



THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par *l'Institut National Polytechnique de Toulouse*
Discipline ou spécialité : *Génie Électrique*

Présentée et soutenue par *Adão DELEHELLE*
Le 25 juin 2008

Titre : *Étude d'un concept innovant d'actionneur électromécanique linéaire à effets magnétique et piézoélectrique en vue d'applications dans le domaine des commandes de vol*

JURY

M. Bernard TRANNOY (Professeur des Universités)
M. Orphée CUGAT (Directeur de Recherche)
M. Lionel PETIT (Maître de Conférence HDR)
M. Michel AMIET (Ingénieur Correspondant DGA)
M. Jean-Louis DEBAUCHE (Directeur de NOVATEM)
M. Bertrand NOGARÈDE (Professeur des Universités)

École doctorale : *GEET*
Unité de recherche : *LAPLACE*
Directeur(s) de Thèse : *Bertrand NOGAREDE*

THÈSE

présentée
pour obtenir le

DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE TOULOUSE

délivré par
L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE TOULOUSE
Spécialité : Génie Électrique

par

Adão DELEHELLE

Ingénieur de l'École Nationale Supérieure d'Électrotechnique, d'Électronique, d'Informatique,
d'Hydraulique et des Télécommunications

DEA Génie Électrique de l'INPT

Étude d'un concept innovant d'actionneur électromécanique linéaire à effets magnétique et piézoélectrique en vue d'applications dans le domaine des commandes de vol

soutenue le 25 juin 2008 devant le jury composé de :

M.	Bernard	TRANNOY	Président
M.	Orphée	CUGAT	Rapporteur
M.	Lionel	PETIT	Rapporteur
M.	Michel	AMIET	Examineur
M.	Jean-Louis	DEBAUCHE	Examineur
Prof.	Bertrand	NOGARÈDE	Directeur de thèse

Thèse préparée au LAPLACE
Plasma et Conversion d'Énergie - UMR CNRS N° 5213 - ENSEEIHT

Résumé

La généralisation des actionneurs électromécaniques dans les systèmes embarqués (commandes de vol, freins électriques ...) requiert le développement de nouvelles technologies dotées de performances et de fonctionnalités étendues. Dans ce contexte, la présente thèse vise à élaborer une solution innovante d'actionneur électromécanique linéaire à densité d'effort élevée. Cette solution est caractérisée par la combinaison d'effets magnétiques et piézoélectriques, permettant d'obtenir l'entraînement par contact d'une charge mobile.

À partir de considérations théoriques relatives à chacune des fonctions élémentaires mises en jeu dans l'actionneur (blocage et entraînement), une architecture simple est proposée. Celle-ci est modélisée et validée à l'aide d'une maquette spécifique.

Les premières expérimentations mettent en évidence la nécessité d'un dispositif permettant d'amplifier les déformations élémentaires produites par l'effet piézoélectrique. Une structure d'amplification à pivots flexibles est alors étudiée. Un modèle analytique de son comportement élastique est élaboré en vue de son dimensionnement et de son intégration au sein de l'actionneur.

L'association du concept proposé à une stratégie d'alimentation spécifique permet enfin de caractériser expérimentalement un démonstrateur d'actionneur linéaire direct magnéto-piézoélectrique travaillant en mode quasi-statique.

Abstract

The generalisation of electromechanical actuators in onboard systems (fly-by-wire systems, electric brakes...) requires the development of new technologies in order to provide better performances or functionalities. In this context, the present thesis aims to study an innovating solution of an electromechanical linear actuator with high density of force. This solution combines magnetic and piezoelectric effects to drive a mobile load by contact.

From theoretical considerations of each elementary function of the actuator (blocking and drive), a simple architecture is proposed. An amplification structure with flexible hinges is also studied, dimensioned and integrated within the actuator. Thanks to a specific strategy of power supply, a demonstrator of a direct magneto-piezoelectric linear actuator, working in quasi-static mode, is then characterised in experiments.

*À ma femme Alix
et à mes enfants
Amalio et Isaé*

Avant Propos

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été réalisés dans le Groupe de Recherche en Électrodynamique, Matériaux, Machines et Mécanismes Electroactifs (GREM3) du Laboratoire Plasma et Conversion d'Énergie (LAPLACE) à l'ENSEEIH de Toulouse. La Délégation Générale de l'Armement (DGA) en a assuré le financement par l'intermédiaire d'une bourse DGA.

