÉSULTATS	127
10.1	Introduction	127
10.2	But et stratégie de contrôle et initiales	127
10.3	Mode opératoire	131
10.4	Essais réalisés	132
10.4.1	Essais réalisés pour un courant I=0 A	133
10.4.2	Essais réalisés en activant les huit bobines	135
10.5	Modélisation du système	141
10.6	Réactions dynamiques de la suspension	144
10.6.1	Modèle mathématique	145
10.6.2	Amplification	146
10.6.3	Transmissibilité	146
CONCLUSION		
		151
TRAVAUX FUT	URS	151 153
TRAVAUX FUT ANNEXE 1 Fich	URS e Technique du MRF 132 AD	151 153 154
TRAVAUX FUT ANNEXE 1 Fich ANNEXE 2 Dim	URS e Technique du MRF 132 AD ensionnement des pièces utilisées	151 153 154 157
TRAVAUX FUT ANNEXE 1 Fich ANNEXE 2 Dim BIBLIOGRAPHI	URS e Technique du MRF 132 AD ensionnement des pièces utilisées E	151 153 154 157 169

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I	Comparaison des propriétés des fluides ER et MR	18
Tableau II	Comparaison entre les fluides MR	84
Tableau III	Stratégie de contrôle	. 129
Tableau IV	Forces en fonction de la vitesse pour I = 0 A	. 133
Tableau V	Tableau récapitulatif des équations de courbes de tendances de la phase de détente et de compression	. 139

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 1	Amplitude de la masse apparente de 60 sujets assis selon l'axe vertical
Figure 2	Symptômes et zones de fréquence associées provoqués par des vibrations de basses fréquences 0-20 Hz4
Figure 3	Machine à laver équipée d'amortisseur MR8
Figure 4	Utilisation des amortisseurs MR dans les prothèses pour genou9
Figure 5	Amortisseurs MR monté sur le lac de Dongting, Chine10
Figure 6	Amortisseur parasismique11
Figure 7	Composantes du système de contrôle d'amortissement12
Figure 8	Amortisseur magnéto rhéologique13
Figure 9	Force-vitesse en fonction du courant14
Figure 10	Présentation des amortisseurs UNR (HMMWV)15
Figure 11	Amortisseurs MagneRide de Delphi15
Figure 12	Loi Effort-Vitesse d'un amortisseur classique
Figure 13	Différents types d'amortisseurs
Figure 14	Compromis d'amortissement
Figure 15	Modèle de véhicule à 2 ddl en pompage
Figure 16	Modèle Skyhook
Figure 17	Description de l'expérience
Figure 18	Montage des accéléromètres
Figure 19	Réponse temporelle pour une vitesse de véhicule de 10 km/h38
Figure 20	Réponse temporelle pour une vitesse de véhicule de 15 km/h39

Figure 21	Réponse temporelle pour une vitesse de véhicule de 25 km/h	
Figure 22	Réponse fréquentielle pour une vitesse de véhicule de 10 km/h	43
Figure 23	Réponse fréquentielle pour une vitesse de véhicule de 15 km/h	43
Figure 24	Effet du champ magnétique sur les fluides magnéto rhéologiques	46
Figure 25	Mode de compression	
Figure 26	Mode de cisaillement	
Figure 27	Mode Valve	
Figure 28	Profil de vitesse	51
Figure 29	Comportement des fluides plastiques de Bingham	
Figure 30	Modèle de Bingham	55
Figure 31	Mesure expérimentale de la force	56
Figure 32	Comparaison entre le modèle expérimental et le modèle théorique	57
Figure 33	Modèle de Gamota et Filisco	58
Figure 45	Modèle de Bouc Wen modifié	71
Figure 46	Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultat théoriques du modèle de Bouc Wen modifié	s 73
Figure 47	Fichier Simulink du modèle de Bouc Wen modifié	75
Figure 48	Suite du fichier Simulink du modèle de Bouc-Wen modifié	76
Figure 49	Amortisseur bitube hydraulique passif conventionnel	78
Figure 50	Lignes de champ dans l'amortisseur bitube MR	80
Figure 51	Géométrie des modèles	

Figure 52	Contrainte de cisaillement versus taux de cisaillement en absence de champ magnétique pour le fluide MRF-132AD	
Figure 53	Contrainte d'écoulement versus excitation magnétique du MRF- 132AD	. 87
Figure 54	Dessin du dispositif	. 92
Figure 55	Caractéristique magnétique du fluide MRF-132AD	. 93
Figure 56	Choix du type de matériaux	. 94
Figure 57	Création des bobines sur MagNet	. 94
Figure 58	Dimensions de la pièce électromagnétique	. 95
Figure 59	Maillage du dispositif	. 96
Figure 60	Maillage	. 97
Figure 61	Modélisation de la densité de flux magnétique B [T]	. 97
Figure 62	Caractéristique magnétique du fluide MRF-132AD	. 98
Figure 63	Variation de la contrainte d'écoulement en fonction du champ magnétique	. 99
Figure 65	Profil de vitesse entre l'électrode et le cylindre intérieur	106
Figure 70	Photo de la tige avant et après modification	122
Figure 71	Photo des différentes pièces de l'amortisseur MR	122
Figure 72	Montage du PISTON	123
Figure 73	Assemblage du corps de l'amortisseur et du cylindre intérieur	124
Figure 75	Photo du boîtier de commande des bobines	125
Figure 76	Courbe initiale de l'amortissement optimal en fonction de la fréquence d'excitation	128
Figure 77	Courbe échelonnée de l'amortissement optimal en fonction de la fréquence d'excitation	128
Figure 78	Photos des pièces endommagées	130

Figure 79	Photo de la MTS
Figure 80	Variation de la force en fonction du temps pour $I = 0$ A132
Figure 81	Variation de la force en fonction de la vitesse pour $I = 0$ A 133
Figure 82	Systèmes de détente et de compression135
Figure 83	Force de détente et compression en fonction de la vitesse136
Figure 84	Force de détente en fonction de la vitesse
Figure 85	Force de compression en fonction de la vitesse137
Figure 86	Comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle de Bingham
Figure 87	Caractéristiques d'amortissement
Figure 88	Courbe expérimentale de la force en fonction de la vitesse pour I= 1.25 A
Figure 89	Courbe théorique de la force en fonction de la vitesse pour I= 1.25 A
Figure 90	Transmissibilité en fonction de l'amortissement, évalué aux excitations d'une fréquence de 2 hertz
Figure 91	Rapport d'amplification en fonction de l'amortissement, évalué aux excitations d'une fréquence de 2 hertz148
Figure 92	Transmissibilité et Amplification en fonction de l'amortissement, évaluées aux excitations d'une fréquence de 2 hertz149

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

- A surface de contact
- AR amplification
- B densité de flux magnétique
- C coefficient d'amortissement visqueux
- c₀ coefficient d'amortissement
- c_{sky} constante d'amortissement de Skyhook

C_{cisaillement} constante d'amortissement en mode de cisaillement

Cecoulement constante d'amortissement en mode d'écoulement

- D diamètre du piston
- e épaisseur du fluide
- E champ électrique

ER électro rhéologique

- F_e fréquence d'échantillonnage
- F force appliquée à la masse
- f_c force de friction
- F_{τ} force de friction
- F_{η} force visqueuse

G épaisseur

G(H) Module complexe de cisaillement qui dépend du champ magnétique

- H champ magnétique
- J densité du courant
- J_c densité de courant de conduction
- J_d courants de déplacement

K raideur

- L longueur
- Lwe volume
- M masse

MR magnéto rhéologique

n nombre de périodes considérées entre deux maximas

N nombre de spires

N_e nombre d'échantillons

p pression développée par le piston

P puissance

Q débit

Q_{ci,1} débits en mode de cisaillement dans la région 1

Q_{ci,2} débits en mode de cisaillement dans la région 2

- Q_{ci,3} débits en mode de cisaillement dans la région 3
- R coordonnée radiale
- R₁ rayon externe de l'électrode
- R₂ rayon interne du cylindre intérieur

t temps

t_a temps d'acquisition

TR coefficient de transmissibilité

u vitesse

 $u_{cisaillement,1}(r)$ vitesse en mode de cisaillement dans la région 1

 $u_{ecoulement,1}(r)$ vitesse en mode d'écoulement dans la région 1

V vitesse

w largeur du passage du fluide

W_m puissance mécanique contrôlable

x déplacement vertical

X_i maxima de mouvement aux différentes périodes

z largeur du piston

Z coordonnée longitudinale

 γ vitesse de cisaillement du fluide

 δ décrément logarithmique

3	permittivité électrique
εο	permittivité du vide
Δf	précision fréquentielle
$\Delta \mathbf{P}$	chute de pression
ΔP_η	composante visqueuse
ΔP_τ	contrainte de cisaillement
Δt	temps d'activation
η	viscosité du fluide
η_{ap}	viscosité apparente
ρ	densité de charges
σ	conductivité électrique
λ	gamme dynamique
$\tau_y(H)$	seuil d'écoulement
τ	contrainte de cisaillement
μ_0	viscosité initiale du fluide en absence de champ
μ_{l}	perméabilité magnétique du vide
ν_0	vitesse du piston
ξ	rapport d'amortissement
ω_d	fréquence naturelle amortie
ω _n	fréquence naturelle du système
Γ_{ν_0}	constante qui dépend seulement de la géométrie du modèle

 $\Gamma_{ecoulement}$ constante qui dépend seulement de la géométrie du modèle

CHAPITRE 1

PROBLÉMATIQUE

1.1 Problématique du confort et de la stabilité des véhicules

Les suspensions automobiles classiques ont deux objectifs : le confort du passager et la stabilité du véhicule. Le confort préserve les passagers du véhicule des perturbations de la route. La stabilité empêche le véhicule de rouler et de tanguer de façon excessive et assure une bonne adhérence entre le pneu et la route.

1.1.1 Confort du passager

Dans le domaine des transports, et particulièrement dans le domaine automobile, le confort devient une préoccupation à part entière. La tendance du marché actuel montre qu'il s'agit d'un argument décisif dans la vente de véhicules. Le confort du passager est en rapport direct avec l'état des routes et les vibrations transmises. Si dans le domaine automobile, les amplitudes des vibrations restent relativement faibles et ne constituent pas un risque pour la santé, il n'en va pas de même pour les engins industriels. Dans ce dernier domaine les vibrations transmises sont d'amplitude élevée et peuvent constituer un risque, pour la santé des opérateurs, ou du moins un risque de fatigue. Les vibrations ont donc, selon leur sévérité, un impact sur le confort, comme c'est le cas en automobile, ou sur la fatigue comme c'est le cas pour les engins industriels. Les conducteurs de taxis, d'autobus et de camion, qui sont soumis à des vibrations quotidiennes de basses fréquences, ont fait l'objet d'études épidémiologiques centrées sur les problèmes de dos [1]. La plupart de ces études relèvent à long terme des maladies particulièrement centrées sur les maux de dos.

La fréquence de résonance verticale de la caisse devrait être comprise entre 1 et 2 Hz et celle des masses non suspendues (les roues et les liaisons caisse/roues), devrait se situer entre 10 et 15 Hz. Une grande partie des problèmes d'optimisation de la loi d'amortissement se situe dans cet écart de fréquence. Pour réaliser un compromis entre confort et stabilité il faut d'une part, conserver un bon contact entre les pneus et le sol par un amortissement conséquent des mouvements de roue et, d'autre part, ajuster cet amortissement pour le confort, c'est-à-dire filtrer les irrégularités de la route.

La norme ISO 2631 [2] s'intéresse au confort et à l'incommodité des individus faces aux vibrations globales du corps et des chocs dans les bâtiments. Elle décrit une méthode de mesure et d'évaluation incluant la détermination de la direction et de l'emplacement de mesurage. La gamme de fréquences d'intérêt est entre 1 et 80 Hz. Pour des vibrations inférieures à 1 Hz, l'être humain est plutôt soumis au mal de mer [3]. La tolérance du corps humain aux vibrations à court et long terme dépend de la fréquence, de l'amplitude et de la durée d'exposition.

Le corps humain possède des fréquences de résonances globales correspondant aux grandes masses corporelles, et des fréquences de résonances locales correspondant à des sous-ensembles de moindre masse.

Dans une étude de la masse apparente réalisée par Fairley et Griffin [4] sur un groupe de 60 sujets, la courbe d'amplitude de la figure 1 a été obtenue. La première fréquence de résonance principale est située entre 4 et 6 Hz. L'impédance, la masse apparente, la transmissibilité siège/tête, la transmissibilité siège/thorax, la transmissibilité siège/rachis et la pression abdominale, présentent une résonance aux alentours de 5 Hz.

La seconde résonance est moins claire que la première. Elle apparaît, suivant les auteurs et les individus, entre 8 et 12 Hz [5].



Figure 1 Amplitude de la masse apparente de 60 sujets assis selon l'axe vertical [4]

Plusieurs études ont été réalisées sur les troubles apparaissant chez les catégories professionnelles soumises aux vibrations de façon quotidienne. Selon la littérature, quatre groupes d'organes peuvent être affectés chez les populations soumises à des environnements vibratoires: l'ensemble musculo-squelettique, le système digestif, le système nerveux et le système vasculaire [5]. Cependant, un lien de cause à effet est difficile à établir pour l'ensemble de ces affections.

La figure 2 donne les résultats obtenus suite à une étude réalisée par l'US Air Force en 1960 [5]. C'est une étude qui donne la définition d'un seuil de tolérance du corps humain aux vibrations. Ce seuil correspond à un niveau d'accélération, il dépend de la durée d'imposition du stimulus ainsi que de la plage de fréquences des vibrations imposées. La limite d'exposition est utilisée pour évaluer l'exposition maximale admissible pour les vibrations globales du corps.



Figure 2 Symptômes et zones de fréquence associées provoqués par des vibrations de basses fréquences 0-20 Hz [5]

En somme, il ressort qu'il y a deux gammes de fréquences : des fréquences entre 0.1 et 1 Hz, qui peuvent causer le mal de transport, et des fréquences entre 4 et 8 Hz qui peuvent être à l'origine des maux de dos. La sensibilité maximale du corps humain a été fixée entre 4 et 8 Hz [6]. Ainsi, la plage de fréquence devrait être inférieure à 2 Hz, ce qui correspond à la moitié de la valeur de sensibilité fréquentielle maximale.

En conclusion, les fréquences devraient d'une part être supérieures à 1 Hz pour éviter le mal de transport, et d'autre part, inférieures à 2 Hz pour éviter les maux de dos. Les fréquences devraient alors se situer entre 1 et 2 Hz.

1.1.2 Stabilité des véhicules

La tenue de route dépend de plusieurs facteurs dont la suspension. Durant le déplacement, la charge verticale est le facteur qui subit les variations les plus importantes. Face à un obstacle, la roue subit une poussée très rapide vers le haut ; son mouvement est contrarié par l'inertie de la voiture, qui agit à travers le ressort de la suspension. Juste après l'obstacle, la roue revient à sa position initiale, mais le corps de la voiture reste encore légèrement soulevé à cause de sa masse supérieure ; il lui faut plus de temps pour retrouver sa position. Durant ce laps de temps, le ressort garde une légère extension et agit moins vigoureusement pour maintenir le contact entre la roue et le sol, d'où la diminution de l'adhérence. La tenue de route sera meilleure lorsque le laps de temps durant lequel la roue est délestée est court, c'est-à-dire, lorsque la fréquence des oscillations sera plus élevée.

1.2 Problématique des suspensions intelligentes

Pour des systèmes classiques, deux choix étaient possibles : amortisseurs «durs ou confortables». Les voitures avec des suspensions dures bénéficient d'une meilleure tenue de route au dépend d'un certain confort. Celles avec des suspensions souples, privilégient, au contraire, le confort à une tenue de route optimale.

Le but des suspensions intelligentes est d'optimiser le compromis entre le confort et la stabilité. Elles sont dites intelligentes dans le sens où, à chaque instant, elles savent adapter le réglage approprié à la situation de conduite rencontrée.

Un amortisseur intelligent peut être un amortisseur hydraulique semi-actif. L'adaptation s'effectue, pour certains cas, grâce à des restrictions de passages d'huile, à travers des assemblages de valves spécifiques à chaque phase de fonctionnement de l'amortisseur. C'est par exemple le cas de certaines voitures de courses.

D'autres systèmes sont définis par l'intégration d'une valve spéciale qui contrôle un flux d'huile parallèle à celui passant à travers l'assemblage du piston. Ce flux d'huile parallèle est fermé par le système FSD (Le FSD est un amplificateur hydraulique qui retarde la montée en pression), permettant une augmentation de la force d'amortissement presque linéaire lorsque le piston se déplace dans une direction. Ce système a été crée par Koni Amortisseurs [7].

Il existe aussi des suspensions pneumatiques adaptatives. Ces suspensions sont à commande électronique aux quatre roues. Cette technique fait appel à un système d'amortissement variable pour joindre tenue de route sportive et confort. Les données transmises par les capteurs installés sur les essieux et les capteurs d'accélération montés sur la carrosserie sont analysées par l'unité de commande centrale de la suspension pneumatique. Un ordinateur contrôle le réglage de chaque amortisseur en fonction de la conduite. La suspension pneumatique permet d'abaisser la hauteur d'assiette en fonction de la vitesse du véhicule. En corrigeant l'assiette, le centre de gravité du véhicule est abaissé, ce qui améliore considérablement la stabilité dans les virages. Le véhicule est muni de jambes de force pneumatiques aux quatre roues. La suspension pneumatique adaptative donne également au conducteur la possibilité de modifier les caractéristiques de la suspension - et par conséquent la dynamique - selon ses préférences. Cette suspension est offerte en option sur les modèles Audi A8 et Audi Q7 [8].

1.3 Problématique des suspensions magnéto rhéologiques (MR)

Le rôle d'une suspension intelligente, est d'ajuster l'amortissement en un temps très court. Ceci est rendu possible grâce à l'utilisation des fluides magnéto rhéologiques qui contiennent des particules magnétiques, dont la taille est voisine de 1 µm, en suspension dans un fluide. Lorsque ces particules sont soumises à un champ magnétique, le liquide devient presque instantanément (10 ms) plus visqueux, ce qui rend l'amortisseur plus ferme. En situation réelle, la tenue de route et la maniabilité sont particulières.

L'inclinaison de la carrosserie en virage peut être réduite et les ajustements constants de la suspension magnétique optimisent le confort et le contrôle, même en conduite sportive sur les revêtements routiers détériorés. Les lois d'amortissement sont simplement fonction de l'intensité électrique appliquée au fluide magnéto rhéologique ou MR. L'effet MR consiste donc en une augmentation brusque des propriétés mécaniques (viscosité, plasticité, élasticité) du MR sous l'effet du champ magnétique

Une des premières études portées sur l'amortissement a été entreprise par Krasnicki [9]. Dans cette étude, un système à un seul degré de liberté avec un prototype d'amortisseur semi actif employant le modèle « skyhook » est comparé aux résultats obtenus à partir de simulations. Le système était soumis à des entrées sinusoïdales et aléatoires, la transmissibilité a été comparée à celle obtenue par la simulation. L'amortissement semi actif a bien joué un rôle dans l'atténuation des vibrations.

Les produits commercialisés utilisant la technologie MR sont relativement récents. La compagnie Lord Corporation détient un quasi monopole sur les ventes de fluide MR et sur le développement d'équipements utilisant cette technique. Les applications des amortisseurs MR sont multiples, ils apparaissent dans plusieurs domaines.

1.3.1 Applications dans le domaine industriel

Dans le domaine industriel, la compagnie Lord a développé un amortisseur pour machine à laver qui réduit considérablement les vibrations transmises tout en consommant très peu d'énergie électrique. Ce système est présenté à la figure 3.



Figure 3 Machine à laver équipée d'amortisseur MR [10]

1.3.2 Applications médicales

Selon des études menées par Biedermann OT Vertrieb, un fabricant de dispositifs prosthétiques, l'amortisseur RD-1005-3 peut aussi être utilisé dans des prothèses pour genoux [11]. Cette prothèse permet aux amputés de marcher d'une manière plus naturelle et de monter l'escalier plus facilement qu'auparavant. Ce dispositif améliore la mobilité de personnes amputées de la jambe - à un coût comparable à d'autres prothèses de haute qualité. La caractéristique principale de cette prothèse consiste au faible temps de réponse (de l'ordre des millisecondes). C'est ce qui permet au genou de s'adapter à tous les changements de mouvement possibles. La figure 4 présente la prothèse ainsi que ses principales composantes.



Figure 4 Utilisation des amortisseurs MR dans les prothèses pour genou [12]

L'amortisseur passif utilisé pour les prothèses ne fournit qu'une oscillation simple du pied. Si l'amputé veut marcher plus lentement ou plus rapidement, sa démarche sera artificielle. De plus, l'amortisseur passif ne permet pas de marcher naturellement, de descendre l'escalier, de se pencher ou de soulever des objets lourds. En plus de la grande amélioration du fonctionnement sur des systèmes d'amortisseurs passifs, le genou « Magnetic Intelligent » est moins coûteux, moins complexe et plus sûr. Le genou Prolite inclut une batterie d'une autonomie de deux jours.

1.3.3 Applications en génie civil

Les ingénieurs des travaux publics dans l'industrie de construction incorporent la technologie des fluides MR dans l'ingénierie structurelle de constructions et des ponts. Le système est relativement peu coûteux, a besoin de peu de maintenance et exige très peu d'énergie pour fonctionner. Un système d'amortissement utilisant les amortisseurs MR travaille de la même façon qu'un amortisseur d'automobile protégeant les structures ou les ponts contre les tremblements de terre et les vents de tempête. Des amortisseurs

intelligents sont actuellement employés sur le Pont de Dongting en Chine comme indiqué sur la figure 5.



Figure 5 Amortisseurs MR monté sur le lac de Dongting, Chine [13]

Des amortisseurs MR plus imposants sont également utilisés dans les constructions parasismiques. La figure 6 montre la structure interne d'un tel type d'amortisseurs. En complément d'une structure particulière, ces amortisseurs permettent de garder la construction intacte même après un séisme. Cet amortisseur a été réalisé en collaboration entre la société Lord Corporation et le laboratoire des structures dynamiques et de contrôle séismique (The Structural Dynamics and Control/Earthquake Engineering Laboratory) à l'université de Notre Dame, Indiana, USA [14].