Je souhaite exprimer ici ma reconnaissance envers les membres du jury qui m'ont délivré le diplôme de Docteur de l'Université de Toulouse :

- M. Bernard TRANNOY, Professeur des Universités de l'INPT, qui m'a fait l'honneur d'accepter avec intérêt la présidence de ce jury. Je le remercie d'avoir animé de manière enthousiaste le déroulement de ma soutenance.
- M. Michel AMIET, grand « défenseur » du Génie Électrique à la DGA, toujours à l'affût des meilleurs nouveaux matériaux, qui a mis tout en œuvre pour que ma thèse se passe dans les meilleures conditions. A travers lui, je remercie également la DGA d'avoir accepté de soutenir financièrement ces travaux pendant trois ans.
- M. Jean-Louis DEBAUCHE, directeur de la société Novatem, très intéressé par les innovations de l'équipe GREM3, que je remercie pour nous avoir éclairé de sa vision « industrielle » pendant le débat qui a suivi la soutenance.
- M. Lionel PETIT, Maître de Conférence HDR au Laboratoire de Génie Électrique et Ferroélectricité de Lyon, qui a joué son rôle de rapporteur avec précision et conviction. Je le remercie pour l'analyse détaillée de ma thèse qui m'a aidé à mieux préparer la présentation de mes travaux.
- M. Orphée CUGAT, Directeur de recherche au Laboratoire d'Électrotechnique de Grenoble, également rapporteur de ma thèse, qui m'en a livré avec passion et humour une analyse dense et minutieuse. Je lui suis très reconnaissant pour son soutien et les échanges agréables que nous avons eus.
- M. Bertrand NOGARÈDE, Professeur des Universités à l'INPT et directeur de recherche au LAPLACE, initiateur passionné de l'idée d'associer les deux domaines de recherche que sont la piézoélectricité et l'électromagnétisme. Je le remercie de m'avoir offert avec confiance ce sujet de thèse et de la grande liberté qu'il m'a laissée dans l'orientation de l'étude, ce qui m'a notamment permis d'aboutir à un résultat pluridisciplinaire. Je souhaite également le remercier, lui et toute l'équipe GREM3, pour m'avoir permis de finaliser cette thèse dans de bonnes conditions.

Je ne peux écrire ces lignes sans exprimer ma profonde gratitude envers

Dominique HARRIBEY, membre du GREM3, qui a été très actif dans l'aboutissement de cette thèse. Par sa disponibilité et sa motivation à trouver des solutions aux projets de l'équipe, il m'a été d'un soutien inconsiderable.

Je remercie aussi Jeff, Yvan, Carole et Éric également membres du GREM3, avec qui j'ai pu partager beaucoup de moments aussi riches qu'agréables, tant du point de vue humain que scientifique.

Merci à Fatima, Valérie, Fanny, Elisabeth, Nadia, Benoît, Tan-hoa et Maria, personnels du LAPLACE et de l'ENSEEIH, pour leur aide, leur écoute, leur soutien ou simplement leur bonne humeur et qui ont adouci ou égayé mon passage au laboratoire.

Un doctorant n'est pas un doctorant accompli sans la présence de ses innombrables acolytes de galère, de travail à pas d'heure, de folie, de joie, de discussions interminables ou de fêtes, ses collègues de bureau, d'étage ou de sandwich!

C'est pour cela que je remercie chaleureusement les anciens, tout d'abord : Lauric, Jérôme D., Anne-Marie, Jérôme F., Julien F., Nicolas R., Titou, qui ont toujours été disponibles pour les petits chercheurs débutants comme moi.

Merci également à Matthieu, Samer, Rafael, Abdenour, François B., François D., Marek, Cédric, Vincent, Sébastien, Julien S.A., Labo, Nadia, Laurianne et Marwan, Anthony, Clément, Raphaël, Bastien et tout particulièrement Bernardo, Delphine et Céline pour les bons moments que j'ai partagés avec eux ainsi que pour l'aide et le soutien moral que la plupart d'entre eux m'ont apportés. Je leur souhaite beaucoup de réussite pour l'avenir.

Je tiens à remercier expressément François PIGACHE, plus vraiment thésard, mais pas totalement maître de conférence accompli non plus, qui par le partage de son expérience a contribué à raviver ma motivation quand celle-ci vacillait.

Je ne saurais remercier suffisamment ceux qui ont eu à me supporter de façon plus intense ces deux dernières années, puisque nous avons partagé le même bureau. Je suis très heureux d'avoir pu accompagner Nicolas MARTINEZ et Mathieu COUDERC sur un sacré bout de chemin, dans les meilleurs moments, mais aussi les moins bons. Je leur serai toujours reconnaissant de m'avoir aidé à franchir un grand nombre d'obstacles et de m'avoir soutenu et encouragé jusqu'au bout.