Figure 6 Amortisseur parasismique [15]

Afin que l'exposition au champ magnétique transforme le fluide à l'état semi-solide il faut que les lignes de champ soient perpendiculaires à la direction de déplacement de l'huile. Avec cette conception du bobinage, l'espace où le champ est perpendiculaire au déplacement du fluide est minime, comme montré à la figure 6.

1.3.4 Applications automobiles

1.3.4.1 Applications pour siège de véhicule

Des systèmes d'amortissement semi actifs ont également été employés pour d'autres types de suspensions, tels que les sièges de véhicule. Dans les études entreprises conjointement entre le laboratoire de dynamique de véhicule de Virginia Tech et Lord Corporation, le dispositif MR le plus réussi d'un point de vue commercial est le RD-1005-3 [16]. L'amortisseur est monotube, d'une longueur de 20.83 centimètres en détente et de 15.49 centimètres en compression. Il est capable d'avoir une force d'amortissement de 226,80 kg pour des vitesses supérieures à 5,08 centimètres/seconde

pour un courant de 1 ampère. Lorsque le courant n'est pas appliqué, l'amortisseur a une force inférieure à 68,04 kg à 20,32 centimètres/seconde. L'amortisseur RD-1005-3 est employé dans un système de suspension de siège appelé "*Motion Master semi-active damping system*". Le système de contrôle d'amortissement est composé d'un amortisseur contrôlable, un contrôleur avec sonde intégrée, un commutateur et un microprocesseur comme indiqué sur la figure 7.



Figure 7 Composantes du système de contrôle d'amortissement [16, 17]

La conception de cet amortisseur est semblable à celle d'un amortisseur monotube [18] qui se compose d'un piston à orifices et d'une chambre de gaz. Les bobines électromagnétiques sont situées au niveau du piston autour des orifices. La force instantanée développée par l'amortisseur MR est directement liée au courant de commande produit par le contrôleur. Cet amortisseur est présenté à la figure 8.



Figure 8 Amortisseur magnéto rhéologique [18]

Les résultats montrent clairement des variations considérables de l'amortissement en fonction du courant appliqué. L'algorithme est formulé pour fournir des faibles amortissements sous de faibles grandeurs détectées. Sur des routes relativement lisses, l'amortisseur est actionné en mode passif pour une faible (voir nulle) valeur du courant transmis aux bobines. Quand la suspension rencontre des mouvements relativement grands, l'algorithme détecte la position relative du siège et de son changement par rapport au temps, et produit une commande appropriée du courant. Un commutateur à trois positions est également intégré dans la conception, cela permet au conducteur d'ajuster la commande en plaçant l'amortissement à l'une de ces trois positions : faible, moyen, ou fort. Les courbes présentées sur la figure 9 indiquent des caractéristiques presque symétriques de la force en fonction de la vitesse, ceci correspond aux phases de détente et de compression de l'amortisseur.



Figure 9 Force-vitesse en fonction du courant [18]

Étant donné que le bobinage est situé au niveau des orifices, à l'intérieur du piston, le champ magnétique créé par les bobines est concentré au niveau des orifices, limitant ainsi le passage du fluide d'une chambre à l'autre. Ceci induit une région active limitée, puisque le champ est concentré au niveau du piston.

1.3.4.2 Applications militaires

Une étude développée à l'université du Nevada [19, 20], a été réalisée sur la conception et le développement d'un amortisseur MR pour des véhicules tout-terrains ou HMMWV (*high-mobility multi-purpose wheeled vehicle*). Une analyse par éléments finis, électromagnétique et tridimensionnelle ainsi qu'une modélisation se basant sur la mécanique des fluides ont été réalisées pour prévoir le comportement de l'amortisseur MR. La figure 10 présente le nouvel amortisseur MR pour HMMWV à gauche, l'amortisseur précédent HMMWV à droite et un amortisseur OEM (original equipment manufacturer) HMMWV au milieu. Les deux amortisseurs MR sont développés à l'université du Nevada, Reno (UNR).



Figure 10 Présentation des amortisseurs UNR (HMMWV) [19]

1.3.4.3 Applications commerciales

Parmi les produits MR, les amortisseurs ont bénéficié du plus grand intérêt et ont même été fabriqué pour des applications commerciales. Le succès des amortisseurs MR a été atteint à travers le système "Motion Master" de Lord Corporation.



Figure 11 Amortisseurs MagneRide de Delphi [21]

L'amortisseur MagneRide présenté à la figure 11, a été conçu conjointement entre Delphi et Lord Corporation. En 2002, la Cadillac Séville STS fut la première voiture à utiliser ce type d'amortisseur suivie en 2003 par la Chevrolet Corvette sous le nom de "Magnetic Selective Ride Control". Trois autres modèles de Cadillac sont équipés en option (modèles XLR, SRX et DTS) ainsi que la Buick Lucerne. Des amortisseurs MR sont disponibles aussi sur la nouvelle Ferrari GTB 599 Fiorano ainsi que sur le concept Audi Shooting Brake qui est un avant goût de la future TT. Il devrait équiper 4 autres modèles en 2007 [21, 22].

L'amortisseur MR est actuellement utilisé sur six types de véhicules en Amérique et deux en Europe. Cependant, ce produit n'équipe, pour le moment, que les véhicules de luxe. De plus, c'est le même amortisseur qui est utilisé pour toutes les voitures équipées d'un tel système. Le système interne de l'amortissement comprend une bobine électromagnétique intégrée dans le piston de l'amortisseur de manière à ce que le flux se déplace exactement de manière transversale aux orifices d'admission du piston amortisseur. Quand le piston se déplace, les particules de métal alignées créent une résistance à l'écoulement du fluide de suspension.

1.4 Problématique des fluides électro et magnéto rhéologiques

Outre les fluides MR, il existe des fluides électro-rhéologiques, qui fonctionnent de la même manière que les fluides MR, cependant ils exigent l'application d'un champ électrique au lieu d'un champ magnétique. Les fluides électro-rhéologiques sont des fluides dont la viscosité dynamique augmente en temps réel (quelques millisecondes) quand ils sont soumis à un champ électrique très élevé. Ces fluides électro-rhéologiques sont composés essentiellement de particules polarisables, de très faibles dimensions, suspendues dans un liquide diélectrique. Les liquides souvent utilisés sont des huiles diélectriques.

L'avantage essentiel des fluides MR est la haute densité d'énergie magnétique qui peut être emmagasinée dans les fluides. La densité d'énergie dans les fluides MR est limitée par la saturation magnétique des particules de fer : Pour un fluide MR à base de fer, la densité d'énergie maximale est 0.1 Joule/cm³. Cependant, pour les fluides ER, la densité d'énergie maximale est seulement 0.001 Joule/cm³. C'est la raison principale pour laquelle le rendement des fluides MR est plus grand que celui des fluides ER ; néanmoins leur viscosité est presque la même. Une contrainte de cisaillement de près de 100 kPa peut être obtenue pour les fluides MR avec des suspensions magnétiques contenant la poudre de carbonyle de fer [23], tandis que les valeurs de 2 à 5 kPa semblent être le rendement maximal pour des fluides ER. Un haut rendement dynamique tient compte de la petite taille de dispositif et de la haute gamme dynamique. Pour une performance mécanique comparable, la quantité de fluide actif nécessaire dans des dispositifs MR sera deux fois plus petite que celle utilisée dans des dispositifs ER.

De la perspective d'une mise en œuvre pratique -bien que les exigences d'énergie totales pour les dispositifs ER et MR soient presque égales -seulement les dispositifs MR sont facilement conduits par des sources communes basse tension. Les dispositifs MR peuvent être contrôlés avec une basse tension, le courant conduit nécessite seulement une alimentation de 1 à 2 A, tandis que les dispositifs ER exigent une source haute tension autour de 2000~5000 volts qui n'est pas aisément disponible. De plus, une si haute tension peut causer des problèmes de sécurité. Le tableau I, ci-dessous, fournit un résumé des propriétés clefs des fluides ER et MR.

Tableau I

Propriétés	Fluides MR	Fluides ER
Contrainte de cisaillement	50-100 kPa	2-5 kPa
Viscosité	0.1 – 1.0 Pa.s	0.1 – 1.0 Pa.s
Température de fonctionnement	-40 à 150 °C	+10 à 90 °C
Stabilité	N'est pas affecté par les impuretés	Ne tolère pas les impuretés
Densité	$3 a 4 g/ cm^3$	1 à 2 g/cm ³
Densité d'énergie maximale	0.1 Joules/cm ³	0.001 Joules/cm ³
Alimentation	2-25V, 1-2 A	2000-5000 V, 1-10 mA

Comparaison des propriétés des fluides ER et MR [24]

1.5 Objectifs et originalités

L'objectif de cette étude, est de développer une nouvelle conception d'amortisseur MR, afin d'augmenter ses performances d'amortissement. Ceci dépend en partie de la concentration du champ magnétique dans l'espace de passage du fluide, et dépend aussi de la surface active, c'est-à-dire celle où le mouvement du fluide est perpendiculaire au flux magnétique. Une conception optimale du circuit magnétique exige de maximiser l'énergie de champ magnétique dans l'espace de passage du fluide et de la réduire dans les régions non actives. Un tel système permettrait, entre autres, d'avoir une amélioration de la gestion du comportement dynamique du véhicule d'une part et du confort du passager de l'autre. Il aura ainsi, l'avantage d'être plus performant que les systèmes actuellement utilisés.

1.6 Méthodologie

Dans un premier temps, sera donnée, une description globale des suspensions et du rôle qu'elles remplissent pour les véhicules. Par la suite une étude expérimentale sera réalisée. Son but est d'étudier la réponse d'un véhicule lors d'un impact.

Par la suite, sera donnée une présentation des fluides magnéto rhéologiques dans leur cadre général. On présentera par la suite une analyse des différents modèles mécaniques et théoriques des amortisseurs magnéto rhéologiques.

L'on s'intéressera par la suite à présenter les différentes étapes de conception et des procédures expérimentales qui ont été suivies afin de concevoir et dimensionner le prototype d'amortisseur magnéto rhéologique.

Finalement, le prototype d'amortisseur réalisé sera rempli de fluide magnéto rhéologique et testé expérimentalement afin d'étudier l'impact de la variation du courant électrique sur la réponse dynamique résultante.

CHAPITRE 2

ÉTUDE ET FONCTIONNEMENT DES SUSPENSIONS

2.1 Introduction

Une description globale des suspensions et du rôle qu'elles remplissent pour les véhicules est un préalable indispensable pour une étude technique des amortisseurs.

2.2 Définition de la suspension

Les chaussées sur lesquelles les véhicules sont amenés à circuler présentent de nombreuses irrégularités dont la taille, la forme et la fréquence d'apparition sont très variables en fonction du type du réseau considéré (autoroutes, routes nationales, départementales, chemins...) et de l'état du revêtement. Lors d'un parcours, les roues rencontrent donc des obstacles très diversifiés dont la distribution est apparemment aléatoire tant sur l'aspect géométrique que sur l'aspect temporel. Cette succession d'inégalités engendre au niveau de la roue des mouvements continuels dont le sens et l'intensité dépendent du profil de l'obstacle et de la vitesse de passage. Ces mouvements s'accompagnent d'accélérations verticales plus ou moins importantes. Si le châssis est relié rigidement à la roue, ces accélérations seront directement transmises et devront donc être subies à la fois par les composantes liées au véhicule et par les occupants. Dans ce cas, les éléments de structure et les équipements sont constamment soumis à des sollicitations extrêmement sévères susceptibles de diminuer leur durée de vie. En outre, les vibrations et les chocs deviennent rapidement intolérables sur le plan physique pour les occupants du véhicule. Enfin, le contact entre la roue et la route n'étant pas assuré de façon permanente, la tenue de route du véhicule en est affectée. L'ensemble de ces éléments justifie la nécessité de créer un degré de liberté vertical entre la roue et le
châssis, dont le contrôle est impératif. La suspension est l'ensemble des composants qui permettent de créer ce degré de liberté et qui assurent la gestion du comportement dynamique du véhicule et le confort d'utilisation.

Fondamentalement, le principe de la suspension consiste à interposer entre le châssis et la roue, un dispositif flexible. Cette organisation fait apparaître deux catégories de masses : les masses suspendues et les masses non suspendues. Les masses suspendues sont celles des composants qui sont portés par la suspension. Le châssis et les équipements qui y sont directement rattachés font partie de cette catégorie. A l'inverse, l'ensemble roue pneumatique n'en fait pas partie puisqu'il se suffit à lui-même grâce au rôle porteur du pneumatique. La distinction entre masse suspendue et masse non-suspendue est essentielle dans l'analyse des phénomènes physiques qui régissent la suspension. En effet, celle-ci doit pouvoir contrôler en permanence et simultanément les mouvements de l'une et de l'autre ; chacune étant sous l'emprise d'une dynamique propre en raison notamment de la valeur du rapport entre les masses suspendues et les masses non-suspendues.

2.3 Rôle de la suspension

Le fait de ne pas avoir de liaison rigide avec le châssis permet d'éviter :

- a. le non-contact au sol d'une des roues à l'arrêt ou à basse vitesse et les contraintes de torsion du châssis qui en résulteraient ;
- b. le décollement du sol de l'ensemble véhicule/roues à plus grande vitesse en raison des impulsions reçues par les roues ;
- c. la perte d'adhérence des roues ;
- d. l'inconfort des passagers ou les risques de détérioration des marchandises transportées.

La suspension d'un véhicule remplit donc un triple rôle :

- a- porter le véhicule : par définition même, la suspension doit supporter les masses suspendues, c'est-à-dire la suspension doit à tout instant, et quelle que soit la nature des sollicitations subies, maintenir la valeur de la hauteur relative du châssis par rapport au sol dans un intervalle prédéterminé. Dans la pratique, on fait appel à deux notions : la garde au sol et l'assiette. La garde au sol est la valeur minimale de l'écart entre les éléments suspendus et le sol. Le respect d'une garde au sol suffisante garantit l'absence de contact entre les composantes du véhicule (échappement, carters, réservoirs) et les accidents du revêtement routier (dos d'ânes, rampes d'accès des garages). L'assiette repose sur la définition d'une distance entre le centre de la roue et un point de référence du châssis. Le but étant d'avoir l'assiette la moins variable possible quelque soit le chargement du véhicule, afin de ne pas modifier les performances aérodynamiques, le réglage de l'éclairage, la garde au sol...
- b- assurer un contact permanent : sur un véhicule dépourvu de suspension, le pneumatique ne peut pas suivre rigoureusement et en permanence le profil de la chaussée. La distance entre le centre de la roue et le châssis étant fixe dans l'hypothèse considérée, c'est le mouvement global de la caisse qui conditionne la position des pneumatiques par rapport au sol. Ainsi, la position de chaque pneumatique est la résultante de ce qui se passe au niveau des trois autres.
- c- isoler des perturbations extérieures : outre l'intérêt sur la durée de vie des composantes mécaniques, la fonction d'isolation opérée par la suspension doit également concourir à procurer un bon confort d'utilisation aux occupants du véhicule. La notion de confort vise à caractériser les qualités de l'environnement de l'individu en rapport avec sa physiologie.

2.4 Les différents types de suspension

Les suspensions peuvent être classées en trois grandes familles :

a. les suspensions passives ;

b. les suspensions semi-actives ;

c. les suspensions actives.

Les critères d'appartenance à l'une ou l'autre de ces familles reposent essentiellement sur des considérations énergétiques et sur le mode de gestion des vibrations.

2.4.1 Suspensions passives :

Les suspensions passives sont à la fois les plus connues et les plus répandues. Une suspension passive est constituée d'un ensemble ressort-amortisseur, l'amortisseur étant monté en parallèle avec le ressort. Ces deux éléments de base ne nécessitent aucun apport direct d'énergie de la part du véhicule sur lequel ils sont montés : on parle d'éléments passifs. Le principe de fonctionnement est le suivant : le ressort absorbe les reliefs de la route, cependant lors de cette absorption, le ressort accumule de l'énergie cinétique qu'il doit restituer. L'amortisseur est alors l'organe qui module cette dissipation d'énergie [25].

2.4.2 Suspensions actives :

Une suspension active se caractérise par le fait que toutes les parties des forces de suspension sont générées par des actionneurs nécessitants une source d'énergie externe. Ces forces sont contrôlées au travers des asservissements en boucles fermées qui régissent les efforts ou les déplacements. Cependant la puissance consommée par ce type de suspensions est très importante et peut atteindre dans certain cas des valeurs proches

de trente kilowatts, ce qui équivaut à la puissance du moteur à faible puissance. Cette « lacune » rend cette solution difficile à envisager. Il y a aussi un risque en sécurité en cas de panne du système.

2.4.3 Suspensions semi-actives

Une suspension semi-active consiste en un dispositif permettant de moduler les caractéristiques de l'amortisseur sans agir sur le ressort de suspension.

Les suspensions passives ne peuvent, au mieux, que réaliser un compromis figé entre les impératifs du confort vertical pur, et ceux relevant de la tenue de route et du contrôle du véhicule. On peut comprendre l'avantage technique incontestable des suspensions semiactives qui permettent de moduler les paramètres d'amortissement en fonction du contexte. Cette modulation s'accompagne d'une perte de puissance minimale, puisqu'elle se limite à l'activation de commutateurs. Cependant, ces systèmes se contentent seulement de restituer l'énergie emmagasinée aux sollicitations extérieures. La différence avec une suspension passive provient du fait que la façon dont cette dispersion ou cette restitution d'énergie s'opère, peut être modulée en fonction des conditions d'utilisation du véhicule.

2.5 Composantes principales d'une suspension

Les amortisseurs et les ressorts représentent les deux parties fondamentales d'une suspension. Ils sont situés entre la masse non-suspendue (roues, axes, moyeux) et la masse suspendue (carrosserie et superstructure) d'un véhicule. Afin de maîtriser les mouvements de ces deux masses distinctes, les ressorts et les amortisseurs fonctionnent en symbiose, comme dans une unité inséparable. Malgré son nom, qui suggère le contraire, ce n'est pas l'amortisseur mais le ressort qui amortit les chocs. Les ressorts ayant aussi bien la capacité de se comprimer que de se détendre, sont continuellement sollicités au cours du déplacement d'un véhicule. A la suite d'un choc, le ressort en mouvement (compression ou détente) prend un certain temps avant de retrouver sa position initiale. Pendant ce temps, de nouveaux chocs subits par le véhicule doivent être amortis, ce qui renforce ou renouvelle le mouvement sans arrêt.

Les amortisseurs ont la fonction spécifique de ralentir et de maîtriser les mouvements des ressorts. S'il n'y avait pas de bons amortisseurs, les roues «danseraient» de façon incontrôlée sur la route et la carrosserie ne cesserait d'être ballottée et de trembler. C'est un phénomène inconfortable et dangereux à plusieurs titres : comme les roues n'ont pas un contact adéquat avec la route, il devient impossible de transférer la puissance du moteur, d'utiliser les freins avec efficacité ou encore de conserver une trajectoire. De plus, les mouvements incontrôlés des deux masses gênent la direction, réduisent la tenue de route et détériorent la négociation des virages.

2.5.1 Les ressorts

Le rôle des ressorts, est d'atténuer les chocs provoqués par les inégalités de la route sur l'une des roues qui se répercutent sur l'autre roue fixée sur le même essieu, donnant ainsi lieu à une variation de carrossage des roues et à un déplacement latéral.

Les ressorts contrôlent le mouvement vertical de la roue par rapport à la caisse : le débattement. Plus le ressort est raide, plus il faut un effort important pour que la roue ait un débattement. Lorsqu'une voiture roule en ligne droite, plus ses ressorts sont souples et plus la suspension absorbe les bosses, donc les pneus restent mieux collés à la route. En revanche, le transfert de charge vertical est plus important en cas de freinage, délestant les pneus arrières, ce qui fait perdre de l'efficacité au freinage. Lorsqu'une voiture aborde un virage, là aussi, plus les ressorts sont souples, plus les pneus collent à la route. En

revanche, plus ils sont souples, plus l'entrée et la sortie du virage sont difficiles et la voiture devient lente à réagir.

Les ressorts les plus utilisés sont les ressorts à spirale cylindrique (hélicoïdaux) dotés de hautes caractéristiques mécaniques. Dans les voitures conventionnelles, les ressorts sont gros et ils englobent les amortisseurs afin d'assurer le confort le plus optimal possible.

Il ne faut pas confondre raideur d'un ressort et raideur d'une suspension. Dans la raideur d'une suspension, on tient compte :

- a- de la raideur des ressorts ;
- b- de la position du ressort sur le bras de suspension (bras de levier) ;
- c- du frottement des articulations.

Si l'on cherche un maximum de confort, il semble logique d'utiliser des ressorts à faible raideur, on obtient :

- a. à vide : suspension idéale ;
- b. en charge : abaissement exagéré de la hauteur de la coque ;

Si l'on privilégie la bonne tenue à la charge, on obtient :

- a. en charge : suspension idéale ;
- b. à vide : tressautements, vibrations, inconfort.

Ainsi, si la suspension comporte des ressorts métalliques, étant donné que leur raideur est constante, ces ressorts devront être choisis dans une gamme de raideur donnant un compromis entre un confort correct à vide et une bonne tenue à la charge.

2.5.2 Les amortisseurs

Tous les amortisseurs hydrauliques fonctionnent selon le principe de conversion de l'énergie cinétique (mouvement) en énergie thermique (chaleur). A cet effet, le liquide dans le cylindre est forcé à travers un système de réservoirs et de clapets créant une résistance hydraulique. Un amortisseur télescopique peut effectuer deux mouvements : le mouvement de compression et le mouvement de détente.

Un amortisseur classique de véhicule de tourisme est conçu de manière à ce que la force en détente soit, de façon approximative, le double de celle en compression, de manière à ralentir la "chute" de la roue lors du passage dans un nid-de-poule [26].

Du fait de l'asymétrie de la courbe de la force en fonction de la vitesse entre la compression et la détente, les modèles utilisés sont bilinéaires, chaque domaine étant affecté d'une pente spécifique (Figure 12).



Vitesse de la tige (m/s)

Figure 12 Loi Effort-Vitesse d'un amortisseur classique [26]

On distingue 3 grandes familles d'amortisseurs (Figure 13) [27]:

- a. le bitube hydraulique (conception Newton en 1912);
- b. le bitube hydraulique à gaz basse pression (introduit en 1920);
- c. le monotube à gaz haute pression (invention de Christian Bourcier de Carbon en 1953).



Figure 13 Différents types d'amortisseurs

2.5.2.1 Amortisseur bitube hydraulique

Lorsqu'un amortisseur est comprimé, la tige du piston est déplacée vers l'intérieur et occasionne le déplacement d'un volume d'huile équivalent au déplacement du piston. Dans le cas d'un amortisseur bitube, l'huile est forcée de passer à travers le clapet du fond dans l'espace entre les deux tubes (le réservoir et le cylindre). La résistance ainsi créée constitue la force d'amortissement. Lors du fonctionnement en détente, l'huile est

évacuée du réservoir. Ici, l'effet d'amortissement s'obtient en forçant le passage d'huile à travers les valves du piston (système de clapets du piston).

2.5.2.2 Amortisseur bitube à gaz basse pression

En compression, l'effet d'amortissement s'effectue au niveau de la soupape inférieure (clapet), cependant la pression du gaz sur l'huile renforce cet effet. En détente, le contrôle de l'amortissement s'effectue toujours par le clapet du piston. La pression du gaz facilite toujours le transfert de l'huile. Sur ce type de produit, on remplace l'air atmosphérique par un gaz à basse pression (jusqu'à 8 bars) : l'ensemble de l'appareil est donc pressurisé.

2.5.2.3 Amortisseur monotube à gaz haute pression

Ce sont des amortisseurs monotubes contenant de l'huile et du gaz dans un seul espace, séparés par un piston flottant. La variation dans la compression du gaz compense la variation continuelle du volume créée par le va-et-vient de la tige de piston que l'huile seule, ne pourrait compenser.

En phase d'extension, l'huile qui se trouve dans la partie supérieure du tube est chassée à travers le système de mono clapet du piston vers la partie inférieure du tube. La tige du piston se retirant de la partie supérieure du tube, le piston flottant se déplace vers le haut pour compenser le volume libéré.

En phase de compression, l'huile qui se trouve dans la partie inférieure du tube est chassée à travers le système mono clapet du piston vers la partie supérieure du tube. La tige pénétrant dans la partie supérieure du tube, le piston flottant se déplace vers le bas pour compenser le volume occupé. Ces constructions différentes ont chacune leurs caractéristiques spécifiques d'amortissement, ce qui peut avoir une incidence considérable sur le comportement routier de la voiture. A titre d'exemple, l'utilisation injustifiée d'amortisseurs à gaz de haute pression pourrait augmenter la hauteur de caisse d'une voiture et détériorer sa stabilité.

2.6 Compromis entre la stabilité et le confort

La constante d'amortissement de l'amortisseur détermine la stabilité du véhicule et le confort des voyageurs. Un amortisseur raide (ayant un coefficient d'amortissement élevé) fournit une bonne stabilité, tenant les pneus en contact avec la route mais va transmettre tout choc rencontré au passager, causant ainsi l'inconfort.

Au contraire, un amortisseur doux (un amortisseur avec un faible coefficient d'amortissement) dérangera moins les voyageurs, mais il diminue la stabilité du véhicule. Par conséquent la conception d'une suspension doit présenter un compromis entre la stabilité et le confort comme présenté à la figure 14.



Figure 14 Compromis d'amortissement

Au cours de son fonctionnement, l'amortisseur doit donc freiner et contrôler les mouvements du véhicule pour réduire au minimum les secousses transmises aux passagers, d'où le confort. D'autre part, il doit limiter les battements des roues afin d'obtenir le meilleur contact pneus/sol en toutes circonstances, d'où la tenue de route. Si on considère un véhicule modélisé par un système à 2 degrés de libertés en pompage (figure 15), la suspension du véhicule est représentée respectivement par un ressort K_2 et un amortisseur C_2 .



Figure 15 Modèle de véhicule à 2 ddl en pompage [28]

Les équations sont les suivantes :

$$m_2 \ddot{x}_2(t) = -k_2 \left(x_2(t) - x_1(t) \right) - c_2 \left(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t) \right)$$
(2.1)

$$m_1 \ddot{x}_1(t) = -k_2 \left(x_1(t) - x_2(t) \right) - c_2 \left(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t) \right) - k_1 \left(x_1(t) - y(t) \right)$$
(2.2)

2.6.1 Contrôle par la méthode Skyhook

L'hypothèse de la méthode Skyhook, est que la force d'amortissement contrôlée est fixée à un repère fixe fictif. L'équation du modèle s'écrit sous la forme [29, 30]:

$$m_2 \ddot{x}_2(t) = -k_2 \left(x_2(t) - x_1(t) \right) - c_{sky} \left(\dot{x}_2(t) \right)$$
(2.3)



Figure 16 Modèle Skyhook

 c_{sky} représente la constante d'amortissement du système, obtenue en activant la loi de commande.

2.6.2 Loi de commande pour l'optimisation du confort des passagers

Lors de son passage sur une route, un véhicule de masse m_2 peut subir des accélérations dues aux excitations causées par les inégalités du sol. Le confort peut être représenté par le minimum de ces accélérations. Une stratégie consiste à optimiser continuellement C_2 de telle sorte que l'accélération de m_2 deviennes minimale dans l'équation (2.1) [28]. Pour $\ddot{x}_2 = 0$, l'équation (2.1) devient :

$$-k_2(x_2(t) - x_1(t)) - c_2(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)) = 0$$
(2.4)

L'amortissement devient alors :

.

$$c_{2} = \frac{-k_{2}(x_{2} - x_{1})}{(\dot{x}_{2} - \dot{x}_{1})} \quad \text{pour } c_{2} > c_{\min}$$
(2.5)

c₂ doit être gardé à une valeur positive minimale (contrôle à OFF) lorsque l'équation(2.5) devient négative.

2.6.3 Loi de commande pour l'optimisation de la stabilité du véhicule

La stabilité du véhicule peut être représentée par un mouvement relatif minimal entre l'essieu m_1 et le déplacement de la base, durant la vibration. Afin d'améliorer la stabilité, le déplacement relatif entre l'essieu et la route (x₁-y) peut être minimisé dans l'équation (2.2).

Pour $x_1 - y = 0$, l'équation (2.2) devient :

$$m_1 \ddot{x}_1(t) = -k_2 \left(x_1(t) - x_2(t) \right) - c_2 \left(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t) \right)$$
(2.6)

L'amortissement devient alors :

$$c_{2} = \frac{-k_{2}(x_{1} - x_{2}) - m_{1}\ddot{x}_{1}}{(\dot{x}_{1} - \dot{x}_{2})} \quad \text{pour } c_{2} \ge c_{\min}$$
(2.7)

 c_2 doit être gardé à une valeur positive minimal (contrôle à OFF) lorsque l'équation (2.7) devient négative.

Ces deux lois de commande nécessitent de mesurer, en temps réel, les vitesses de déplacements verticales du véhicule et des essieux.

CHAPITRE 3

ANALYSE DES EFFETS DES VIBRATIONS

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, portant sur les vibrations et le corps humain, nous étudierons expérimentalement la réponse d'un véhicule lors d'un impact.

3.2 Expérimentation d'un amortisseur classique sur un véhicule

En vue de tester la réponse d'un véhicule lors d'un impact, des essais ont été réalisés sur un véhicule hybride de marque Honda que nous avons fait passer sur un «dos d'âne» de forme connue pour générer un impact. Les essais ont été réalisés à trois vitesses : 10, 15 et 25 km/h. La figure 17 indique la forme et les dimensions de l'impact.



Figure 17 Description de l'expérience

Pour ces tests ont été utilisés : deux accéléromètres (Sensibilité : 98.1 mV/g, Référence : PCB 352C65), deux conditionneurs (Référence : PCB 480 A) et un système d'acquisition des données (Vibralog).

Un premier accéléromètre a été placé sur une cornière reliée au corps de l'amortisseur (bas de l'amortisseur), un deuxième fut placé sur le châssis, juste à coté de la fixation de la tige d'amortisseur (haut de l'amortisseur). Les deux accéléromètres ont été placés de sorte que leur axe de mesure coïncide avec l'axe de l'amortisseur comme indiqué sur la figure 18. L'idée est de trouver la fonction de transfert entre la roue et le châssis en comparant un signal d'entrée correspondant au mouvement de l'axe des roues (mesure de l'accéléromètre du bas) et un signal de sortie correspondant au mouvement du châssis (mesure de l'accéléromètre du haut). Ces mesures se faisant dans l'axe de l'amortisseur, la comparaison des deux signaux est alors correcte.



Figure 18 Montage des accéléromètres

3.2.1 Étude des réponses temporelles

Pour chacune des vitesses 10, 15 et 25 km/h, les réponses temporelles sont données aux figures 19, 20 et 21. La fréquence d'échantillonnage pour l'acquisition est F_e = 8 000 Hz, le temps d'acquisition est t_a = 20 s, ce qui donne un nombre d'échantillons N_e = 160 000 échantillons. Les donnés correspondants à ces essais sont données par l'accéléromètre du haut comme indiqué sur la figure 18.

Ces résultats montrent un double impact causé par le passage des roues avant, puis par les roues arrière sur le dos d'âne.



Figure 19 Réponse temporelle pour une vitesse de véhicule de 10 km/h



Figure 20 Réponse temporelle pour une vitesse de véhicule de 15 km/h



Figure 21 Réponse temporelle pour une vitesse de véhicule de 25 km/h

Afin de calculer l'amortissement, la méthode du décrément logarithmique est utilisée. Le rapport d'amortissement est déterminé à partir de l'équation suivante :

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} \tag{3.1}$$

 δ étant le décrément logarithmique.

Le décrément logarithmique représente la décroissance de l'amplitude des oscillations. Il est défini comme le logarithme du rapport de deux extrema successifs de même signe de l'amplitude des oscillations.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{X_i}{X_i + n} \tag{3.2}$$

Avec :

X_i : maxima de mouvement aux différentes périodes ;

n : nombre de périodes considérées entre deux maximas ;

 ξ : taux d'amortissement.

En utilisant les amplitudes des deux points successifs indiqués aux figures 19, 20 et 21, les résultats suivants sont obtenus :

$$\begin{split} &\delta_{v=10\text{km/h}}=0.22\\ &\delta_{v=15\text{km/h}}=0.32\\ &\delta_{v=25\text{km/h}}=0.23 \end{split}$$

Trois séries d'essais ont été réalisées pour chacune des valeurs de vitesse considérées. Les valeurs moyennes du décrément logarithmique sont les suivantes :

$$\begin{split} &\delta_{v=10\text{km/h moy}} = 0.47 \pm 0.38 \\ &\delta_{v=15\text{km/h moy}} = 0.37 \pm 0.037 \\ &\delta_{v=25\text{km/h mov}} = 0.39 \pm 0.11 \end{split}$$

Ces valeurs montrent qu'il y a une variation des résultats obtenus. Ceci peut être dû à plusieurs facteurs, comme les points de mesure choisis pour le calcul du décrément logarithmique. Le fait d'extraire les bruits du signal avant de retrouver les réponses temporelles peut aussi jouer un rôle. De plus, la roue n'est pas passée par la même ligne pour chacun des essais, dans ce cas les conditions de mesure ne sont pas exactement les mêmes.

Les valeurs d'amortissement pour les essais des figures 19 à 21 sont les suivantes :

 $\xi_{v=10 \text{km/h}} = 3.4 \%$ $\xi_{v=15 \text{km/h}} = 5.0 \%$ $\xi_{v=25 \text{km/h}} = 3.7 \%$ La période d'oscillation est définie par :

$$T = \frac{2\pi}{\omega_d}$$
(3.3)

 ω_d représente la fréquence naturelle amortie et s'écrit sous la forme :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \tag{3.4}$$

 ω_n représente la fréquence naturelle du système.

D'après les courbes obtenues, la période peut être calculée :

 $T_{10km/h} \approx 0.07 \text{ s}$ $T_{15km/h} \approx 0.08 \text{ s}$ $T_{25km/h} \approx 0.11 \text{ s}$

Ce qui donne:

 $\omega_{d-10 \text{km/h}} = 89.75 \text{ rad/s} = 14.28 \text{ Hz}$ $\omega_{d-15 \text{km/h}} = 78.53 \text{ rad/s} = 12.5 \text{ Hz}$ $\omega_{d-25 \text{km/h}} = 57.11 \text{ rad/s} = 9.09 \text{ Hz}$

3.2.2 Étude des réponses fréquentielles

Suite au traitement des données, on peut déterminer la fréquence de résonance de cette suspension en visualisant la FFT du signal enregistré et en repérant les « pics ». Le traitement des données a été réalisé par le logiciel AD-LIB [31]. Les vitesses du véhicule sont de 10 et 15 km/h. La fréquence maximale est de 40 Hz, pour 400 lignes. La précision fréquentielle est de Δf = 0.1 Hz, la fenêtre choisie est la fenêtre rectangulaire, puisqu'on a un phénomène transitoire.



Figure 22 Réponse fréquentielle pour une vitesse de véhicule de 10 km/h



Figure 23 Réponse fréquentielle pour une vitesse de véhicule de 15 km/h

Les figures 22 et 23 donnent les FFT du signal pour deux vitesses différentes du véhicule. Sur ces figures, il y a un tableau donnant les fréquences relatives aux pics obtenus. On peut donc conclure que la fréquence de résonance prépondérante est comprise entre 9.44 Hz et 9.72 Hz, d'après les deux premières valeurs obtenues pour chacune des courbes. Il y a plusieurs fréquences comprises entre 2 et 15 Hz avec notamment des fréquences proches de 5 Hz. Cette suspension peut être inconfortable à la longue et devrait être améliorée en diminuant ces fréquences.

3.3 Conclusion

L'amortissement de la suspension présente une résonnance prépondérante proche de 10 Hz, avec un taux d'amortissement de l'ordre de 4 %. C'est cet amortissement qu'on voudrait accroître pour en améliorer les performances.

CHAPITRE 4

CARACTÉRISTIQUES DES FLUIDES MAGNÉTO RHÉOLOGIQUES

4.1 Principe des fluides magnéto rhéologiques

Les fluides magnéto rhéologiques (ou simplement fluides "MR") appartiennent à la classe des liquides à viscosité contrôlable, dont le comportement rhéologique est fortement influencé par l'application d'un champ magnétique. Cet effet se manifeste par un très grand changement au niveau de la force délivrée par l'amortisseur. La découverte et le développement des fluides MR reviennent à J. Rabinow [32] et W. Winslow [33] à la fin des années 1940. Ces liquides sont essentiellement composés de particules, dont la taille est de l'ordre du micron (10⁻⁶m), magnétisables, et qui sont en suspension dans un liquide transporteur approprié. Les fluides MR sont des liquides libres ayant des particularités semblables à celles des huiles de moteur. Cependant, en présence d'un champ magnétique, les particules s'alignent avec le champ externe qui cause la formation de chaînes linéaires parallèles au champ comme indiqué dans la figure 24. Ces phénomènes peuvent solidifier la suspension et limiter le mouvement du liquide. Par conséquent, la viscosité du liquide augmente [23].

Le changement de viscosité est proportionnel à la valeur du champ magnétique appliqué et peut se manifester en quelques millisecondes.



Figure 24 Effet du champ magnétique sur les fluides magnéto rhéologiques

Un fluide MR typique contient de 20 à 40 % en volume, de particules de fer relativement pur et doux, par exemple du carbonate de fer dans une huile minérale ou synthétique, dans l'eau ou dans un glycol. Une variété d'additifs (surfactants), semblables à ceux existants dans des lubrifiants commerciaux, est généralement ajoutée pour faciliter la suspension de particules, augmenter la lubrification, modifier la viscosité et diminuer l'usure.

La force d'un fluide MR dépend de la valeur de la magnétisation de saturation de la particule suspendue. Ainsi, pour avoir un fluide MR fort, il faut choisir une particule avec une grande magnétisation de saturation. Les meilleures particules disponibles sont les alliages de fer et le cobalt, qui ont une magnétisation de saturation d'environ 2.4 Tesla. Mais, de tels alliages sont très coûteux pour les applications pratiques. Les particules les plus pratiques sont à base de fer pur et ayant une magnétisation de saturation de 2.15 Tesla. Pratiquement tous les autres métaux, les alliages et les oxydes, ont une magnétisation de saturation significativement plus basse que celle du fer.

Typiquement, le diamètre des particules magnétisables est de 3 à 5 microns [14]. Le fluide MR fonctionnel peut être réalisé avec de plus grosses particules. Néanmoins, la suspension des particules devient de plus en plus difficile lorsque leur taille augmente et il y a un risque de sédimentation. Les particules les plus petites, qui sont plus faciles à

suspendre, pourraient être employées ; toutefois, l'obtention de telles particules est difficile. Les poudres commerciales de carbonate de fer relativement peu coûteuses sont généralement disponibles à des tailles plus grandes que 1 ou 2 microns. Des particules ferromagnétiques significativement plus petites ne sont disponibles que sous la forme d'oxydes, comme les poudres généralement utilisées dans les bandes d'enregistrement magnétiques. Les fluides MR réalisés avec de telles particules sont tout à fait stables. Cependant, à cause de leur faible magnétisation de saturation, les fluides réalisés à base de ces particules ont généralement une force limitée à environ 5 kPa et ont une grande viscosité plastique en raison de la grande surface spécifique (m^2/g) des particules.

Un fluide MR peut fonctionner dans une plage de températures allant de -40 à 150°C avec de légères variations du rendement. Cela résulte du fait que la polarisation magnétique n'est pas fortement influencée par la température. De la même façon, le fluide MR n'est pas sensible aux impuretés qui sont généralement rencontrées pendant la fabrication et l'utilisation. En outre, à cause du mécanisme de polarisation de particules magnétiques qui n'est pas affecté par les surfactants et les additifs, il est plus facile de stabiliser les fluides MR contre la séparation des particules du liquide transporteur. Les additifs anti-usure et lubrifiants peuvent généralement être inclus dans les fluides MR pour augmenter la stabilité.

4.2 Mode de fonctionnement des fluides magnéto rhéologiques

Les fluides MR peuvent être utilisés de trois manières différentes, chacune peut être appliquée à l'amortisseur MR selon l'utilisation prévue. Ces modes de fonctionnement sont désignés par : mode de compression, mode de cisaillement et mode valve [34].

La figure 25 montre un dispositif opérant en mode de compression constitué d'une couche mince de fluide MR, de l'ordre du millimètre, placée entre deux surfaces mobiles dans une direction orthogonale au fluide et traversées par un champ magnétique.



Figure 25 Mode de compression

Comme représenté sur la figure 26, un dispositif peut opérer en mode de cisaillement quand une mince couche (12.70 à 38.10 centimètres) de fluide MR est interposée entre deux surfaces mobiles dans des directions tangentielles à l'interface de contact fluide/surface. L'application d'un champ magnétique va générer des contraintes supplémentaires entre les deux surfaces. Le mode de cisaillement est principalement utile pour les amortisseurs qui ne fournissent pas de grandes forces ou pour les embrayages et les freins compacts.



Figure 26 Mode de cisaillement

Le dernier mode de fonctionnement des amortisseurs MR, est le mode valve. Un dispositif MR opère en mode de valve quand le fluide MR est utilisé pour empêcher l'écoulement du fluide d'un réservoir à l'autre, comme indiqué sur la figure 27.



Figure 27 Mode Valve

4.3 Modélisation des fluides MR

Les fluides MR sont composés d'un fluide non-conducteur visqueux, souvent une huile, dans laquelle des particules magnétiques (liquides ou solides) ont été introduites. L'effet MR a lieu quand un champ magnétique est appliqué. Les dispositifs MR peuvent être contrôlés avec une basse tension, le courant conduit nécessite seulement une alimentation de courant de 1 à 2 A.

Ainsi, les particules s'arrangent en formant des chaînes. L'état du fluide change très rapidement (en quelques millisecondes) de l'état liquide visqueux à un état liquide pâteux. Le fluide formé est connu comme un fluide de Bingham. D'autres exemples de liquides de Bingham sont le sang, le chocolat fondu et le béton non durci. Tous ces fluides présentent aussi une suspension de particules dans une matrice liquide. On appelle fluides, l'ensemble des corps présentant un aspect gazeux ou liquide. Cependant, si tous les gaz sont considérés comme des fluides, les liquides quant à eux présentent des états intermédiaires qui ne font pas partie de la famille des fluides. On peut citer à titre

d'exemple les métaux proches de leurs températures de fusion, le goudron et les pâtes d'argile. L'étude de ces corps présentant un aspect intermédiaire entre état solide et liquide est appelée « La Rhéologie ».

On dit qu'un fluide est parfait, si et seulement si, il ne dissipe aucune énergie calorifique par frottement lorsqu'il est en mouvement. Les fluides parfaits sont donc démunis de toute viscosité ; ils sont dits non visqueux. Il est évident que l'importance relative des frottements, dépend de plusieurs facteurs dont le principal est la viscosité.

4.3.1 La viscosité

La viscosité détermine la vitesse de mouvement du fluide. L'addition d'une faible quantité de substance en suspension ou en solution peut augmenter grandement la viscosité du liquide. La viscosité dynamique est désignée par η ; elle est exprimée en N.s.m⁻². La viscosité varie en sens inverse de la température.

La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de deux couches de fluide contiguës distantes de Δz , s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres. La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance z de cette courbe au plan fixe. La force de frottement est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit Δv , à leur surface S et inversement proportionnelle à Δz (figure 28) :

$$F = -\eta S \frac{dV}{dz}$$
(4.1)



Figure 28 Profil de vitesse

Le facteur de proportionnalité η est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

4.3.2 Types de fluides

Il existe deux types de fluides : les fluides newtoniens et les fluides non newtoniens. À température constante, si un fluide a une viscosité qui reste constante quelle que soit la valeur de la contrainte appliquée, ce fluide est newtonien. Si la viscosité varie selon la contrainte appliquée, le fluide est non newtonien. Les fluides non newtoniens ont généralement une forte masse moléculaire et les molécules sont liées les unes aux autres. Si ces liaisons sont brisées, la viscosité diminue et la déformation est facilitée [35].