Enfin, je voudrais consacrer ce dernier paragraphe, à ma famille, ma belle famille et à mes amis qui n'ont eu de cesse de trouver des solutions pour me faciliter la tâche tout au long de ces années, surtout dans la dernière ligne droite. Je leur adresse toute mon affection et je les remercie tous pour leur patience et leur soutien, en particulier ma femme et mes enfants à qui je vais enfin pouvoir consacrer la plus grande part de mon attention.

Table des matières

Table des matières	xii
Table des Figures	xvi
Liste des tableaux	xviii
Introduction générale	1
1 Commandes de vol et actionneurs piézoélectriques à entraînement direct	3
1. Introduction	4
2. Bilan des principaux actionneurs de commande de vol	5
2.1. Structure et commandes de vol d'un avion civil	5
2.1.1. Les commandes de vol primaires	5
2.1.2. Les commandes de vol secondaires	5
2.1.3. Les servocommandes	5
2.2. Le concept de l'avion tout électrique	8
2.2.1. Les débuts des commandes de vol électriques	8
2.2.2. Des gains potentiels à plusieurs niveaux	8
2.2.3. Stade intermédiaire : l'avion «plus électrique»	9
2.3. Bilan des concepts d'actionneurs récents	9
2.3.1. Les actionneurs électro-hydrostatiques - EHA	9
2.3.2. Les actionneurs hydrauliques à secours EHA - EBHA	11
2.3.3. Les actionneurs électromécaniques - EMA	11
2.4. Les verrous technologiques	14
2.4.1. L'hydraulique classique doit totalement disparaître	14
2.4.2. Des risques avec les EMA sous leur forme actuelle	14
2.5. Vers d'autres concepts d'EMA	15
2.5.1. Actionneurs électromécaniques linéaires directs	15
2.5.2. L'approche des machines électromagnétiques poly- entrefers	16
2.6. Caractéristiques des applications potentielles	18
2.6.1. Commandes de vol	19

2.6.2.	Autres applications potentielles	19
3.	Des solutions potentielles à base de matériaux électroactifs	21
3.1.	Définition	21
3.2.	Sélection d'une technologie potentielle	22
3.3.	Alliages à mémoire de forme - AMF	24
3.3.1.	Principe du couplage électro-thermo-élastique	24
3.3.2.	Matériaux et caractéristiques	24
3.4.	Céramiques magnétostrictives	27
3.4.1.	Principe de la magnétostriction	27
3.4.2.	Principales caractéristiques	27
3.5.	Céramiques piézoélectriques	29
3.5.1.	La piézoélectricité	29
3.5.2.	Céramiques piézoélectriques	31
3.5.3.	Composites piézoélectriques	33
3.6.	Critères de choix d'un matériau électroactif	35
4.	Conclusion	37
2	Combiner piézoélectricité et magnétisme : la structure MAGZO	39
1.	Introduction	40
2.	Actionneurs piézoélectriques à entraînement direct	40
2.1.	Amplification du mouvement vibratoire	41
2.1.1.	Transducteurs résonnants	42
2.1.2.	Transducteurs à amplification externe des déformations	42
2.2.	Actionneurs à entraînement par contact permanent	44
2.2.1.	Moteurs annulaires à onde progressive	44
2.2.2.	Moteurs à rotation de mode	45
2.2.3.	Caractéristiques générales	45
2.3.	Actionneurs linéaires ou rotatifs à entraînement par contact intermittent	46
2.3.1.	Principe des actionneurs dits «quasi-statiques»	46
2.3.2.	Entraînement par frottement	47
2.3.3.	Entraînement par obstacle	48
3.	Les céramiques multicouches	49
3.1.	Rappel du principe	50
3.2.	Rappels sur la piézoélectricité	51
3.2.1.	Hypothèses	51
3.2.2.	Électrostatique	51
3.2.3.	Piézoélectricité	53
3.3.	Modèle d'une céramique multicouche	55
3.3.1.	Équation de mouvement	55
3.3.2.	Modèle en régime quasi-statique	57