4.3.3 **Propriétés Fondamentales de fluides MR**

Les fluides MR sont caractérisés par une augmentation considérable de leur viscosité sous l'influence d'un champ magnétique. Cette augmentation est due au passage de l'état liquide à l'état solide par la formation des chaînes de particules qui sont attirées par des forces magnétiques. Les fluides MR appartiennent à la classe des fluides non Newtoniens, ils se comportent comme les fluides de Bingham. Dans la figure 29, un

modèle de plasticité simple est représenté, il relie la contrainte de cisaillement à la vitesse de cisaillement :

$$\tau = \tau_0 + \eta \dot{\gamma}, \tau \ge \tau_0$$

$$\tau = G(H)\gamma, \tau < \tau_0$$
(4.2)

Avec :

- τ : Contrainte de cisaillement [Pa]
- τ₀: Seuil d'écoulement [Pa]
- η : Viscosité dynamique [Pa.s]
- $\dot{\gamma}$: Vitesse de cisaillement [s⁻¹]
- G(H) : Module complexe de cisaillement qui dépend du champ magnétique



Figure 29 Comportement des fluides plastiques de Bingham

La viscosité dynamique η est déterminée par le fluide de base, elle dépend essentiellement de la température. La contrainte de cisaillement τ_0 dépend du champ électrique ou magnétique. Pour modéliser cette dépendance, quelques modèles théoriques ont été étudiés, mais aucun n'a permis de donner des relations parfaites. En règle générale, on peut supposer que τ_0 croit en suivant une loi quadratique avec l'augmentation du champ magnétique.

Dans le cas où la contrainte de cisaillement est inférieure à τ_0 , le fluide se comporte comme un solide, au delà de τ_0 le fluide revient à l'état liquide. Cet état est caractérisé par un accroissement linéaire de la contrainte de cisaillement avec la vitesse de cisaillement. Le facteur de proportionnalité, comme l'indique le modèle de Bingham, est la viscosité dynamique η .

Pour les différents modes d'utilisation, c'est l'application du champ magnétique qui augmente la viscosité apparente du fluide MR. Quand on parle de viscosité, on lui associe le terme « apparente » parce que le fluide de base ne montre aucun changement de viscosité, mais c'est le mélange qui s'épaissit -devient même solide - quand il est exposé à un champ magnétique. Lorsque la valeur du champ magnétique augmente, le fluide MR devient plus sensible au cisaillement et la résistance à l'écoulement du fluide augmente, jusqu'à atteindre un courant de saturation. Le courant de saturation est atteint quand l'augmentation du courant électrique n'induit pas une augmentation de la force d'amortissement pour une vitesse donnée. La résistance à l'écoulement du fluide dans les régions d'application du champ magnétique, induit la force que produit l'amortisseur.

Ce mécanisme est semblable à celui des amortisseurs hydrauliques, où la force est produite par le passage de liquide à travers les orifices. La résistance variable à l'écoulement du fluide nous permet d'employer les fluides MR dans les amortisseurs visqueux électriquement commandés et autres dispositifs.

CHAPITRE 5

MODÈLES MÉCANIQUES DES AMORTISSEURS MAGNÉTO RHÉOLOGIQUES

5.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous nous proposons de fournir une revue des différents modèles d'amortisseurs magnéto rhéologiques qui ont été développés et étudiés.

5.2 Modèles mécaniques des amortisseurs MR

Plusieurs modèles mécaniques visent à prévoir la réponse d'un amortisseur MR. Les différents avantages et inconvénients relatifs à chaque modèle seront donnés dans cette partie.

5.2.1 Modèle de Bingham

Le comportement contrainte versus vitesse de cisaillement du modèle viscoplastique de Bingham [36] est souvent employé pour décrire le comportement des fluides MR et ER. Dans ce modèle, la viscosité plastique est définie comme la pente de la courbe de contrainte de cisaillement en fonction de la vitesse de cisaillement. Ainsi, pour des valeurs positives de la vitesse de cisaillement, la contrainte totale est donnée par :

$$\tau = \tau_{\rm y}({\rm H}) + \eta \,\dot{\gamma} \tag{5.1}$$

Avec :

 τ : contrainte de cisaillement [Pa] ;

 $\tau_{v}(H)$: seuil d'écoulement induit par le champ magnétique [Pa] ;

 η : coefficient de viscosité plastique [Pa.s];

 $\dot{\gamma}$: vitesse de cisaillement [s⁻¹].

À partir du modèle de Bingham, Stanway [37, 38] a proposé en 1985 un modèle mécanique idéalisé, noté modèle de Bingham, pour le comportement des amortisseurs ER ou MR. Le modèle de Bingham se compose d'une force de friction en parallèle avec un amortisseur visqueux (figure 30). Dans ce modèle, f₀ est une force qui tient compte de la position moyenne non nulle due à l'accumulateur [39]. La fonction sgn(\dot{x}) retourne "le signe" de x, c'est à dire -1 si il est strictement négatif, 0 si x est nul et +1 si il est positif.

$$F = f_c \, \text{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \tag{5.2}$$

Où c_o est le coefficient d'amortissement et f_c est la force de friction. fo une force qui tient compte de la position moyenne non nulle due à l'accumulateur.



Figure 30 Modèle de Bingham

Spencer, Dyke, Sain et Carlson [39], ont réalisé une étude visant à évaluer la capacité de ce modèle à prévoir le comportement d'un amortisseur MR. Le modèle a été adapté aux fréquences de 2.5 Hertz et une amplitude de 1.5 cm, pour une excitation sinusoïdale. Les paramètres choisis dans l'équation (5.2) sont $f_c=670$ N, $c_o=50$ N.sec/cm et $f_o=-95$ N.

Afin de vérifier la validité du modèle théorique, des mesures expérimentales ont été réalisées sur un amortisseur MR. Quatre valeurs constantes de tensions ont été appliquées : 0 V, 0.75 V, 1.5 V, et 2.25 V. Ces valeurs correspondent respectivement à des intensités de courant de 0 A, 0.25 A, 0.5 A et 0.75 A [39].

La figure 31 (a), présente la force mesurée en fonction du temps. La force en fonction du déplacement est présentée à la figure 31 (b) et la force en fonction de la vitesse à la figure 31 (c).



Figure 31 Mesure expérimentale de la force [39]

La figure 32 montre une comparaison entre les réponses prévues du modèle et les réponses obtenues expérimentalement.


Figure 32 Comparaison entre le modèle expérimental et le modèle théorique [39]

Le modèle théorique semble coïncider avec le modèle expérimental, cependant, l'examen de la réponse force-vitesse et de la variation temporelle de la force prouvent que le comportement de l'amortisseur n'a pas été parfaitement évalué, particulièrement pour les vitesses proches de zéro (effet de la friction). De plus, ce modèle prévoit un rapport linéaire entre la force et la vitesse, mais les données obtenues expérimentalement ne sont pas vraiment linéaires.

5.2.2 Modèle de Gamota et Filisco

Toujours dans le but de prédire le comportement des matériaux ER, Gamota et Filisko [40] ont proposé une reformulation du modèle de Bingham, donnée par le modèle plastique viscoélastique montré dans la figure 33.



Figure 33 Modèle de Gamota et Filisco [39]

Le modèle comprend le modèle de Bingham (c'est à dire, un élément de friction en parallèle à un amortisseur) en série avec un modèle standard d'un solide linéaire [36]. Les équations caractérisant ce modèle sont données par :

$$F = k_1 (x_2 - x_1) + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0$$

= $c_o \dot{x}_1 + f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) + f_o$
= $k_2 (x_3 - x_2) + f_o$ (5.3)

$$F = k_1 (x_2 - x_1) + c_1 \dot{x}_2 + f_0$$

= $k_2 (x_3 - x_2) + f_o$ pour $|F| \le f_c$ (5.4)

Ce modèle offre une meilleure prédiction du comportement force-déplacement de l'amortisseur. Le comportement de force-vitesse est très proche aussi des données expérimentales. Cependant, les équations relatives à ce modèle sont difficiles à traiter numériquement et sa résolution numérique est longue pour un contrôle en temps réel. Les imperfections de ce modèle ont été étudiées par Ehrgott et Masri [41]. Pour combler les inconvénients numériques du modèle précédant, le modèle hystérétique Bouc-Wen a été employé [42].

5.2.3 Modèle de Bouc-Wen

Le modèle de Bouc-Wen est extrêmement souple et peut traiter une grande variété de comportement par hystérésis. Un schéma de ce modèle est donné à la figure 34.



Figure 34 Modèle de Bouc-Wen [42]

5.2.3.1 Équations du modèle de Bouc-Wen

Pour ce système la force est donnée par [39] :

$$F = c_0 \dot{x} + k_a (x - x_a) + \alpha z \tag{5.5}$$

où z est une variable qui évolue selon l'équation [39] :

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta \dot{x}|z|^n + A\dot{x}$$
(5.6)

En ajustant les paramètres du modèle β , γ , n et A, on peut contrôler les linéarités dans les périodes de transition pré-contrainte et post-contrainte. Un ensemble de paramètres ont été déterminés pour adapter la réponse du modèle de Bouc-Wen à la réponse de l'amortisseur MR mesurée expérimentalement.

Le modèle de Bouc-Wen prédit bien le comportement force-déplacement de l'amortisseur. Le comportement force-vitesse correspond aussi aux données expérimentales. Cependant, comme pour le modèle de Bingham, la réponse non-linéaire du comportement force-vitesse du modèle de Bouc-Wen ne concorde pas dans la région où l'accélération et la vitesse sont de signes opposés et pour de faibles valeurs de la vitesse.

5.2.3.2 Élaboration du modèle de Bouc Wen

Les équations du modèle de Bouc Wen sont développées sur Simulink. La figure 35 présente le modèle établi.



Figure 35 Fichier Simulink du modèle de Bouc Wen

En utilisant les constantes données par Spencer et al [39] : Alpha = 880 N/cm, $c_0 = 50$ N.sec/cm, $k_0 = 25$ N/cm, Gamma = 100 cm⁻², Beta = 100 cm⁻², n=2, A=120 et $x_0=3.8$ cm, les courbes suivantes sont obtenues :





Courbe de la force en fonction du déplacement



Figure 37 Courbe de la force en fonction de la vitesse

5.2.3.3 Effet de la variation des paramètres du modèle de Bouc Wen

Afin de visualiser l'effet de la variation des paramètres du modèle de Bouc Wen, les paramètres c_0 , k_0 , α , β , γ et A ont été variés comme indiqué aux figures 38 à 43.



Figure 38 Courbe de la force en fonction de la vitesse- Variation de c_0

La figure 38 présente la courbe de la force en fonction de la vitesse en variant le coefficient c_0 . La variation de la variable c_0 entre 0 et 125 N.sec/cm induit à la variation de la pente des courbes de détente et de compression. Plus c_0 augmente, plus la force d'amortissement augmente.



Figure 39 Courbe de la force en fonction de la vitesse- Variation de K_0

Lorsque k_0 varie entre 0 et 125 N/cm, une faible variation est observée au niveau de la courbe de la force en fonction de la vitesse (figure 39).



Figure 40 Courbe de la force en fonction de la vitesse-Variation de α

La figure 40 montre que la force augmente au fur et à mesure que Alpha croit.





La figure 41 montre que la force diminue lorsque Beta augmente.





La figure 42 montre que plus Gamma augmente, plus la largeur de la courbe d'hystérésis rétrécit.



Figure 43 Courbe de la force en fonction de la vitesse- Variation de A

La figure 43 montre que la force augmente au fur et à mesure que A croit.

5.2.3.4 Détermination des paramètres du modèle de Bouc Wen

Le modèle de Bouc Wen est le modèle le plus utilisé pour déterminer les paramètres d'hystérésis des amortisseurs MR. Cependant un des problèmes principaux dans ce modèle est l'évaluation de ses sept paramètres caractéristiques. Les méthodes d'essais et erreurs ainsi que d'autres techniques d'optimisation, telles que la programmation quadratique séquentielle (SQP) ont été déjà été appliquées. L'objectif de ces méthodes est de diminuer l'erreur entre les résultats expérimentaux et les simulations [15, 39, 43, 44]. Habituellement, la combinaison de plusieurs paramètres mène à

plusieurs solutions et il n'existe pas une solution unique. Ainsi, des différences considérables peuvent être retrouvées entre les simulations et les données expérimentales [15, 39, 43, 44]. Par conséquent, le modèle de Bouc-Wen a été dûment critiqué à cause des difficultés qu'il présente pour la détermination de ses paramètres [45].

Dans une étude menée par Dominguez et al [46], une méthodologie visant à déterminer les paramètres du modèle de Bouc Wen a été élaborée. Cette méthode a été validée par les données obtenues à partir des essais réalisés sur l'amortisseur RD-1005-3 de Lord Corporation [47]. La force d'amortissement dans le modèle de Bouc Wen peut être représentée de la manière suivante [48] :

$$F(x(\tau), \dot{x}(\tau), 0 \le \tau \le t; t) = c_0 \dot{x} + k_o x + \alpha z$$
(5.7)

où z est une variable décrite par l'équation du premier ordre suivante :

$$\dot{z} = -\gamma \left| \dot{x} \right| z \left| z \right|^{n-1} - \beta \dot{x} \left| z \right|^n + A \dot{x}$$
(5.8)

Les paramètres c_0 , k_0 , α , β , γ , n et A sont les paramètres caractéristiques du modèle de Bouc-Wen. Selon le signe de z et \dot{x} , l'équation (5.8) peut être représentée sous les formes suivantes :

$$\frac{dz}{dx} = A - (\gamma + \beta) \cdot z^n \text{ pour } z \ge 0 ; \ \dot{x} \ge 0$$
(5.9)

$$\frac{dz}{dx} = A - (\gamma - \beta) \cdot z^n \text{ pour } z \ge 0 ; \ \dot{x} < 0$$
(5.10)

$$\frac{dz}{dx} = A + (-1)^{n+1} \cdot (-\gamma + \beta) \cdot z^n \text{ pour } z < 0 \ ; \ \dot{x} \ge 0$$
 (5.11)

$$\frac{dz}{dx} = A + (-1)^{n+1} \cdot (\gamma + \beta) \cdot z^n \text{ pour } z < 0 \ ; \ \dot{x} \ge 0$$
 (5.12)

L'effet du paramètre sur la forme de la boucle d'hystérésis a été décrit par Spencer [49]. Il a constaté qu'à mesure que n augmente, le rayon de courbure diminue. En considérant n = 2 [39, 43, 44], les équations peuvent être résolues de la manière suivante :

$$z = \frac{\sqrt{AB}}{B} \cdot \tan(\sqrt{AB} \cdot (\dot{x} + c)) \text{ pour B} < 0$$
 (5.13)

$$z = \frac{\sqrt{AB}}{B} \cdot \tanh(\sqrt{AB} \cdot (\dot{x} + c)) \text{ pour B>0}$$
(5.14)

Où B est le terme qui multiplie la variable z dans les équations 5.13 et 5.14 (B correspond à $-(\gamma + \beta)$ et $-(\gamma - \beta)$ respectivement pour la première et la seconde équation). c est la constante d'intégration déterminée par les données expérimentales. Dominguez et al proposent les équations suivantes pour déterminer les paramètres c₀ et k_0 :

$$c_{0} = \frac{F_{ku} + F_{kl} - F_{iu} - F_{il}}{2 \cdot (\dot{x}_{k} - \dot{x}_{i})}$$
(5.15)

$$k_{0} = \frac{\dot{x}_{\max} \cdot (F_{ku} - F_{kl})}{2 \cdot \sqrt{\dot{x}_{\max}^{2} x^{2} - x^{2} \cdot \dot{x}_{k}^{2}}}$$
(5.16)

Le coefficient d'amortissement c_0 correspond à la pente de la courbe de part et d'autre du domaine présentant l'hystérésis. k_0 est le coefficient de raideur. \dot{x}_k et \dot{x}_i correspondent respectivement à la vitesse aux point k et i, au voisinage de la vitesse maximale (figure 44). F est la force obtenue et les indices u et l correspondent aux partie supérieure et inférieure (u pour upper et l pour lower) de la courbe d'hystérésis.

 \dot{x}_{max} est la vitesse maximale et x est l'amplitude de l'excitation. Le paramètre β est fixé à zéro pour Dominguez et al, vu qu'il agit juste sur le rayon de courbure. Les équations 5.13 et 5.14 peuvent alors être réécrites de la manière suivante :

$$z = \frac{\sqrt{A\gamma}}{\gamma} \cdot \tanh(\sqrt{A\gamma} \cdot (\dot{x} + c_1)) \quad \text{pour } (z < 0, x < 0) \tag{5.17}$$

$$z = \frac{\sqrt{A\gamma}}{\gamma} \cdot \tanh(\sqrt{A\gamma} \cdot (\dot{x} + c_2)) \quad \text{pour } (z \ge 0, x \ge 0) \quad (5.18)$$

Avec c_1 et c_2 sont les constantes d'intégration. Ces constantes peuvent être déterminées en utilisant les points de coordonnées : ($F_z=0, \dot{x}_{z0}$) et ($F_{z0}, \dot{x}_z=0$) correspondant respectivement à la vitesse pour une force nulle et à la force pour une vitesse nulle.



Figure 44 Identification des paramètres de Bouc Wen

En posant A=1, la constante c₁ peut être exprimée de la manière suivante :

$$c_{1} = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \cdot \arctan h \left(\frac{F_{z0}}{F_{z \max}} \right)$$
(5.19)

Avec :

$$F_{z\max} = \frac{\alpha}{\sqrt{\gamma}}$$
(5.20)

 F_{zmax} peut être calculée à partir des données expérimentales en utilisant l'équation suivante :

$$F_{z\max} = F_{\max} - c_0 \dot{x}_{\max} \tag{5.21}$$

avec F_{max} la force maximale.

Le paramètre γ peut être calculé en résolvant l'équation suivante :

$$0 = F_{z \max} \tanh\left(\sqrt{\gamma} \left(\dot{x}_{z0} + \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \cdot a \tanh\left(\frac{F_{z0}}{F_{z \max}}\right)\right)\right)$$
(5.22)

Connaissant le paramètre γ , le paramètre α peut être calculé à partir de l'équation (5.20)

5.2.4 Modèle de Bouc-Wen modifié

Pour mieux prévoir la réponse de l'amortisseur, une version modifiée du système a été élaborée par Spencer, Dyke, Sain et Carlson [39].



Figure 45 Modèle de Bouc Wen modifié [39]

Pour obtenir les équations correspondant à ce modèle, seulement la section supérieure du modèle de la figure 45 est considérée. Les forces de chaque côté de la barre rigide sont équivalentes :

$$c_{1}\dot{y} = \alpha z + k_{0} \left(x - y \right) + c_{0} \left(\dot{x} - \dot{y} \right)$$
(5.23)

La variation de la variable z est donc donnée par [39] :

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A (\dot{x} - \dot{y})$$
(5.24)

La résolution de l'équation 5.23 donne :

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)} \left\{ \alpha z + c_0 \dot{x} + k_0 (x - y) \right\}$$
(5.25)

La force totale générée par le système est alors la somme des forces des sections supérieures et inférieures du système de la figure 45 :

$$F = \alpha z + c_0 \left(\dot{x} - \dot{y} \right) + k_0 \left(x - y \right) + k_1 \left(x - x_0 \right)$$
(5.26)

En utilisant l'équation 5.23, l'équation 5.26 s'écrit aussi sous la forme :

$$F = c_1 \dot{y} + k_1 \left(x - x_0 \right) \tag{5.27}$$

Les paramètres choisis pour les équations du modèle, selon Spencer et al [39] sont : α =963 N/cm, C₀=53 N.s/cm, K_0 = 14 N/cm, C₁=930N.s/cm, K_1 = 5.4 N/cm, g = 200 cm⁻², b = 200 cm⁻², n = 2, A = 207 et x_0 = 18.9 cm. Le modèle a été adapté aux fréquences de 2.5 hertz et une amplitude 1.5 cm pour une excitation sinusoïdale et pour une tension constante de 1.5 V.

La figure 46, donne une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats théoriques du modèle de Bouc Wen modifié.



Figure 46 Comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats théoriques du modèle de Bouc Wen modifié [39]

Le modèle d'amortisseur proposé prévoit très bien le comportement de l'amortisseur dans toutes les régions, incluant la région où l'accélération et la vitesse sont de signes opposés et celles où les valeurs des vitesses sont faibles.

Les données examinées et les résultats trouvés dans ce chapitre, sont basés sur les réponses d'un amortisseur MR quand la tension appliquée, et par conséquent le champ magnétique, sont constants.

Un modèle optimal, permet de prévoir le comportement de l'amortisseur MR, en tenant compte de la variation continue du champ magnétique. Ainsi, les paramètres du modèle doivent tenir compte de la variation de la tension ou du courant appliqué. La contrainte d'écoulement d'un fluide MR dépend directement du champ magnétique appliqué. Spencer et al [39], considèrent alors le paramètre α comme une fonction de la tension ou du courant appliqué.

Ainsi, les relations suivantes sont proposées :

$$\alpha = \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \tag{5.28}$$

$$c_1 = c_1(u) = c_{1a} + c_{1b}u \tag{5.29}$$

$$c_0 = c_0(u) = c_{0a} + c_{0b}u \tag{5.30}$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \tag{5.31}$$

Les constantes suivantes : c_{0a} , c_{0b} , c_{1a} , c_{1b} , k_0 , k_1 , α_a , α_b , γ , β , n, η , A et x_0 , sont relatives à chaque prototype d'amortisseur MR. v représente la variation du courant électrique.

5.2.4.1 Élaboration du modèle de Bouc Wen modifié

Les équations du modèle de Bouc Wen modifié sont développées sur Simulink. La figure 47 présente le modèle établi.



Figure 47 Fichier Simulink du modèle de Bouc Wen modifié

La seconde étape est d'introduire le facteur α qui dépend de la variation du courant. La figure 48 présente le fichier Simulink qui correspond à la variation de α



Figure 48 Suite du fichier Simulink du modèle de Bouc-Wen modifié

L'exécution de ce fichier nécessite un autre programme qui a été réalisé sur MATLAB [50], qui permet de rajouter la liste des constantes du modèle. Ce programme permet aussi d'afficher les courbes.

(

CHAPITRE 6

CONCEPTION EXPÉRIMENTALE DU NOUVEAU PROTOTYPE D'AMORTISSEURS MAGNÉTO RHÉOLOGIQUES

6.1 Amortisseur hydraulique bitube conventionnel

Dans tous les dispositifs d'amortissement, la force d'amortissement est le résultat du frottement visqueux résultant du passage du fluide à travers les orifices. La force d'amortissement qui résulte, dépend des propriétés de l'orifice et du fluide. L'amortisseur bitube conventionnel contient deux réservoirs. Cette configuration montrée à la figure 49, comporte une tige (1) fixée à un piston (3) comportant des orifices permettant le passage du fluide d'une chambre de "détente" (V1) à une chambre de "compression" (V2). Le piston se déplace d'un mouvement de translation à l'intérieur d'un cylindre intérieur métallique (6). Ce cylindre intérieur est entièrement rempli de fluide de telle sorte qu'il n'y ait pas d'air.

Ce dispositif comporte aussi un logement externe cylindrique en métal (5) qui est partiellement rempli de fluide et qui lui permet de s'adapter aux changements de volume dus au mouvement de la tige et du piston. Dans la pratique, un tube équipé de clapet appelé une "soupape d'aspiration" (4) est attaché au fond du cylindre intérieur pour régler l'écoulement du fluide entre les deux réservoirs et pour permettre le passage du fluide entre la chambre interne et externe [51].



Figure 49 Amortisseur bitube hydraulique passif conventionnel

6.2 Nouvelle conception des amortisseurs MR bitubes

L'objectif de la nouvelle conception proposée dans ce travail, est d'augmenter les performances d'amortissement d'un amortisseur MR. Ceci dépend en partie de la concentration du champ magnétique dans l'espace de passage du fluide, et dépend aussi de la surface active, c'est-à-dire celle où le mouvement du fluide est perpendiculaire au flux magnétique.

Pour cela, un amortisseur bitube hydraulique a été utilisé. La transformation qui a été faite par le fabriquant de l'amortisseur (Société Industrielle d'Amortisseur SIA'AM [52]) réside en un couvercle, qui a été conçu au niveau du corps de l'amortisseur afin de nous permettre de démonter les parties interne de l'amortisseur : piston, tige, cylindre intérieur, clapet... Les modifications ont été réalisées au niveau de la tige afin d'y adapter un dispositif permettant de générer un champ magnétique perpendiculaire au déplacement du fluide. Il reste à déterminer sa géométrie. Les autres modifications ont été réalisées au niveau du corps de l'amortisseur au déplacement du fluide. Il reste à déterminer sa géométrie. Les autres modifications ont été réalisées au niveau du corps de l'amortisseur pour pouvoir l'installer sur la MTS dans le but de tester expérimentalement l'amortisseur.

Dans les études antérieures réalisées, le bobinage était situé au niveau des orifices à l'intérieur du piston. Le champ magnétique, créé par les bobines, était concentré au niveau des orifices limitant ainsi le passage du fluide d'une chambre à l'autre, ce qui induisait une région active limitée. Le système travaillait en mode valve.

Une conception optimale du circuit magnétique exige de maximiser l'énergie de champ magnétique dans l'espace de passage du fluide et de la réduire dans les régions non actives. Par conséquent, un nouveau système magnétique a été développé : les bobines sont situées sur une pièce au niveau de la tige. Le fluide ici va fonctionner en mode de cisaillement, c'est-à-dire qu'au lieu de limiter le passage du fluide d'une chambre à une autre, on va créer localement une contrainte de cisaillement supplémentaire entre la pièce électromagnétique et le cylindre intérieur de l'amortisseur pour modifier la viscosité du fluide.

Pour répondre à ces exigences, le dispositif devrait être solidaire de la tige et assez compact pour ne pas diminuer la course de celle-ci. Un espace suffisant doit être laissé entre le dispositif et le cylindre intérieur pour le passage du fluide. On part donc d'un dispositif de forme cylindrique et de diamètre proche de celui du corps auquel on ajoutera un jeu de bobine. On appellera alors pièce électromagnétique, la pièce métallique centrale qui sera le siège des bobines. Cette pièce est solidaire à la tige et va suivre son mouvement de translation à l'intérieur du cylindre. Reste alors à déterminer la géométrie de la pièce électromagnétique ainsi que son matériau.

6.3 Géométrie de la pièce électromagnétique

C'est au niveau de la pièce électromagnétique que se base toute la génération du champ magnétique puisqu'elle est le siège des bobines. Il doit aussi avoir une forme extérieure qui s'adapte au mouvement de l'amortisseur et au déplacement de la tige et du fluide et donc générer un effort maximum de résistance. Comme il est le siège d'une génération magnétique, il ne peut pas avoir une surface extérieure de forme cylindrique fermée car le flux magnétique resterait alors confiné à l'intérieur de celui-ci. La surface extérieure sera donc décomposée en secteurs cylindriques distincts dans un nombre égal à celui des bobines. La tige de l'amortisseur passera à travers la pièce électromagnétique, il faut donc prévoir un trou au centre. Les bobines seront réalisées autour des « branches » de la pièce électromagnétique. Ces branches sont des liaisons entre les parties cylindriques et le trou central, elles devraient être assez épaisses pour transmette les efforts et pour faciliter la fabrication mais aussi assez fine pour maximiser le nombre de spires des bobines. Il est évident que les contraintes de fabrication sont à prendre en considération, si on veut pouvoir réaliser cette pièce par usinage, les branches ne peuvent pas être trop fines.

Quand les bobines sont alimentées par un courant continu, elles créent un champ magnétique normal à la direction du mouvement du fluide. La figure 50 montre les directions de propagation du champ magnétique d'un tel système.



Figure 50 Lignes de champ dans l'amortisseur bitube MR

Les lignes de champ sont situées entre le cylindre intérieur et la pièce conçue pour le bobinage. Cette disposition fournit une orientation du champ perpendiculaire au sens de l'écoulement. Ainsi, dès que les bobines sont alimentées, les chaînes de particules se forment autour de la pièce considérée et la viscosité du fluide MR augmente considérablement.

La pièce électromagnétique peut avoir l'une des géométries de la figure 51. Un nombre impair de bobines ne permet pas d'avoir une bonne distribution du champ magnétique, c'est donc une solution à écarter. La solution à deux branches peut aussi être écartée parce qu'elle ne permet d'avoir qu'un volume actif de fluide que sur deux régions. La meilleure solution pour notre cas est alors la solution à quatre branches avec des bobines branchées en suivant une alternance nord-sud pour les pôles. Certes une solution à six branches permet d'avoir un champ plus uniforme sur tout le périmètre mais elle reste d'une part plus difficile à fabriquer et de l'autre permet d'avoir moins d'espace pour les bobines, ce qui donne un nombre inférieur de spires et une densité de flux magnétique plus faible.











Figure 51 Géométrie des modèles

6.4 Choix des matériaux

Afin d'optimiser l'intensité du champ magnétique, il faut choisir d'une part le fluide MR qui s'adapte avec ce type de système et de l'autre, choisir les matériaux qui s'adaptent le plus avec le fluide MR choisi.

6.4.1 Choix du fluide MR

La société Lord corporation propose différents types de fluides MR. Le choix du fluide se porte sur celui qui s'adapte le plus à une utilisation avec les amortisseurs et celui dont la température d'utilisation est la plus élevée. Les bulletins techniques de Lord Corporation permettent d'identifier les différentes propriétés et caractéristiques de chaque fluide MR commercialisé [18]. Le tableau II présente ces différents fluides MR ainsi que leurs spécificités et leurs différents domaines d'application.

Tableau II

Comparaison entre les fluides MR [53]

Fluide Rheonetic TM	MRF-122-2ED	MRF-132AD	MRF-241ES
Fluide de base	Hydrocarbure	Hydrocarbure	Eau
Compatibilité	Non compatible avec le caoutchouc naturel ou	Non compatible avec le caoutchouc naturel ou	Non recommandé pour un usage prolongé avec
	des formules de	des formules de	des joints dynamique.
	caoutchouc a base	caoutchouc a base	
	synthétique	synthétique	
	synthetique.	synthetique.	
Système	Ouvert ou fermé	Ouvert ou fermé	fermé
Ouverture/Fermeture			
Température	-40°C à 130°	-40°C à 130°C	-10°C à 70°C
Viscosité	0.061 ± 0.070 Pa.s	$.09 \pm .02$ Pa.s	$0.130 \pm 0.030 \text{ Pa.s}$
(Valeurs typiques)			
	calculé pour une pente	calculé comme pente	calculé comme pente
	entre 500 sec ⁻¹ et 800 sec ⁻¹ à 40°C	entre 500 sec ⁻¹ et 800 sec ⁻¹ à 40°C	entre 500 sec ⁻¹ et 800 sec ⁻¹ à 25°C
Séparation	Développe une couche	Développe une couche	Développe une couche
(Valeurs de	claire	claire	claire
laboratoire)	d'approximativement	d'approximativement	d'approximativement
	20% (par volume) dans	20% (par volume) dans	4% (par volume) dans
	un contenant d'un litre	un contenant d'un litre	un contenant d'un litre
	après 6 mois de	après 6 mois de	apres 6 mois de
	stockage a 25°C	stockage a 25°C	stockage a 25°C
Applications	Universel	Universel	Bâtis/Demo
	Freins/amortisseurs	Amortisseurs/freins	2 2 2 22 4 2
Densité	2.32-2.44 g/cm ³	2.98-3.18 g/cm ³	3.8-3.92 g/cm ³
Pourcentage de particules	72 %	81 %	85 %

Le tableau II montre qu'il n y a pas une grande différence entre les caractéristiques des fluides MRF-122-2ED et MRF-132AD. Cependant, le MRF-241ES présente une viscosité plus élevée (0.130 Pa.s). Ce fluide présente aussi une faible température de fonctionnement, comparé aux deux autres fluides. Selon le fabricant, c'est un fluide conçu pour des applications de démonstration.

Le MRF-122-2ED présente une viscosité de 0.06 Pa.s tandis que le MRF-132AD a une viscosité de 0.09 Pa.s. Cependant, selon le concepteur, c'est le MRF-132AD qui s'adapte le plus pour des applications d'amortissement.

Le fluide MR qui a été utilisé est le MRF-132 AD. Le tableau III présente ses principales caractéristiques. Ce fluide présente un temps de réponse très rapide, une température de fonctionnement entre -40°C et 130°C et il est non abrasif. Parmi ses propriétés, on peut citer sa viscosité qui a pour valeur η =0,09 Pa.s, définie par la pente de la droite représentant la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement, sans champs magnétique, à 40 °C et mesurée entre 500 $\leq \gamma \leq 800$ s⁻¹.

Le bulletin technique du MRF 132-AD [54], fournit par Lord Corporation, donne quelques caractéristiques du fluide MR. Les figures 52 et 53, donnent respectivement, les courbes de la contrainte de cisaillement en fonction du taux de cisaillement, et la courbe de la contrainte d'écoulement en fonction de l'excitation magnétique.



Figure 52 Contrainte de cisaillement versus taux de cisaillement en absence de champ magnétique pour le fluide MRF-132AD



Figure 53 Contrainte d'écoulement versus excitation magnétique du MRF-132AD

6.4.2 Choix du matériau de la tige et de la pièce électromagnétique

Pour le cas des fluides Magnéto rhéologiques et plus précisément pour le MRF 132 AD, les matériaux auxquels ce fluide s'adapte le plus, sont ceux qui sont à faible teneur en carbone et ayant une perméabilité et une saturation magnétiques élevées. Dans le cas idéal, la teneur en carbone de l'acier devrait être inférieure à 0.15%. Les catégories acceptables, selon les fiches techniques de Lord Corporation, incluent: AISI-12L14, AISI-1008, AISI-1010 et AISI-1018 [55]. Pour un problème de disponibilité de ces matériaux, celui qui a été choisi pour la pièce électromagnétique et la tige est l'AISI 1020, dont les propriétés se rapprochent le plus de celles des matériaux suggérés.

CHAPITRE 7

MODÉLISATION DU CHAMP MAGNÉTIQUE ET ANALYSE DES PERFORMANCES DU DISPOSITIF

7.1 Introduction

Un amortisseur MR performant est un amortisseur dont la force d'amortissement varie lorsque l'intensité du courant imposé varie. Afin d'évaluer l'accroissement de l'amortissement il faut tenir compte de plusieurs paramètres dont la contrainte d'écoulement qui dépend de la densité de flux magnétique. La courbe de la contrainte d'écoulement en fonction de la densité de flux magnétique est donnée par les bulletins techniques des fluides MR de Lord Corporation [56]. Reste à déterminer la variation du champ magnétique en fonction du courant.

Pour cela, plusieurs paramètres restent à considérer, puisqu'ils jouent un rôle important dans la variation du champ magnétique. Parmi ces paramètres, il y a la disposition des bobines, leurs dimensions, le nombre de spires, le fil utilisé pour le bobinage, le fluide MR, les matériaux utilisés et l'intensité du courant. Les outils classiques de calculs du champ magnétique ne permettent pas de considérer tous ces paramètres et surtout ne tiennent pas compte de la complexité des fluides MR. Dans ses bulletins techniques, Lord Corporation recommande d'utiliser le logiciel MagNet afin de déterminer la densité du champ magnétique produite.

7.2 Modélisation magnétique

MagNet [57] est un logiciel de simulation du champ électromagnétique qui permet de dessiner, de modéliser et d'analyser la performance de dispositifs. MagNet est principalement basé sur la résolution des équations de Maxwell [40] :

div E =
$$\frac{\rho}{\varepsilon_0}$$
 (7.1)

$$\operatorname{div} \mathbf{B} = \mathbf{0} \tag{7.2}$$

$$\operatorname{rot} \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} \tag{7.3}$$

$$\operatorname{rot} \mathbf{B} = \mu_1 \left(\mathbf{J} + \varepsilon_0 \, \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} \right) \tag{7.4}$$

Avec :

E : champ électrique $[V.m^{-1}]$;

B : induction magnétique [T] ;

t: temps [s];

 ρ : densité de charges [C.m⁻³];

 μ_1 : perméabilité magnétique du vide (4 π 10⁻⁷ [H.m⁻¹]);

 ε_{o} : permittivité du vide (8.84 10⁻¹² [F.m⁻¹]).

L'analyse en trois dimensions est basée sur la méthode T- Ω [58]. La formulation 3D est principalement basée sur la loi d'ampère.

$$I = \nabla \times H \tag{7.5}$$

Avec :

J : densité de courant [A.m⁻²];

H : champ magnétique $[A.m^{-1}]$

Dans un milieu conducteur, la loi de Faraday est utilisée.

$$\nabla \times E = -\frac{\partial B}{\partial t} \tag{7.6}$$

Les relations suivantes sont également employées :

89

$$B = \mu.H \tag{7.7}$$

$$E = \left(\sigma + \varepsilon \frac{\partial}{\partial t}\right)^{-1} J \tag{7.8}$$

Sous l'effet d'un champ électrique E, le mouvement des charges libres est caractérisé par le tenseur des conductivités électriques σ selon la loi d'Ohm :

$$J_c = \sigma E \tag{7.9}$$

Avec :

 J_c : densité de courant de conduction $[A.m^{-2}]$;

 σ : conductivité électrique [S.m⁻¹].

La loi de conservation des charges, permet d'aboutir à la relation exprimant les courants de déplacement J_d en fonction du champ électrique:

$$J_d = \varepsilon \frac{\partial E}{\partial t} \tag{7.10}$$

Avec :

 J_d : courants de déplacement [A.m⁻²].

 ϵ : permittivité électrique [F.m⁻¹].

La somme de la densité de courant de conduction et de la densité de courant de déplacement défini la densité de courant totale J:

$$J = J_c + J_d = \sigma \cdot E + \varepsilon \frac{\partial E}{\partial t}$$
(7.11)

En utilisant l'équation (7.8), la loi d'ampère et les équations (7.7) et (7.6), on obtient :

$$\nabla \times \left[\left(\sigma + \varepsilon \frac{\partial}{\partial t} \right)^{-1} \cdot \nabla \times H \right] + \mu \frac{\partial H}{\partial t} = 0$$
(7.12)

Dans un milieu non conducteur, la loi d'ampère est utilisée :

$$\nabla \times H = J_s \tag{7.13}$$

J_s est la densité du courant. H peut s'écrire de la manière suivante :

$$H = -\nabla \psi + H_s \tag{7.14}$$

H_s est une source de champ qui doit satisfaire la relation suivante :

$$\nabla \times H_s = J_s \tag{7.15}$$

 Ψ est donné par :

$$\nabla B = \nabla \left[\mu \left(-\nabla \psi + H_s \right) \right] = 0 \tag{7.16}$$

Une procédure itérative peut être employée pour retrouver H qui doit satisfaire l'équation (7.15). ψ est obtenu à partir de (7.16), et H, B et J sont obtenus à partir de (7.14), (7.7) et de la loi d'ampère.

7.3 Étapes de la modélisation

Plusieurs étapes ont été suivies avant d'avoir la modélisation finale.

7.3.1 Première étapes : Créer le nouveau modèle

Dans une première partie, il faut créer le modèle, le nommer et le sauvegarder. Ensuite il faut créer l'environnement de travail et choisir les unités de mesure qui seront utilisées.

MagNet permet ainsi de dessiner le modèle avec les mesures appropriées en se servant du « Keyboard input bar ». Les coordonnées de chaque point sont saisies ainsi que la forme de la ligne à dessiner.

La figure 54 présente la forme du dispositif utilisé.



Figure 54 Dessin du dispositif

7.3.2 Deuxième étape : Choix des matériaux

Afin de modéliser le dispositif, il faut d'abord associer à chaque composante, le matériau qui lui correspond. MagNet propose dans sa base de données, différents types de matériaux. Ainsi, l'AISI 1020 a été choisi comme matériau de la pièce électromagnétique et de la tige. Cependant, la tige a été traitée et chromée afin de permettre son mouvement de translation à l'intérieur des organes de guidage.
Le fluide MR a été considéré comme un matériau afin de le rajouter à la liste des matériaux proposés par MagNet. Ainsi, les différentes propriétés ont été saisies. La première caractéristique est la variation de la densité de flux magnétique (figure 55).



Figure 55 Caractéristique magnétique du fluide MRF-132AD [54]

Il est possible de créer pour un matériau, un tableau afin de caractériser la variation de H [KAmp/m] en fonction de B [Tesla] (figure 56). Cependant il n'est pas possible de créer sur MagNet des valeurs négatives pour le champ magnétique, ce qui n'a pas d'influence sur les paramètres du système étudiés. Le format de graphe où le domaine de H s'étend aux valeurs négatives est employé de façon générale par le manufacturier pour permettre de montrer la boucle d'hystérésis des matériaux ferromagnétiques. D'autres paramètres ont été rajoutés comme la conductivité thermique et la capacité thermique, ces paramètres sont donnés dans l'annexe 1.



Figure 56 Choix du type de matériaux

7.3.3 Troisième étape : Création des bobines

Les bobines sont considérées sur MagNet comme des conducteurs pour lesquels l'utilisateur peut indiquer le courant ou la tension, et sont employées en tant que source externe de champ magnétique.



Figure 57 Création des bobines sur MagNet

Les bobines sont définies comme des composantes qui doivent conduire. Quand la bobine est créée, un composant est ajouté dans la page d'objet. Les bobines sont représentées en rouge à la figure 57.

La composante bobine est une entité différente du volume matériel lui-même, car la bobine définit seulement comment la composante est excitée en indiquant les bornes, type de source, nombre de spires, etc.

Étant donné que le bobinage sera réalisé sur la pièce électromagnétique, il y a donc deux limites : d'une part le cylindre intérieur (de rayon interne $R_1 \approx 16$ mm) et d'autre part la tige (de rayon externe $R_0 \approx 6$ mm). Cette distance comporte aussi l'épaisseur du fluide ainsi que l'épaisseur de la pièce électromagnétique. Pour l'épaisseur du fluide, on va fixer une valeur minimale qui permettra le mouvement de translation de la tige à l'intérieur du cylindre intérieur, soit e = 1 mm. Dans le but de maximiser le nombre de spires, l'épaisseur de la pièce électromagnétique devrait être minimale. Cependant l'usinage ne permet pas d'avoir une épaisseur inférieure à 1 mm, donc $e_p = 1$ mm. Ainsi, la longueur L_b indiquée sur la figure 58, est égale à 7 mm. En approximant l_b au huitième du périmètre du cercle C₁ de rayon $R_{pi} = 7$ mm, on obtient : $l_b \approx 5$ mm, d'où une surface de bobinage S_b ≈ 35 mm².



Figure 58 Dimensions de la pièce électromagnétique

Pour ce cas d'étude, le nombre de spires utilisé est fixé à N= 350 spires. MagNet ajuste automatiquement la section du fil utilisé. Le courant est fixé à I=1.45 A. La bobine est créée en utilisant les commandes *Model* du menu, une fois que les composants ont été créés.

7.3.4 Quatrième étape : Maillage du dispositif

Avant de réaliser les simulations, le maillage du dispositif a été réalisé pour chaque matériau (figure 59).



Figure 59 Maillage du dispositif

La discrétisation est accomplie par la division du modèle en des mailles. Le champ à l'intérieur de chaque élément est représenté par un polynôme avec des coefficients inconnus. Plus le nombre de mailles augmente et plus la solution devient exacte tout en diminuant les erreurs de discrétisation provenant de deux sources : la modélisation du champ et la forme géométrique. Ainsi, il est plus judicieux de raffiner le maillage dans les régions où le champ varie de manière significative (figure 60).

V Maximum element size:	05	Hømeters 💌
 Curvature refinement minimum element size: 		11 - MIL -
" Curvature refinement rati	x [

Figure 60 Maillage

7.3.5 Cinquième étape : Solution du modèle

Finalement, en solutionnant le modèle établi, la distribution de la densité du flux magnétique est obtenue :



Figure 61 Modélisation de la densité de flux magnétique B [T]



Figure 62 Caractéristique magnétique du fluide MRF-132AD [54]

7.4 Conclusion

La figure 61 montre que les lignes de champs sont perpendiculaires au mouvement du fluide. De plus, l'intensité de la densité de flux magnétique varie entre 0 T et 0.8 T pour le fluide. Cette zone est indiquée sur la courbe de B en fonction de H du fluide MRF 132AD donnée à la figure 62.