3.3.3.	Schéma équivalent	58
4.	Actionnement piézoélectrique et blocage magnétique : le concept MAGZO	62
4.1.	Combiner piézoélectricité et magnétisme	62
4.1.1.	Moteur linéaire piézoélectrique de type Inchworm	62
4.1.2.	Le principe proposé	62
4.2.	Stratégie d'alimentation	64
4.2.1.	Intérêts d'une combinaison d'éléments capacitifs et inductifs au sein de l'actionneur	64
4.2.2.	Alimentation monophasée	65
4.2.3.	Alimentations indépendantes des deux fonctions d'actionnement et de blocage	68
4.3.	Les variantes du concept MAGZO	69
4.3.1.	Structures de type vérin	70
4.3.2.	Structures multi-degrés de liberté	72
5.	Conclusion	74
3	Éléments de conception de l'actionneur MAGZO	77
1.	Introduction	78
2.	L'actionneur d'entraînement	78
2.1.	Structure multicouche simple ou amplifiée	78
2.2.	Étude du montage des céramiques	80
2.2.1.	Montage sans précontrainte	80
2.2.2.	Montage avec précontrainte	82
3.	Étude du bloqueur magnétique	85
3.1.	Entraînement par frottement	85
3.1.1.	Généralités	85
3.1.2.	Coefficients de frottement statique et dynamique	86
3.1.3.	Variation du coefficient de frottement selon les ma- tériiaux	87
3.1.4.	Transmission de puissance par frottement	87
3.2.	Entraînement par obstacle	88
3.3.	Choix des matériaux magnétiques	90
3.3.1.	Circuits magnétiques laminés	90
3.3.2.	Circuits magnétiques frittés	91
3.3.3.	Circuits moulés à base de poudre de fer compressée	92
3.4.	Modèle et dimensionnement du bloqueur	94
3.4.1.	Hypothèses de travail	94
3.4.2.	Formulation intégrale du problème	95
3.4.3.	Application au bloqueur magnétique	97
3.4.4.	Le bobinage	99
3.4.5.	Les pertes	99

4.	Première validation expérimentale du concept	102
4.1.	Réalisation de la maquette	102
4.1.1.	Cahier des charges	102
4.1.2.	Choix de la céramique	102
4.1.3.	Dimensions du bloqueur	103
4.1.4.	Simulation par éléments finis	105
4.2.	Résultats expérimentaux intermédiaires	106
4.2.1.	Protocole de mesures	106
4.2.2.	Alimentation séparée	108
4.2.3.	Alimentation monophasée	110
4.3.	Améliorations nécessaires	110
4.3.1.	Maîtrise du courant dans les bobines	110
4.3.2.	Nécessité de l'amplification du mouvement	112
5.	Conclusion	112

4 Amplification mécanique à double action – structure en pont à pivots flexibles 115

1.	Introduction	116
2.	Amplification mécanique à double action à l'aide d'une structure en pont	117
2.1.	Architecture de l'amplificateur mécanique	117
2.2.	Évaluation du gain d'amplification	118
2.3.	Inconvénients des liaisons pivots classiques	119
3.	Liaisons à articulations élastiques : pivots flexibles	120
3.1.	Généralités	120
3.2.	Principaux avantages des pivots flexibles	122
3.3.	Les profils de pivots flexibles	122
4.	Modèle analytique général d'une articulation flexible	124
4.1.	Hypothèses d'étude	124
4.2.	Calcul des matrices de souplesse et de rigidité d'une articulation flexible	125
4.2.1.	Forme générale des matrices de souplesse et de rigidité	125
4.2.2.	Méthode de Castigliano	128
4.2.3.	Énergie de déformation élastique	128
4.2.4.	Formulation analytique des coefficients des matrices de souplesse et de raideur	130
4.2.5.	Application au cas d'une section rectangulaire	131
4.3.	Notions sur la précision de rotation de l'articulation	132
4.4.	Contraintes maximales admissibles dans une articulation flexible	133
4.4.1.	Contrainte de Von Mises	134
4.4.2.	Critère de fatigue	135