Selon la courbe donnée à la figure 62, pour une densité de flux magnétique B variant entre 0 T et 0.8 T, le champ magnétique H varie entre 0 et 230 kAmp/m. Ces valeurs sont valables pour un courant I= 1.45 A. La figure 63 donne la variation de la contrainte d'écoulement en fonction du champ magnétique. La contrainte d'écoulement maximale pour un courant appliqué I= 1.45 A est τ = 43 kPa.



Figure 63 Variation de la contrainte d'écoulement en fonction du champ magnétique [54]

La modélisation du système a permis de déterminer l'intensité du champ magnétique qui va régner autour de la pièce électromagnétique. Cette valeur aurait été difficilement obtenues par un autre moyen vu la complexité de la composition du fluide MR, ainsi que la forme de la pièce électromagnétique.

CHAPITRE 8

DIMENSIONNEMENT DU NOUVEAU PROTOTYPE D'AMORTISSEUR MAGNÉTO RHÉOLOGIQUE

8.1 Introduction

Dans ce chapitre, l'on traitera les différentes étapes qui ont permis de déterminer le dimensionnement du prototype.

8.2 Évaluation de l'amortissement

Dans leur article, Kamath et al. [59] analysent deux modes d'écoulement : un mode d'écoulement ou dispositif à électrode fixe et un mode de cisaillement ou dispositif à électrode mobile. Ces deux types d'amortisseurs sont montrés à la figure 64.



(1) Mode d'écoulement

(2) Mode de cisaillement

Figure 64 Types d'amortissement [59]

Le mode qui correspond à l'étude des amortisseurs magnéto rhéologiques envisagés est le mode de cisaillement. L'électrode pour cet amortisseur est fixée au piston, et ainsi elle se déplace avec lui. L'équation qui régit le comportement, obtenue à partir de l'équilibre des forces, est la suivante [59]:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{\tau}{r} = \frac{\partial p}{\partial z}$$
(8.1)

 $u: vitesse [m.s^{-1}];$

 τ : contrainte de cisaillement [Pa] ;

r : coordonnée radiale [m];

z : coordonnée longitudinale [m];

p : pression développée par le piston [Pa].

La première hypothèse est que le fluide suit le modèle de Bingham. Pour un mouvement instable ou aléatoire du fluide, il faut tenir compte de la force d'inertie, sinon elle peut être négligée. La seconde hypothèse est que la pression varie linéairement sur la longueur L de l'électrode. ΔP représente la variation de la pression sur la longueur de l'électrode, ainsi l'équation 9.1 peut être réécrite de la manière suivante :

$$\frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{\tau}{r} = \frac{\Delta P}{L} \tag{8.2}$$

8.2.1 Écoulement Newtonien

On parle d'écoulement newtonien lorsque le champ appliqué est nul. Les calculs qui seront réalisés dans cette section vont permettre de déterminer la constante d'amortissement en absence de courant.

L'écoulement est supposé quasi-stationnaire et entièrement développé. La masse est négligée. Il n'y a aucun frottement entre les composantes et les forces appliquées à l'amortisseur sont quasi-stationnaires. Pour les fluides Newtoniens, la contrainte de cisaillement est proportionnelle au gradient de vitesse [60] :

$$\tau = \mu_0 \frac{du}{dr} = \mu_0 \dot{\gamma} \tag{8.3}$$

Avec :

 μ_0 : viscosité initiale du fluide en absence de champ [Pa.s].

En utilisant les équations (8.2) et (8.3) on obtient :

$$\mu_0 \frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{\mu_0}{r} \frac{du}{dr} = \frac{\Delta P}{L}$$
(8.4)

Le profil de la vitesse du fluide est :

$$u(r) = \frac{\Delta P}{4\mu_0 L} r^2 + D_1 \ln r + D_0$$
(8.5)

 D_1 et D_0 sont des constantes d'intégration déterminées à partir des conditions aux frontières.

Pour le mode de cisaillement, le fluide adjacent du piston se déplace à la même vitesse que la tige alors que le fluide reste stationnaire à la paroi extérieure. Les conditions aux frontières dans ce cas sont les suivantes :

$$u(R_1) = -v_0$$

$$u(R_2) = 0$$
(8.6)

 v_0 : vitesse du piston [m.s⁻¹];

R₁ : rayon externe de l'électrode [m] ;

R₂ : rayon interne du cylindre intérieur [m].

Pour un écoulement newtonien en mode de cisaillement, le profil de la vitesse notée $u_{cisaillement}^{N}(r)$, devient d'après (8.5) :

$$u_{cisaillement}^{N}(r) = \frac{\Delta P}{4\mu_{0}L} \left[r^{2} + R_{2}^{2} \frac{\ln(R_{1}/r)}{\ln(R_{2}/R_{1})} - R_{1}^{2} \frac{\ln(R_{2}/r)}{\ln(R_{2}/R_{1})} \right] - v_{0} \left[\frac{\ln(R_{2}/r)}{\ln(R_{2}/R_{1})} \right]$$
(8.7)

Le débit total est obtenu en intégrant la vitesse entre les rayons R1 et R2:

$$Q = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi r u(r) dr$$
 (8.8)

Le débit volumique pour un fluide newtonien en mode de cisaillement ($Q_{cisaillement}^N$) est la somme du débit volumique en mode d'écoulement ($Q_{ecoulement}^N$) et le débit causé par le mouvement du piston ($Q_{v_0}^N$).

$$Q_{cisaillement}^{N} = Q_{ecoulement}^{N} + Q_{v_{0}}^{N}$$
(8.9)

$$Q_{ecoulement}^{N} = \frac{\Delta P A_{2}^{2}}{8\pi\mu_{0}L} \left[\left(\frac{R_{1}}{R_{2}} \right)^{4} + \frac{\left[1 - \left(R_{1} / R_{2} \right)^{2} \right]^{2}}{\ln\left(R_{2} / R_{1} \right)^{2}} - 1 \right]$$
(8.10)

$$Q_{\nu_{0}}^{N} = \frac{\nu_{0}A_{2}}{2} \left[2\left(\frac{R_{1}}{R_{2}}\right)^{2} + \frac{\left[1 - \left(R_{1}/R_{2}\right)^{2}\right]}{\ln\left(R_{2}/R_{1}\right)} \right]$$
(8.11)

Avec

$$A_2 = \pi R_2^2$$
 (8.12)

$$Q_{\nu_{0}}^{N} = \frac{\nu_{0}A_{2}}{2} \left[2 \left(\frac{R_{1}}{R_{2}} \right)^{2} + \frac{\left[1 - \left(R_{1} / R_{2} \right)^{2} \right]}{\ln \left(R_{2} / R_{1} \right)} \right]$$
(8.13)

La force F s'écrit comme suit :

$$F = C_{cisaillement} v_0 \tag{8.14}$$

$$C_{cisaillement} = C_{ecoulement} + C_{V_0} = \mu_0 \Gamma_{ecoulement} + \mu_0 \Gamma_{v_0} = \mu_0 \left(\Gamma_{ecoulement} + \Gamma_{v_0} \right)$$
(8.15)

$$\Gamma_{ecoulement} = 8\pi L \left(\frac{A}{A_2}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^4 - \frac{\left[1 - \left(R_1 / R_2\right)^2\right]^2}{\ln\left(R_2 / R_1\right)}\right]^{-1}$$
(8.16)

$$\Gamma_{v_0} = \Gamma_{ecoulement} \left(\frac{A_2}{2A} \right) \left[2 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 - \frac{\left[1 - \left(R_1 / R_2 \right)^2 \right]^2}{\ln \left(R_2 / R_1 \right)} \right]$$
(8.17)

Avec :

 $C_{cisaillement}$: constante d'amortissement en mode de cisaillement ;

 $C_{ecoulement}$: constante d'amortissement en mode d'écoulement.

 Γ_{v_0} et $\Gamma_{ecoulement}$ dépendent seulement de la géométrie du modèle.

Afin de calculer l'amortissement sans l'application du champ magnétique, le fluide est assimilé à un fluide Newtonien.

Les hypothèses sont les suivantes :

 $R_1 = 0.015 \text{ m}$

R₂=0.016 m

A= π . R_1^2

 $\eta = 0.09 \ Pa.s$ pour le MRF 132 AD

L'amortissement sans champ magnétique est alors estimé à : C=518,24 N.s/m.

8.2.2 Mode d'écoulement de Bingham

Le profil d'écoulement entre deux cylindres fixes peut se présenter comme indiqué à la figure 65.



Figure 65 Profil de vitesse entre l'électrode et le cylindre intérieur [59]

Le profil de vitesse peut être partagé en trois différentes régions. Pour la région du milieu, la contrainte de cisaillement est inférieure au seuil d'écoulement, c'est une région rigide. Pour la première et la troisième région, la contrainte de cisaillement est supérieure au seuil d'écoulement, d'où l'écoulement du fluide.

$$\tau = \tau_{y} \operatorname{sgn}\left(\frac{du}{dr}\right) + \mu \frac{du}{dr} \qquad |\tau| \succ |\tau_{y}|$$

$$\frac{du}{dr} = 0 \qquad |\tau| \prec |\tau_{y}|$$
(8.18)

Avec :

 $\operatorname{sgn}\left(\frac{du}{dr}\right)$: signe de la vitesse d'écoulement ;

 τ_{y} : seuil d'écoulement.

a. Région 1

$$R_{1} \leq r \leq R_{pi}$$

$$|\tau| \succ |\tau_{y}|$$

$$\frac{du}{dr} \succ 0$$
(8.19)

$$\tau = \tau_y + \mu \frac{du}{dr} \tag{8.20}$$

En dérivant, on obtient :

$$\frac{d\tau}{dr} = \mu \frac{d^2 u}{dr^2} \tag{8.21}$$

En utilisant les équations (8.19) et (8.20) dans (8.2), on obtient :

$$u_{1}(r) = \frac{\Delta P}{4\mu L}r^{2} - \frac{\tau_{y}}{\mu}r + C_{1}\ln(r) + D_{1}$$
(8.22)

C1 et D1 sont des constantes déterminées par les conditions aux frontières.

b. Région 2 :

 $R_{pi} \le r \le R_{po}$ $|\tau| \prec |\tau_{y}|$ $\frac{du}{dr} = 0$ (8.23)

 u_2 =constante

$$\tau(r) = \frac{\Delta P}{2L}r + \frac{C_2}{r}$$
(8.24)

C2 est une constante déterminée par les conditions aux frontières

c. Région 3 :

$$R_{po} \le r \le R_2$$

$$\tau |\succ |\tau_y| \qquad (8.25)$$

$$\frac{du}{dr} \prec 0$$

Comme $\frac{du}{dr} \prec 0$, l'équation 9.18 devient :

$$\tau = -\tau_y + \mu \frac{du}{dr} \tag{8.26}$$

En utilisant les équations 9.20 et 9.24 dans 9.2, on obtient :

$$u_{3}(r) = \frac{\Delta P}{4\mu L}r^{2} - \frac{\tau_{y}}{\mu}r + C_{3}\ln(r) + D_{3}$$
(8.27)

C₃ et D₃ sont des constantes déterminées par les conditions aux frontières.

8.2.2.1 Mode d'écoulement

Le débit est calculé pour chaque région, le débit total est obtenu en sommant les trois valeurs du débit.

a. Région1 :

Les conditions aux limites pour la région 1 sont les suivantes : $u(R_1) = 0$ et du/dr =0 à R_{pi}.

Le profil de la vitesse en mode d'écoulement est le suivant :

$$u_{ecoulement,1}(r) = \frac{\Delta P}{4\mu L} \left[r^2 - R_1^2 - 2R_{pi}^2 \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) \right] - \frac{\tau_y}{\mu} \left[r - R_1 - R_{pi} \ln\left(\frac{r}{R_1}\right) \right]$$
(8.28)

b. Région2 :

Les conditions aux limites sont les suivantes :

$$\tau \left(R_{pi} \right) = \tau_{y}$$

$$\tau \left(R_{po} \right) = -\tau_{y}$$
(8.29)

En utilisant les conditions aux frontières et l'équation 9.24, on obtient :

$$\tau_{y} = \frac{\Delta P}{2L} \left(R_{pi} - R_{po} \right) \tag{8.30}$$

c. Région3 :

Les conditions aux limites pour la région 3 sont les suivantes :

 $u(R_2) = 0$ et du/dr = 0 à R_{po}.

Le profil de la vitesse en mode d'écoulement dans la région 3 est le suivant :

$$u_{ecoulement,3}\left(r\right) = \frac{\Delta P}{4\mu L} \left[r^2 - R_2^2 - 2R_{po}^2 \ln\left(\frac{r}{R_2}\right)\right] + \frac{\tau_y}{\mu} \left[r - R_2 - 2R_{po} \ln\left(\frac{r}{R_2}\right)\right] \quad (8.31)$$

Étant donné que le fluide a la même vitesse dans les régions 1 et 3, on peut écrire la relation suivante :

$$u_{p} = u_{ecoulement,1}\left(R_{pi}\right) = u_{ecoulement,3}\left(R_{po}\right)$$
(8.32)

Le débit total à travers les trois régions s'exprime de la manière suivante :

$$Q_{ec} = Q_{ec,1} + Q_{ec,2} + Q_{ec,3}$$
(8.33)

avec :

$$Q_{ec,1} = \int_{R_1}^{R_{pi}} u_{ecoulement,1}(r) 2\pi r dr$$

$$Q_{ec,2} = \int_{R_{pi}}^{R_{po}} u_{ecoulement,2}(r) 2\pi r dr$$

$$Q_{ec,3} = \int_{R_{po}}^{R_2} u_{ecoulement,3}(r) 2\pi r dr$$
(8.34)

 $Q_{ec,1}$, $Q_{ec,2}$, $Q_{ec,3}$ représentent les débits en mode d'écoulement, respectivement aux régions 1, 2 et 3.

En intégrant on obtient :

$$Q_{ec,1} = \frac{\pi \Delta p}{8\mu L} \bigg[(3R_{pi}^2 - R_1^2) (R_{pi}^2 - R_1^2) - 4R_{pi}^4 \ln(\frac{R_{pi}}{R_1}) \bigg] - \frac{\pi \tau_y}{6\mu} \bigg[(R_{pi} - R_1) (7R_{pi}^2 - R_{pi}R_1 - 2R_1^2) - 6R_{pi}^3 \ln(\frac{R_{pi}}{R_1}) \bigg]$$

$$Q_{ec,2} = u_p \pi (R_{po}^2 - R_{pi}^2)$$

$$Q_{ec,3} = \frac{\pi \Delta p}{8\eta L} \bigg[(-3R_{pi}^2 + R_2^2) (R_{p0}^2 - R_2^2) + 4R_{po}^4 \ln(\frac{R_{p0}}{R_2}) \bigg] + \frac{\pi \tau_y}{6\eta} \bigg[-(R_{po} - R_2) (7R_{po}^2 + R_{po}R_2 - 2R_2^2) + 6R_{po}^3 \ln(\frac{R_{po}}{R_2}) \bigg]$$

$$(8.35)$$

Comme $Q = AV_0$, la vitesse s'écrit comme suit :

$$V_0 = \frac{Q_{ec,1} + Q_{ec,2} + Q_{ec,3}}{A}$$
(8.36)

La force d'amortissement est :

$$F = -A\Delta P \tag{8.37}$$

La constante d'amortissement en mode d'écoulement, s'écrit alors de la manière suivante :

$$C_{eq,ec} = \frac{F}{V_0} = \frac{-A\Delta P}{V_0} = \frac{-A^2\Delta P}{\left(Q_{ec,1} + Q_{ec,2} + Q_{ec,3}\right)}$$
(8.38)

8.2.3 Mode de cisaillement

Les conditions aux limites pour la région 1 sont les suivantes :

$$u(R_1) = -v_0$$
 et du/dr = 0 à R_{pi}. (8.39)

Le profil de la vitesse dans la région 1 en mode de cisaillement est celui en mode d'écoulement moins la vitesse du piston :

$$u_{cisaillement,1}(r) = u_{ecoulement,1}(r) - V_0$$
(8.40)

Avec :

 $u_{cisaillement,1}(r)$: vitesse en mode de cisaillement dans la région 1; $u_{ecoulement,1}(r)$: vitesse en mode d'écoulement dans la région 1.

Afin de déterminer le débit il faut intégrer la vitesse sur la région 1 :

$$Q_{ct,1}(r) = \int_{R_1}^{R_{pi}} u_{cisaillement,1}(r) 2\pi r dr \qquad (8.41)$$

$$Q_{ci,1} = \int_{R_{1}}^{R_{pi}} u_{cisaillement,1}(r) 2\pi r dr - \int_{R_{1}}^{R_{pi}} V_{0} 2\pi r dr = Q_{ci,1} - V_{0}\pi \left(R_{pi}^{2} - R_{1}^{2}\right) \quad (8.42)$$

 $Q_{ci,1}(r)$ représente le débit en mode de cisaillement dans la région 1.

Les conditions aux régions 2 et 3 sont les mêmes qu'en mode d'écoulement, d'ou :

$$Q_{ci,2} = Q_{ec,2}$$
 et $Q_{ci,3} = Q_{ec,3}$ (8.43)

La vitesse moyenne s'exprime comme suit :

$$V_0 = \frac{Q_{ci,1} + Q_{ci,2} + Q_{ci,3}}{A + \pi \left(R_{pi}^2 - R_1^2\right)}$$
(8.44)

A étant la surface du piston.

Ainsi, il y a un système de trois équations à trois inconnus proposé par Kamath. Les trois inconnus sont : R_{pi} , R_{po} et V_o . Pour notre cas les variables à déterminer sont R_{pi} , R_{po} et ΔP puisque V_o est connue :

$$V_{0} = \frac{Q_{ec,1} + Q_{ec,2} + Q_{ec,3}}{A + \pi \left(R_{pi}^{2} - R_{1}^{2}\right)}$$
(8.45)

$$\tau_{y} = \frac{\Delta P}{2L} \left(R_{pi} - R_{po} \right) \tag{8.46}$$

$$u_{cisaillement,1}(R_{pi}) - u_{cisaillement,3}(R_{po}) = 0$$
(8.47)

En développant l'équation (8.47) et en utilisant les conditions aux limites :

$$u_{m1}(r) = u_{f1}(r) - v_0$$

$$u_{m3} = u_{f3}$$
(8.48)

On obtient :

$$u_{ecoulement,1}(R_{pi}) - v_0 - u_{ecoulement,3}(R_{po}) = 0$$
(8.49)

L'équation (8.49) s'écrit alors sous la forme :

$$\frac{\Delta p}{4\eta L} \left[R_{pi}^2 - R_1^2 - 2R_{pi}^2 \ln(\frac{R_{pi}}{R_1}) \right] - \frac{\tau_y}{\eta} \left[R_{pi} - R_1 - R_{pi} \ln(\frac{R_{pi}}{R_1}) \right] - \frac{\Delta p}{4\eta L} \left[R_{po}^2 - R_2^2 - 2R_{po}^2 \ln(\frac{R_{po}}{R_2}) \right] - \frac{\tau_y}{\eta} \left[R_{po} - R_2 - R_{po} \ln(\frac{R_{po}}{R_2}) \right] - V_0 = 0$$

(8.50)

Les dimensions sont les suivantes :

$$R_1 \prec R_{pi} \prec R_2$$
$$R_1 \prec R_{po} \prec R_2$$

 $R_1 = 0.015 m$

R₂=0.016 m

A= π . R_1^2

 $V_{\rm max} = 0.03 \ m/s$

 $\tau_{v}(H) = 40 \ kPa$

 $\eta = 0.09 \ Pa.s$ pour le MRF 132 AD

La résolution de ces trois équations a été réalisée en utilisant le logiciel Derive [61]. La méthode de Newton à plusieurs variables a été utilisée afin de résoudre ce système d'équations, non linéaires, et non polynomiales. Les résultats obtenus sont les suivants :

 $R_{pi} = 0.015034 \text{ m}$ $R_{po} = 0.015999 \text{ m}$ $\Delta P = -3.108487 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

En utilisant l'équation :

$$C_{eq,cisaillement} = \frac{F}{V_0}$$
(8.51)

on obtient, C_{eq,cisaillement}=4 800 N.s/m pour $\tau_y(H) = 40 \text{ KPa}$ et V₀= 0.03 m/s.

L'amortissement sans champ magnétique a été calculé à C=518,24 N.s/m. La valeur théorique de l'amortissement a donc été amplifiée 9 fois par rapport à la valeur initiale.

8.2.4 Spécificités des dispositifs MR

Pour le mode de cisaillement, l'équation de la force est la suivante [18] :

$$F = F_{\tau} + F\eta = Lw\tau_{y}(H) + Lw\frac{\eta V}{e}$$
(8.52)

$$F_{\tau} = Lw\tau_{y}(H) \tag{8.53}$$

$$F_{\eta} = Lw \frac{\eta V}{e} \tag{8.54}$$



Figure 66 Mode de cisaillement [18]

 F_{τ} : Force de friction due à la contrainte de cisaillement (lorsqu'on applique un champ magnétique) ;

 F_{η} : Force visqueuse (lorsque le champ magnétique n'est pas appliqué) ;

 $\tau_y(H)$: seuil d'écoulement ;

V : vitesse de passage ;

e : épaisseur du fluide ;

L : longueur du passage de fluide ;

w: périmètre externe de la pièce électromagnétique.

$$\lambda = \frac{F_{\tau}}{F_{\eta}} = \frac{Lw\tau_{y}(H)}{Lw\frac{\eta V}{e}} = \tau_{y}(H)\frac{e}{\eta V}$$
(8.55)

Où λ représente le gain de force procuré par le champ magnétique.

$$e = \frac{\eta}{\tau_{\nu}(H)} \lambda V \tag{8.56}$$

 $\eta = 0.09 \ Pa.s$ pour le MRF 132 AD

 $H_{\text{max}} = 230 \text{ kA/m}$, ce qui correspond pour le fluide MRF132 AD à $\tau_y(H) = 43 \text{ kPa}$

Les valeurs calculées de l'amortissement sont :

 $C_{(sans champ)} = 518,24 \text{ N.s/m}$

 $C_{(avec champ)} = 4 800 \text{ N.s/m}$

Ce qui donne une gamme dynamique $\lambda = 9$

La vitesse maximale de déplacement est fixée à V_{max} = 1m/s.

La valeur calculée de l'épaisseur du fluide, selon les valeurs numériques données ci-haut et l'équation (8.56), est e= 0.02 mm. Cette valeur est très faible. La réalisation d'un tel système n'est pas possible. La valeur minimale de e (c'est-à-dire de l'espace qui sépare la pièce électromagnétique du cylindre intérieur) qui peut être réalisée est e = 1 mm. On va considérer cette valeur dans les prochains développements.

Pour augmenter e, il faudrait augmenter la vitesse V, le rapport d'efficacité λ , la viscosité η ou diminuer le seuil d'écoulement τ_{y} .

En multipliant l'équation 8.56 par Lw, on obtient :

$$Lwe = \frac{\eta}{\tau_{y}(H)} \lambda V Lw$$
(8.57)

Comme :

$$W_m = F_\tau V_{\max} = Lw\tau_v(H)V_{\max}$$
(8.58)

$$Lwe = \frac{\eta}{\tau_{\nu}^{2}(H)} \lambda W_{m}$$
(8.59)

W_m représente la puissance mécanique contrôlable.



Figure 67 Relation Force Vitesse [28]

 $\eta = 0.09 Pa.s$ pour le MRF 132 AD

e = 1mm

$$w = 2.\pi R_1 = 0.09 m \tag{8.60}$$

$$F=CV=4\ 800\ N$$
 (8.61)

$$W_m = FV_{max} = 4\ 800\ W$$
 (8.62)

Lwe = $2,43 \ 10^{-6} \ m^3$

Si e=1mm et w=0.09 m, L= 28 mm.

Ainsi, la longueur choisie de la pièce électromagnétique est de 28 mm. Dans une prochaine conception, L devrait être plus long pour tenir compte du fait que e aurait du être réduit.

Pour un fluide MR, la densité d'énergie maximale requise peut être estimée 0.1 J/cm^3 [24]. D'après le volume requis calculé précédemment, on peut estimer la puissance requise P, selon l'équation suivante :

$$P = \frac{0.1 \, Lew}{\Delta t} \tag{8.63}$$

Avec :

P: puissance en Watt;

Lwe : volume en cm^3 ;

 Δt : temps d'activation désiré en seconde.

La puissance électrique requise, pour avoir un temps de réponse de 10 ms par exemple, est calculée selon l'équation (8.63):

P=24.3 W

8.3 Présentation du prototype

La figure 68 présente la pièce électromagnétique réalisée.





La figure 69 présente les dimensions de la tige.



Figure 69 Dimensionnement de la tige

Les principales modifications ont été réalisées au niveau de la tige de l'amortisseur. En effet, c'est sur la tige que la pièce électromagnétique sera installée.

CHAPITRE 9

ÉTAPES DE RÉALISATION ET PRÉSENTATION DU PROTOTYPE RÉALISÉ

9.1 Introduction

S'il est établi, à travers les développements précédents, que les suspensions passives ne peuvent, au mieux, que réaliser un compromis entre les impératifs du confort vertical pur, et ceux relevant de la tenue de la route et du contrôle de la caisse, on peut comprendre l'avantage technique incontestable des suspensions semi-actives qui permettent de moduler les paramètres d'amortissement en fonction du contexte.

Afin de mettre en œuvre une telle suspension, un prototype a été réalisé avec différents paramètres. Dés lors, on s'intéressera d'abord aux différentes procédures qui ont permis de réaliser et de caractériser ce prototype.

9.2 Réalisation du bobinage

Une bonne conception du circuit magnétique, fournira un nombre raisonnable de spires pour chaque bobine. Un grand nombre de spires dans un électro-aimant ne garantit pas nécessairement un circuit magnétique puissant (densité élevée de flux). Un compromis entre le nombre de spires et l'intensité du courant, qui peut être atteinte par une source d'énergie, doit être considéré. La réduction du diamètre du fil aura comme conséquence un plus grand nombre de spires, mais aux dépens d'une résistance électrique beaucoup plus élevée, ce qui diminuera l'intensité du courant. Ceci peut sévèrement limiter la densité électromagnétique de flux. Réciproquement, un fil de plus grand diamètre réduira le nombre de spires, mais augmentera l'intensité du courant. Après consultation de la société Moteurs Électriques Ste-Rose [52], trois choix de fils nous ont été proposés :

- a- Fil calibre 27, qui donne 200 spires avec $I_{max}=2A$
- b- Fil calibre 29, qui donne 300 spires avec $I_{max}=1,75A$
- c- Fil calibre 30, qui donne 400 spires avec I_{max}=1,45A

La solution qui a été choisie est celle qui maximise le nombre de spires par rapport au courant, c'est-à-dire N=400 spires pour un courant I_{max} =1,45 A. Dans le but de doubler les performances du prototype et d'éviter de perdre l'une des pièces électromagnétiques, deux pièces ont été réalisées et montées sur la tige.

Toutes les bobines sont identifiées et sur chacun des 16 fils d'alimentation, figure un numéro ainsi qu'une indication permettant d'identifier le sens du bobinage. Le but d'avoir 16 fils d'alimentation est de pouvoir refaire le bobinage s'il y a un problème au niveau de l'une des bobines, sans avoir à tout reprendre. De plus, ça permet de commander les bobines séparément.

9.3 Présentation du prototype

Les principales modifications réalisées sont au niveau de la tige. La figure 70 présente la tige originale de l'amortisseur ainsi que la nouvelle tige comportant les deux pièces électromagnétiques. Les modifications de la tige ont toutes été réalisées à l'ETS.

Le bobinage ainsi que l'assemblage des pièces électromagnétiques et le dégagement des fils d'alimentation à travers la tige a été réalisé à la société Moteurs Électriques Ste-Rose.



Figure 70 Photo de la tige avant et après modification



Figure 71 Photo des différentes pièces de l'amortisseur MR

9.4 Assemblage de l'amortisseur

Après avoir réalisé et préparé toutes les composantes, il est nécessaire d'effectuer le montage de l'amortisseur. L'opération de montage passe par plusieurs étapes :

- a. Assemblage du piston (figure 72);
- b. Assemblage du clapet ;
- c. Sertissage du guide.



Figure 72 Montage du PISTON

À la fin, on effectue le montage final de l'amortisseur. Le sous-ensemble (cylindre intérieur + clapet) est glissé dans le corps de l'amortisseur, l'ensemble est rempli avec 400 ml d'huile. Ensuite, on enfonce la tige à mi-course, on insère l'ensemble de guidage et on ferme l'ensemble par un couvercle. L'amortisseur est maintenant prêt à être testé.

Les figures 73 et 74 présentent respectivement l'assemblage du corps de l'amortisseur et du cylindre intérieur, et l'assemblage des différentes pièces de la tige.



Figure 73 Assemblage du corps de l'amortisseur et du cylindre intérieur



Figure 74 Assemblage de la tige

9.5 Commande électrique de l'amortisseur

Les huit bobines utilisées sont toutes indépendantes, c'est-à-dire, en sortie il y a 16 fils d'alimentation, deux fils pour chaque bobine. Le fait d'avoir des bobines indépendantes permet plus de flexibilité au niveau des essais. Cela permet en plus de tester les bobines séparément afin de contrôler le comportement de l'amortisseur. Pour manipuler facilement les fils d'alimentation, un boîtier de commande a été fabriqué. Ce boitier permet de mettre les bobines à ON ou à OFF en utilisant des interrupteurs.



Figure 75 Photo du boîtier de commande des bobines

9.6 Problèmes rencontrés

9.6.1 Problèmes d'usinage

L'opération de fraisage ne permet pas toujours d'obtenir la forme souhaitée avec exactitude, vu que les longueurs de fraises disponibles sont limitées. Pour remédier à ce problème, chaque pièce électromagnétique se compose de deux parties identiques qui ont été rassemblées par la suite.

9.6.2 Problème d'étanchéité

Suite au montage, il y avait toujours de l'huile qui s'écoulait de la tige par le conduit des fils d'alimentation. Après une vérification minutieuse, l'origine de la fuite s'est avérée être le trou qui permettait le passage des fils à travers la tige creuse bien qu'une couche épaisse de colle ait été appliquée sur ce trou. Cette colle, n'a pas résisté au passage du fluide et à la pression aux grandes vitesses. Afin d'éliminer définitivement ce problème, on a mis du plâtre sur la section de passage du fluide. L'inconvénient principal de l'utilisation du plâtre réside dans la difficulté de son élimination. Cette dernière solution n'a pas permis d'éliminer définitivement le problème. On a alors utilisé du téflon pour boucher le trou à travers lequel passe le fluide et rassemblé le tout avec du ruban gommé. Cette solution s'est avérée efficace.

CHAPITRE 10

ESSAIS RÉALISÉS ET EXPLOITATION DES RÉSULTATS

10.1 Introduction

Afin de tester les performances de tension-compression dynamique du prototype conçu et réalisé, des mesures expérimentales sont effectuées sur une machine de détentecompression, qui a été adaptée à ce type de tests. Le but de ces mesures est de vérifier l'accroissement de la valeur de la force en fonction du courant appliqué.

Les résultats expérimentaux sont par la suite comparés aux modèles théoriques de Bouc Wen et de Bingham.

10.2 But et stratégie de contrôle et initiales

Dans le but de créer un contrôle optimal pour la suspension magnéto rhéologique, l'idée était basée sur la discrétisation de la courbe de l'amortissement optimal en fonction de la fréquence d'excitation.



Figure 76 Courbe initiale de l'amortissement optimal en fonction de la fréquence d'excitation



Figure 77 Courbe échelonnée de l'amortissement optimal en fonction de la fréquence d'excitation
Un contrôleur analyse la fréquence d'excitation. En fonction de la valeur de la fréquence, il commande une, deux, trois ou n bobines et de cette façon la force générée sera échelonnée.

En utilisant deux rangées de quatre bobines, on pourrait les commander de la façon indiquée au tableau III.

Tableau III

Action	Forme
1 action	N S N S
	S N S N
2 actions	
	N S N S
	S N S N
3 actions	
	No So No S
	S N S N
4 actions	
	N S N S
5 actions	N S P-No-Se
	S N S N
6 actions	
0 actions	N S • N • S •
	S • N • S • N
7 actions	
	N P S P NP S

Stratégie de contrôle

8 actions			******	,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,		
9 actions						
	6		S .	-Ne-	- S •	
		S 🍖	-N-	5.6	N	7
10 actions						
TO actions						
11 actions						
12 actions	•	N.	-S-	-N-	- <u>S</u>	
	•		N	So	N.	
		L		·		

Dans le but de réaliser cette stratégie de contrôle, les deux pièces électromagnétiques ont été réalisées. Les bobines sont complètement indépendantes, ceci permet de les actionner séparément.

Lors de la première série d'essais qui ont été réalisés, la MTS ne s'est pas arrêtée en phase de compression. Ceci a impliqué la déformation du corps, du cylindre intérieur et de la tige, la coupure des fils d'alimentation des bobines et la déformation de parties de fixation (figure 78). Ceci est dû à un problème informatique.



Figure 78 Photos des pièces endommagées

Ce problème a impliqué qu'on n'a pu réaliser que deux séries de tests :

- une première série en utilisant une seule pièce électromagnétique, en activant les quatre bobines ;
- une deuxième série en utilisant les deux pièces électromagnétiques, en activant les huit bobines.

10.3 Mode opératoire

L'amortisseur est monté verticalement sur la MTS, comme l'indique la figure 79. L'extrémité de la tige est fixée sur la traverse supérieure. L'embout de fixation, solidaire au corps de l'amortisseur, est fixé sur la traverse inférieure. L'énergie motrice est transmise à la traverse inférieure et par suite au corps de l'amortisseur. Au cours des tests, seule la traverse inférieure est animée d'un mouvement de translation, donc c'est le corps de l'amortisseur qui se déplace tandis que la tige reste fixe. Les vitesses de l'essai sont programmées à partir du contrôleur.



Figure 79 Photo de la MTS

10.4 Essais réalisés

Le système d'acquisition permet d'avoir des fichiers texte comportant trois colonnes : la force, le déplacement et le temps. La courbe de la force en fonction du temps pour trois vitesses et pour un courant nul est donnée à la figure 80.



Figure 80 Variation de la force en fonction du temps pour I = 0 A

Pour cette série d'essai, on impose un déplacement à l'amortisseur avec un signal triangulaire (rampe) à vitesse fixe. À partir des valeurs maximales et minimales de la force pour différentes valeurs de la vitesse et du courant, les courbes de la force en fonction de la vitesse sont tracées.

10.4.1 Essais réalisés pour un courant I=0 A

Le tableau III comporte les données relatives à la variation de la force en fonction de la vitesse pour un courant nul I = 0 A.

Tableau IV

Forces en fonction de la vitesse pour I = 0 A

Vitesse linéaire (m/s)	Charge Max. (N)	Charge Min. (N)
0.01	246.14	-859.43
0.02	278.90	-1468.8
0.03	307.86	-1588.26



Figure 81 Variation de la force en fonction de la vitesse pour I = 0 A

Le tableau IV et la courbe de la figure 81, présentent des valeurs nettement différentes, entre les charges minimales et maximales. Avec une vitesse de 0.02 m/s par exemple, les valeurs de la force en détente (≈ 278 N) sont relativement faibles par rapport aux valeurs de la force en compression (≈ 1468 N). En fait, selon les fabricants d'amortisseurs, un amortisseur classique de véhicule de tourisme est conçu de manière à ce que la force en détente soit, de façon approximative, le double de celle en compression, de manière à ralentir la "chute" de la roue lors du passage dans un nid-depoule.

L'autre raison possible pour laquelle les valeurs des charges minimales et maximales sont si différentes, est que les systèmes de détente (piston) et de compression (clapet) qui ont été fournis par le fabricant, sont les mêmes que ceux qui sont utilisés pour un amortisseur classique. Cependant, les caractéristiques du fluide et la conception interne du système ont été modifiées. De plus, la position de la pièce électromagnétique et sa taille peuvent affecter considérablement la détente de l'amortisseur. Ceci est dû au fait que la pièce électromagnétique est se situe juste à coté du piston et peut donc influer sur l'évacuation du fluide à travers les orifices.

Il est important de noter que le passage du fluide d'un cylindre à l'autre se fait seulement à partir des orifices du piston et du clapet. L'ajout ou la suppression de l'une des membranes des systèmes de détente ou de compression peut modifier considérablement les résultats.

La figure 82 présente les différentes composantes des systèmes de détente et de compression.



Figure 82 Systèmes de détente et de compression

10.4.2 Essais réalisés en activant les huit bobines

La figure 83 présente une récapitulation de la liste d'essais qui ont été réalisés pour les valeurs de courant suivantes : 0 A, 0.25 A, 0.5 A, 0.75 A, 1 A et 1.25 A.

Ces courbes présentent la variation de la force en fonction de la vitesse pour différentes valeurs du courant. Pour la phase de compression, la force passe de -1568 N à -1806 N pour V=0.03 m/s. Pour la phase de détente, la force passe de 313 N à 479 N pour V=0.03 m/s.



Figure 83 Force de détente et compression en fonction de la vitesse

Les courbes obtenues montrent que lorsque la valeur du courant appliqué augmente, la valeur de la force augmente aussi. On observe aussi au niveau des résultats obtenus une différence du coefficient de frottement visqueux assez importante entre la détente et la compression.

Afin d'appliquer un modèle de Bingham aux courbes obtenues, on détermine le coefficient de frottement visqueux, la force de friction reliée à la contrainte de cisaillement du fluide ($\tau_0(H)$) et l'amortissement. Ces valeurs sont obtenues pour chacune des phases de détente (figure 84) et de compression (figure 85), à partir des équations des courbes de tendances.



Figure 84 Force de détente en fonction de la vitesse



Figure 85 Force de compression en fonction de la vitesse

En utilisant les données fournies par les courbes de tendance obtenues à partir des figures 86 et 87, le modèle de Bingham peut être appliqué.



Figure 86 Comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle de Bingham

Tableau V

Courant	Phase de détente	Phase de compression
0 A	F= 43.02 V + 188.46	F= 385.32 V - 2023
0.25 A	F= 48.29 V+ 244.87	F= 425.02 V - 2231.5
0.5 A	F= 45.75 V + 298.36	F= 388.56 V - 2245.5
0.75 A	F= 44.73 V+ 324.37	F= 390 V - 2270.7
1 A	F= 45.02 V + 341.39	F= 388.91 V - 2273.6
1.25 A	F= 41.72 V+ 372.67	F= 371.58 V - 2237.6

Tableau récapitulatif des équations de courbes de tendances de la phase de détente et de compression

Pour un courant I= 0 A, l'équation de la force pour la phase de détente est donnée par : F=43.02 V + 188.46 (10.1)

Pour un courant I= 1.25 A, l'équation de la force pour la phase de détente est donnée par :

$$F = 41.72 V + 372.67 \tag{10.2}$$

Les résultats théoriques du calcul de l'amortissement sont donnés par :

 $C_{(sans champ-théorique)} = 518,24 \text{ N.s/m}$ $C_{(avec champ-théorique)} = 4 800 \text{ N.s/m}$

Pour une valeur V= 0.03 m/s, ces valeurs d'amortissement correspondent aux valeurs suivantes de la force :

 $F_{(\text{sans champ-théorique})} = 15.54 \text{ N}$

 $F_{(avec champ-théorique)} = 144 N$

Alors que les valeurs expérimentales pour une vitesse V= 0.03 m/s, sont données par : $F_{(sans champ- exp)}$ = 313 N $F_{(avec champ- exp)}$ = 479 N

Certes, les courbes montrent qu'il y a augmentation de la force, cependant les valeurs expérimentales obtenues sont différentes des valeurs calculées théoriquement :

Cette différence peut être due à plusieurs facteurs :

a- la MTS est une machine de fatigue hydraulique. Les capacités de la machines n'ont pas permis d'atteindre les fréquences et les déplacements demandés vu que le débit nécessaire est plus élevé que le débit fournit. Les tests ont alors été réalisés, pour des valeurs très faibles de la vitesse, ce qui ne permet pas d'avoir les vraies caractéristiques de l'amortisseur. La figure 87 présente les caractéristiques d'un autre type d'amortisseur. Cependant, elle peut indiquer, approximativement, les plages de vitesses pour les quelles l'amortisseur devrait être testé. La partie hachurée de figure indique la zone dans laquelle nos essais ont été réalisés, c'est-à-dire entre 0.01 et 0.03 m/s. On peut alors remarquer que les résultats obtenus, correspondent beaucoup plus à la zone des effets de friction qu'aux zones de fonctionnement en détente et en compression de l'amortisseur.



Figure 87 Caractéristiques d'amortissement [51]

 b- les courbes des forces, obtenues en compression ne sont pas linéaires, contrairement aux courbes de détente. Ceci est dû aux systèmes de détente de et compression.

10.5 Modélisation du système

Le modèle qui est appliqué est le modèle de Bouc Wen. Les équations utilisées pour la simulation du modèle ainsi que le fichier Simulink sont données dans la partie 5.2.3 de ce document.

La première étape est de déterminer les paramètres du modèle. En se basant sur le modèle de Dominguez et al [46], les paramètres suivants ont été fixés :

n = 2 $\beta = 0$ A = 1 $x_0 = 0 \text{ mm}$ Le but de cette modélisation est de retrouver les la courbe expérimentale en utilisant le modèle de Bouc Wen. À partir de la courbe de la force en fonction de la vitesse, pour I=1.25 A (figure 88), les paramètres suivants ont été déterminés :

 $F_{ku} = 462 \text{ N}$ $F_{kl} = F_{ku}$ $F_{iu} = 396 \text{ N}$ $F_{il} = F_{iu}$ $F_{max} = 479 \text{ N}$ $\dot{x}_{k} = 20 \text{ m/s}$ $\dot{x}_{i} = 10 \text{ m/s}$ $F_{z0} = 350 \text{ N}$ $\dot{x}_{z0} = 0.001 \text{ m/s}$





L'étape suivante est de déterminer les autres paramètres du modèle de Bouc Wen : $c_{0, k_{0, j}}$ γ et α . En utilisant les équations données par Dominguez et al [46], ces paramètres ont été déterminés :

 $c_0 = 6.60$ $k_0 = 0$ $\gamma = 6.1963.10^6$ $\alpha = 6.9948.10^5$

Finalement, en appliquant le modèle de Bouc Wen, la courbe de la force en fonction de la vitesse pour I = 1.25 A a été obtenue (figure 89).





Les figures 88 et 89 présentent la variation de la force en fonction de la vitesse pour un courant I = 1.25 A. Ces deux courbes présentent des différences dues principalement aux facteurs suivants :

- Le modèle de Bouc Wen considère des systèmes symétriques entre la détente et la compression. Alors qu'en réalité et selon les concepteurs d'amortisseurs, la force en détente devrait être, de façon approximative, le double de celle en compression, de manière à ralentir la "chute" de la roue lors du passage dans un nid-de-poule.
- Le modèle de Bouc Wen sert principalement à reproduire le phénomène d'hystérésis, cependant les mesures expérimentales qui ont été réalisées ne permettent pas d'avoir ce genre de courbes vu le faible nombre des points de mesures.

Selon les résultats obtenus, il est clair qu'il n'y a aucune symétrie entre les phases de détente et de compression. Cependant, pour les résultats obtenus, on peut juste comparer les phases de détente, qui présentent des concordances. Le modèle de Bouc-Wen devra donc être amélioré pour tenir compte des dissymétries dans des études ultérieures.

10.6 Réactions dynamiques de la suspension

Lorsqu'un véhicule roule, il peut rencontrer sur le sol trois genres d'obstacles :

- a. échelon : montée brusque du sol ;
- b. impulsion : montée brusque suivie immédiatement d'une descente brusque ;
- c. sinusoïdes : obstacles périodiques de forme sinusoïdale répétés.

Au passage d'un obstacle, le train roulant acquiert une énergie cinétique proportionnelle à sa masse et à sa vitesse. Cette énergie est absorbée momentanément par les ressorts qui la restituent rapidement en agissant vers le bas en maintenant les roues en contact avec le sol, ou vers le haut en communiquant un mouvement ascensionnel à la caisse.

La fréquence d'oscillations de la caisse sera notamment fonction du rapport $\frac{K}{M}$, où K est la raideur du ressort et M est la masse suspendue, et pour une raideur de ressort donnée du rapport $\frac{m}{M}$, où m est la masse non suspendue. Ce qui nous amène à conclure que les éléments du train roulant devront posséder une masse faible pour éviter l'acquisition d'une énergie cinétique importante et que la caisse devra posséder une masse assez importante pour éviter les accélérations brutales et les fréquences dépassant les valeurs de confort souhaité.

10.6.1 Modèle mathématique

Cette partie a pour but de rappeler les résultats sur le modèle de référence à un degré de liberté régi par une équation différentielle du 2éme ordre à coefficients constants :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \tag{10.3}$$

Où:

- M : masse ;
- C : coefficient d'amortissement visqueux ;
- K : raideur ;
- x : déplacement vertical de la masse M par rapport à sa position d'équilibre ;
- F : force appliquée à la masse.

10.6.2 Amplification

L'amplification notée AR est de la forme :

$$AR = \frac{X}{F_0 / k} = \frac{X}{X_0} = \frac{1}{\sqrt{((1 - r^2)^2 + 4\xi^2 \cdot r^2)}}$$
(10.4)

10.6.3 Transmissibilité

Le critère d'efficacité d'une isolation vibratoire est défini par le rapport entre la force maximale transmise et la force excitatrice maximale. Ce rapport est appelé TR : coefficient de transmissibilité.

$$TR = \sqrt{\frac{1 + (2.\xi.r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2.\xi.r)^2}}$$
(10.5)

D'où :

$$TR = \sqrt{(1+(2.\xi r))}$$
. AR (10.6)

Quand la voiture contenant un amortisseur MR passe par une route onduleuse à une vitesse v, l'aspect de cette route peut être assimilé à une vague sinusoïdale ayant une longueur d'onde l. L'aspect de la route agit en tant qu'excitation harmonique du système avec une fréquence d'excitation

$$\omega = \frac{2.\pi.\nu}{l} \tag{10.7}$$

La réaction du système sera caractérisée par la transmissibilité TR, définie par le rapport entre la force transmise et la force d'excitation, et le facteur AR d'amplification, défini par le rapport entre l'amplitude résultante et l'amplitude imposée au mouvement. Les variations de la transmissibilité TR et du rapport d'amplification AR en fonction de la constante d'amortissement C sont représentées dans la figure suivante :



Figure 90 Transmissibilité en fonction de l'amortissement, évalué aux excitations d'une fréquence de 2 hertz.



Figure 91 Rapport d'amplification en fonction de l'amortissement, évalué aux excitations d'une fréquence de 2 hertz.

On peut noter que la constante d'amortissement de l'amortisseur détermine la stabilité du véhicule et le confort des voyageurs. Un amortisseur raide (un amortisseur avec une constante d'amortissement élevée) fournit la bonne stabilité, gardant les pneus en contact avec la route et empêchant les oscillations en évitant d'autres problèmes, mais va transmettre la majorité des sollicitations de la route au passager, entraînant une sensation d'inconfort. Cependant, un amortisseur souple (un amortisseur avec une faible constante d'amortissement) augmentera le confort du passager, mais en même temps réduira la stabilité du véhicule. Par conséquent, afin de concevoir une bonne suspension, on doit faire un compromis entre la stabilité et le confort.

Quand la valeur du courant appliqué est de 1.45 A, la constante d'amortissement passe théoriquement de 518 Ns/m à 4 800 Ns/m qui est proche de la valeur de l'amortissement optimale. L'amortissement critique est défini comme :

$$C_{crit} = 2\sqrt{KM} = 8367 \text{ N.s/m}$$
 (10.8)

Pour : M = 2800 kg et K = 25 000 N/m.

Compte tenu de cela, il sera facile de comprendre que n'importe quelle valeur d'amortissement plus élevée que l'amortissement critique est inutile.



Figure 92 Transmissibilité et Amplification en fonction de l'amortissement, évaluées aux excitations d'une fréquence de 2 hertz.

Cependant, parce que la valeur optimale entre le confort et la stabilité dépend de la fréquence d'excitation, le concepteur devrait comprendre qu'aucun amortisseur MR ou classique ne pourrait être efficace sur la gamme entière des fréquences. Pour exploiter pleinement l'amortisseur MR, le contrôleur qui doit commander l'amortisseur, suite aux mesures faites par des accéléromètres, devrait non seulement appliquer une politique de commande du type "ON/OFF" mais devrait pouvoir changer la valeur du courant en veillant à ce que la constante d'amortissement ne dépasse jamais la valeur de l'amortissement critique.

CONCLUSION

Durant les dernières années, les amortisseurs MR ont fait l'objet d'une attention particulière en raison de leurs caractéristiques incluant simplicité mécanique, gamme dynamique élevée, basse alimentation électrique, grande capacité de force et robustesse.

Conscient de l'importance du rôle de l'amortisseur dans la tenue de route de la voiture et de son effet direct sur le confort du passager et sur la stabilité de la suspension, un prototype d'amortisseur MR a été conçu et testé expérimentalement.

Après une vue d'ensemble des dispositifs exploitant la technologie des fluides MR, ce projet examine les différents détails de conception, de réalisation et de caractérisation de l'amortisseur MR qui est à l'origine un amortisseur passif classique ayant subi des transformations reliées à la technologie magnéto rhéologique pour être utilisé comme élément de base des suspensions semi actives de voiture.

Une conception optimale du circuit magnétique exige de maximiser l'énergie de champ magnétique dans l'espace de passage du fluide et de la réduire dans les régions non actives. Par conséquent, pour le nouveau système magnétique adopté, les bobines sont situées sur une pièce au niveau de la tige. Le fluide fonctionne en mode de cisaillement, c'est-à-dire qu'au lieu de limiter le passage du fluide d'une chambre à une autre, une contrainte de cisaillement supplémentaire est créée localement entre la pièce électromagnétique et le cylindre intérieur de l'amortisseur pour modifier la viscosité du fluide. Ce nouveau prototype propose une forme particulière des bobines électromagnétiques afin de générer un champ magnétique qui s'oppose directement au mouvement du fluide MR. Le comportement dynamique de ce prototype MR est testé expérimentalement sur la MTS pour différentes vitesses et sous différentes valeurs du courant. Le but de ces essais est de dégager les lois de comportement de ce prototype et d'expliciter ses règles optimales de fonctionnement lorsqu'il est rempli de fluide MR et soumis à l'effet d'un champ magnétique. Les résultats expérimentaux obtenus prouvent que, lorsqu'un courant est appliqué, la force produite et, par conséquent, les caractéristiques d'amortissement sont augmentées. Cependant, les valeurs expérimentales obtenues sont d'une part très différentes des valeurs calculées théoriquement. D'autre part, l'augmentation de la force n'a pas été très significative. Ceci est dû, principalement au fait que les vitesses imposées sont relativement faibles, à cause des limitations de la MTS.

TRAVAUX FUTURS

Les perspectives de ce travail consistent d'abord à reprendre les calculs de dimensionnement des pièces électromagnétiques ainsi que leurs réalisations puisqu'elles ont été détruites lors des premiers essais qui ont été réalisés. Il faut aussi prévoir une solution pour les problèmes d'étanchéité rencontrés lors des essais. Ensuite, il faut vérifier le système de compression, c'est-à-dire le clapet ainsi que ses différentes composantes, afin de résoudre le problème de la courbe de la force de compression obtenue. Il est indispensable aussi de reprendre les essais réalisés avec l'amortisseur sur la MTS, mais il serait plus intéressant de les réaliser sur une machine plus adaptée pour de tels essais.

Il est important aussi de développer un modèle mécanique qui traite de la dissymétrie obtenue au niveau des courbes de la force en fonction de la vitesse.

Il serait intéressant d'étudier la commande de l'amortisseur MR pour envisager des essais sur un véhicule tout terrain.

Enfin, il faut installer l'amortisseur sur un véhicule et comparer les résultats entre un amortisseur ordinaire et un amortisseur MR. Une loi de contrôle sera finalement développée afin d'assurer la stabilité du véhicule et le confort du passager. Ainsi nous aurons atteint la totalité de nos objectifs.

ANNEXE 1

Fiche Technique du MRF 132 AD

LORD Rheonetic[™] Magnetically Responsive Technology

Hydrocarbon-Based MR Fluid MRF-132AD Product Bulletin

General

Magnetically Responsive (MR) fluids dynamically and optimally regulate energy dissipation. When a magnetic field is applied to the micron-sized, magnetizable particles in the MR fluid, the damping characteristics of the fluid can be adjusted with practically infinite precision and in under 10-millisecond response time. MR fluids are unsurpassed in their combination of controllability, responsiveness, and energy density.

Explanation of Function

MR fluids can be used in *valve mode* (fluid flowing through an orifice) or *shear mode* (fluid shearing between two surfaces). In the absence of a magnetic field, MR fluid flows freely or allows free movement. Upon application of a magnetic field, the fluid's particles align with the direction of the field in chain-like fashion, thereby restricting the fluid's movement within the gap in proportion to the strength of the field.

Benefits

Lord MRF-132AD is a hydrocarbon-based fluid that offers the following beneficial characteristics:

- Fast Response Time
- High Dynamic Yield Stress
- Low Off-State
- Broad Operational Temperature Range
- High Resistance to Hard Settling
- Easy Remixing
- Non Abrasive

Application

Lord MRF-132AD fluid has been formulated for general use in controllable energy-dissipating applications.



Design Information

For design information, please refer to our engineering note, *Designing with MR Fluids*, found on our website, www.mrfluid.com, under Tech Library.

Usage

Under common flow conditions, no separation is observed between particles and the carrier fluid. A degree of separation may eventually occur under static conditions, but low-shear agitation (shaking or remixing) prior to use will easily re-disperse the particles into a homogeneous state. A paint shaker can mix the fluid adequately. Keep the container tightly closed when not in use.

Cautions

See the Material Safety Data Sheet and container labels for further information on safe use and clean-up procedures. Dispose of any material in accordance with federal and local regulations; consult local wastedisposal authorities.

Properties	Value/Limits
Base Fluid	Hydrocarbon
Operating Temperature	-40°C to 130°C
Density	3.09 g/cc
Color	Dark gray
Weight Percent Solids	81.64%
Coefficient of Thermal Expansion (calculated values) 0 to 50°C 50 to 100°C 100 to 150°C	Unit Volume per [°] C 0.55 x 10 ⁻³ 0.66 x 10 ⁻³ 0.67 x 10 ⁻³
Specific Heat @ 25°C	0.80 J/g°C
Thermal Conductivity * @ 25 °C	0.25 - 1.06 w/m°C
Flash Point	>150°C
Viscosity Calculated for slope between 800 1/s and 500 1/s at 40°C	0.09 (+/- 0.02) Pa-s.

Data is typical and not to be used for specification purposes

* Values were calculated with and without magnetic fields applied. Thermal conductivity of MR fluid is not strongly dependent on temperature from -30°C and 100°C.





Yield stress versus magnetic induction.

Shear stress as a function of shear rate with no magnetic field applied at 40° C.

8 (Tesia)



Typical magnetic properties MRF-132AD.

For additional information, please contact us at: Lord Corporation, Materials Division, Customer Service Department 408 Gregson Drive, P.O. Box 8012, Cary, NC 27611 Telephone: 888-811-5673, ext. 2150 Telephone Outside the U.S.; 919-489-2500, ext. 2150 Fax: 919-481-0349 E-mail: mrfluid@lord.com or visit us at our website at www.mrfluid.com

Values stated in this bulletin represent typical values as not all tests are run on each lot of material produced. For formalized product specifications for specific product end uses, please contact our Customer Service Department. Information provided herein is based upon tests believed to be reliable. In as much as Lord Corporation has no control over the manner in which others may use this information, it does not guarantee the results obtained by others. In addition, Lord Corporation does not guarantee the certomance of the product or the results or implied warranty of merchantability, or fitness for a particular suppose concerning the effects or results of such uses.

2003-15-2

Rheonetic is a trademark of Lord Techmark, Inc., a subsidiary of Lord Corporation.

Printed in USA @ 2003, Lord Corporation

SOLUTIONS FOR A worin

ANNEXE 2

Dimensionnement des pièces utilisées






















BIBLIOGRAPHIE

- 1. Anderson R., *The back pain of bus drivers: Prevalence in an urban area of California.* in Spine, 1992. Vol. 17, No. 12: p. 1481-1488.
- 2. ISO 2631, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body vibration, 15p. 1985.
- 3. Thomas M. and Laville F., *Simulation des vibrations mécaniques par Matlab*, *Simulink et Ansys.* 2005: Éditions ÉTS, 702 pages.
- 4. Fairley T.E. and Griffin M.J., *Apparent mass of the seated human body in the fore-and-aft and lateral directions*. Journal of Sound and Vibration, 1990. 139(2): p. 299-306.
- 5. Denninger L., Analyse biomécanique des interactions homme siège en environnement automobile : Modélisation par éléments finis du corps humain soumis à des vibrations verticales, in Mécanique. 2001, L'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. p. 414.
- 6. ISO 2631, 1985. Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body vibration, 15p.
- 7. KONI Amortisseurs, FSD.
- 8. *Suspension pneumatique adaptative.*
- 9. Krasnicki E. J., Comparison of analytical and experimental results for a semiactive vibration isolator. The Shock and Vibration Bulletin, 1980. 50: p. 69-76.
- 10. Chrzan M.J. and Carlson J.D., *MR fluid sponge devices and their use in vibration control of washing machines.* Smart Structures and Materials 2001-Damping and Isolation. Proceedings of SPIE The International Society for Optical Engineering, 2001. 4331: p. 370-378.

- 11. Carlson J.D., Matthis W., and Toscano J.R., *Smart Prosthetics Based On Magnetoreological Fluids*. SPIE 8th Annual Symposium on Smart Structures and Materials Newport Beach, 2001.
- 12. Magneto-Rheological (MR) Technology, Prosthetic Joint. <u>http://www.lord.com/</u>.
- 13. Duan Y.F., Ni Y.Q., and Ko J.M., *Cable vibration Control using magnetorheological dampers*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2006. 17(4): p. 321-325.
- 14. Carlson J.D. and J. Spencer B.F., *Magneto-rheological fluid dampers: scalability and design issues for application to dynamic hazard mitigation.* Proc. of the 2nd Intl. Workshop on Struc. Control, 1996: p. 99–109.
- 15. Yang G., Large-Scale Magnetorheological Fluid Damper for Vibration Mitigation: Modeling, Testing and Control, in Ph.D. Dissertation, University of Notre Dame, Notre Dame, IN. 2001.
- 16. Zhu C., Robb D.A., and Ewins D.J. Magnetorheological fluid dampers for rotor vibration control. in 42nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference and Exhibit Technical Papers, Apr 16-19 2001. 2001. Seattle, WA: American Inst. Aeronautics and Astronautics Inc.
- 17. Wang X., Chen Z., and Ni Y., *Neural network approach of semi-active control* for cable-MR damper system. Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock, 2003. 22(4): p. 49.
- 18. Mark R.J., Jonathan W.B., and David C. Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids. in SPIE 5th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials. March 15, 1998. San Diego, CA.
- 19. Dogruer U., Gordaninejad F., and Evrensel C. A. *A new magneto-rheological fluid damper for high-mobility multi-purpose wheeled vehicle (HMMWV)*. in *Proceedings of SPIE The International Society for Optical Engineering: Smart Structures and Materials 2003 Damping and Isolation, Mar 3-5 2003*. 2003. San Diego, CA, United States: The International Society for Optical Engineering.
- 20. Gordaninejad F. and D.G. Breese, *Heating of magnetorheological fluid dampers*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2000. 10(8): p. 634-645.

- 21. Auto-innovations. La nouvelle Ferrari GTB 599 Fiorano équipée du MagneRide TM de Delphi. <u>http://www.auto-innovations.com/actualite/actualite-</u> <u>conduite.html</u>. 3 mars 2006.
- 22. Auto-innovations. Après Ferrari Delphi équipe l'Audi TT de sa suspension Magneride. <u>http://www.auto-innovations.com/actualite/738.html</u>. 8 juin 2006.
- 23. Weiss KD. and Duclos TG., *Controllable fluids: the temperature dependence of post-yield properties.* Proceedings of the Fourth International Conference on ER Fluids (Tao R, Roy GD, World Scientific, Singapore), 1994: p. 43–59.
- 24. Lord Corporation: Representative Controllable Fluid Properties.
- 25. Erjavec J., Automotive Technology, A systems approach 4th Edition, ed. T.D. Learning. 2004, Australie. p. 1112-1145.
- 26. *Fiche technique*. Société Industrielle d'amortisseurs.
- 27. De CarbonTM shock absorbers for Fulvia available from <u>www.viva-lancia.com!</u>
- 28. Thomas M., Applications de fluides Magnéto-Rhéologiques au contrôle de structures, 2e et 3e partie. Cours SYS 865: Applications des matériaux intélligents-École de Technologie Supérieure. 2004. 199 pages.
- 29. Karnopp D., *Active and semi-active vibration isolation*. Active and semi-active vibration isolation, 1995: p. 177-185.
- 30. Karnopp D., Crosby M. J., and Harwood R. A., *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*. Transactions of ASME, J. of Engineering for Industry, vol.96, 1974: p. 619-626.
- 31. AD-LIB: Programme de post-traitement de signaux temporels.
- 32. Rabinow J., *The Magnetic fluid clutch.* United States Bureau of Standards Technical News Bulletin, 32, 1948(5): p. 54-60.
- 33. Winslow W.M, Method and Means for Translating Electrical Impulses into Mechanical Force. 1947, US Patent No. 2,417,850.

- 34. Poynor J., *Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers*, in *Department of Mechanical Engineering*. 2001, M.S. thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University: Blacksburg, VA.
- 35. Beauchamp J. Notions de mécanique des fluides.
- 36. Shames I.H. and Cozzarelli F.A., *Elastic and Inelastic Stress Analysis*, in *Prentice Hall, Englewood Cliffs*. 1992: New Jersey. p. 120-122.
- 37. Stanway R., Sproston J.L., and S. N.G., *Non-linear identification of an electrorheological vibration damper*. IFAC Identification and System Parameter Estimation, 1985: p. 195-200.
- 38. Stanway R., Sproston J.L., and Stevens N.G., *Non-linear Modelling of an Electro-rheological Vibration Damper.* J. Electrostatics, 1987. 20: p. 167-184.
- 39. Spencer B.F., D.S.J., Sain M.K. and Carlson J.D., *Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper*. Journal of Engineering Mechanics, ASCE.123, 1997: p. 230-238.
- 40. Gamota D.R. and Filisko F.E, *Dynamic Mechanical Studies of Electrorheological Materials: Moderate Frequencies.* Journal of Rheology, 35, 1991: p. 399-425.
- 41. Masri S.F., Kumar R., and Ehrgott R.C., *Modeling and control of an electrorheological device for structural control applications*. Smart Materials and Structures, 4, 1995(1A): p. 121-131.
- 42. Wen Y.K., *Method of Random Vibration of Hysteretic Systems*. Journal of the Engineering Mechanics Division, 1976. 102(ASCE): p. 249-263.
- 43. Choi S. B. and Lee S. K., *A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper*. J. Sound Vib, 2001. 245: p. 375–83.
- 44. Yao, G.Z., et al., *MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system.* Mechatronics, 2002. 12(7): p. 963-973.
- 45. Wang, E.R., et al., *Modelling the hysteretic characteristics of a magnetorheological fluid damper*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2003. 217(7): p. 537-550.

- 46. Dominguez A., Sedaghati R., and Stiharu I., *Modelling the hysteresis* phenomenon of magnetorheological dampers. Smart material and structures, 2004. 13: p. 1351-1361.
- 47. *Rheonetic RD-1005-3 MR damper*. Lord Corporation product bulletin, 2001.
- 48. Dominguez A., et al., *Modeling and Simulation of Magnetorheological Dampers* in 7th Cansmart Workshop, Smart Materials And Structures. 2004: Montréal, Canada. 10 pages.
- 49. Spencer B F Jr., *Reliability of Randomly Excited Hysteretic Structures*. Lecture notes in engineering, vol. 21. Berlin: Springer; 1986.
- 50. Matlab 07. The math works, Inc. Version 7.0.
- 51. Sassi S., et al., An innovative magnetorheological damper for automotive suspension: From design to experimental characterization. Smart Materials and Structures, 14, 2005(4): p. 811-822.
- 52. Société Industrielle d'Amortisseur SIA'AM. Z.I. Bir El Kassaa, Rue de la laine-2013 - Ben Arous - Tunisie.
- 53. Lord Rheonetic Magnetically Responsive Technology MR Fluid/Material Compatibility.
- 54. Lord Corporation. Fiche technique du MRF 132 AD.
- 55. Lord Corporation, Magnetic Circuit Design. (www.lord.com/mr).
- 56. Lord Corporation. Fiche technique du MRF 132 AD (www.lord.com/mr).
- 57. Infolytica Corporation, MAGNET: Logiciel de simulation de champ électromagnétique. <u>http://www.infolytica.com/fr/products/magnet/</u>.
- 58. Webb J. P. and Forghani B., *A T-Omega method using hierarchal edge elements*. IEE Proceedings, Sci. Meas. Technol., March 1995. Vol 142, n 2: p. 133-141.
- 59. Kamath G. M., Hurt M.K., and Wereley N. M., *Analysis and testing of Bingham plastic behavior in semi-active electrorheological fluid dampers*. Smart Materials and Structures, 1996(5): p. 576-590.

- 60. Marc Thomas, Applications de fluides Magnéto-Rhéologiques au contrôle de structures, 2e et 3e partie. Cours SYS 865: Applications des matériaux intélligents-École de Technologie Supérieure. 2004. 199 pages.
- 61. Logiciel d'assistance mathématique: Derive™ 6. <u>http://education.ti.com/educationportal/sites/US/productDetail/us_derive6.html</u>. 01 Septembre 2006.