4.4.3.	Contraintes dans une articulation flexible à profil rectangulaire	137
4.4.4.	Critères de choix des matériaux	139
5.	Modèle analytique de l'amplificateur mécanique de la structure MAGZO	140
5.1.	Équilibre statique dans le plan d'une structure à plusieurs articulations flexibles	140
5.2.	Simplification de l'étude	142
5.3.	Équations de l'équilibre statique à partir de la structure sim- plifiée	146
5.4.	Domaine de validité du modèle statique de l'amplificateur	148
6.	Dimensionnement de la structure d'amplification de l'actionneur MAGZO	151
6.1.	Établissement des contraintes de dimensionnement	151
6.2.	Dimensions de référence de l'amplificateur	152
6.3.	Optimisation de l'amplificateur par calcul par éléments finis	154
6.4.	Principales dimensions de la structure d'amplification	155
6.5.	Approche du comportement dynamique de l'actionneur MAGZO	156
6.5.1.	Résonance mécanique de l'amplificateur	156
6.5.2.	Obtention de la résonance mécanique par simulation	157
7.	Conclusion	158
5	Réalisation et caractérisation de l'actionneur MAGZO	161
1.	Introduction	162
2.	Réalisation de l'actionneur	162
2.1.	Description des éléments constitutifs	162
2.2.	Fabrication de l'amplificateur par électroérosion à fil	164
2.3.	Assemblage	167
3.	Contrôle de l'actionneur MAGZO	168
3.1.	Principe de l'alimentation de l'actionneur	168
3.1.1.	Réalisation d'une commande spécifique	169
3.1.2.	Formes d'ondes de l'alimentation	170
3.2.	Fonctionnement de type mobile ou vérin	170
4.	Caractérisation de l'actionneur MAGZO	172
4.1.	Caractérisation fréquentielle	172
4.1.1.	Réponse fréquentielle du module d'alimentation des céramiques	173
4.1.2.	Comportement fréquentiel de l'actionneur d'entraî- nement	173
4.2.	Caractérisation de l'actionneur	175
4.2.1.	Gain d'amplification	175

4.2.2.	Caractéristiques limites	179
4.2.3.	Caractéristique Effort - Vitesse de l'actionneur MAGZO	181
4.2.4.	Consommation électrique	181
5.	Perspectives de l'actionneur MAGZO	182
5.1.	Rappel des résultats	182
5.2.	Performances Potentielles	182
6.	Conclusion	183
Conclusion générale		185
Annexes		191
A Caractéristiques générales de l'A380		193
B Piézoélectricité		197
C Code de la simulation par éléments finis		201
D Mesure du coefficient de frottement pour l'interface bloqueur- substrat		209
E Analyse de l'alimentation des bobines		211
F Contribution du cisaillement dans une articulation flexible		215
G Comparaisons entre modèle analytique et simulation		219
H Alimentation de l'actionneur MAGZO		223
Bibliographie		232

Table des figures

1.1	Zones d'un avion	6
1.2	Surfaces de commande de vol	6
1.3	Disposition schématique des servocommandes de gouverne	7
1.4	Les servocommandes de l'A300	7
1.5	Schéma des différents actionneurs	10
1.6	EHA d'un aileron d'A380	10
1.7	EMA F-18 NASA / US Air Force	12
1.8	Mini TED sur un aileron d'A340 - Test Phase II - Toulouse	12
1.9	EMA de SAAB AB et SPAB	13
1.10	Actionneurs poly-entrefers à aimants permanents	17
1.11	Photo des freins d'un A340	20
1.12	Schéma de fonctionnement des freins d'avion	20
1.13	Efforts/vitesses de déformations relatives pour différentes technologies	22
1.14	Déformation d'un AMF en fonction de la température	25
1.15	Essai de traction sur un fil de Flexinol de 150 μm de diamètre	26
1.16	Schéma de principe d'un transducteur magnétostrictif	27
1.17	Actionneur magnétostrictif direct	27
1.18	Déformation relative du Terfenol-D pour différentes valeurs de pré- contrainte	28
1.19	Déformation relative du Terfenol-D pour différentes valeurs de tem- pérature	28
1.20	Principe de l'effet piézoélectrique direct	30
1.21	Différentes formes de céramiques piézoélectriques	31
1.22	Constitution d'une céramique multicouche	32
1.23	Différentes configurations pour une connectivité 1-3 d'un matériau composite	34
1.24	Exemple d'actionneur composite à fibres piézoélectriques	34
2.1	Mouvement d'entraînement	41
2.2	Transducteurs à déformation amplifiée	42
2.3	Comparaison de structures à énergie de déformation	43
2.4	Moteur USR60 SHINSEI et déformation du stator	44
2.5	Principe de fonctionnement d'un moteur à rotation de mode	45

2.6	Principe du moteur Inchworm	47
2.7	Actionneur PICMAQS	48
2.8	Entraînement par obstacle	49
2.9	Dimensions d'une céramique multicouche	51
2.10	Représentation schématique d'un milieu diélectrique	52
2.11	Schéma électrique équivalent d'une céramique multicouche en régime quasi-statique	59
2.12	Fonctionnement d'une céramique multicouche sous précontrainte constante	59
2.13	Fonctionnement d'une céramique multicouche sous précontrainte élastique	60
2.14	Caractéristiques Force - Déplacement statiques d'une céramique multicouche	61
2.15	Principe de fonctionnement du concept MAGZO	63
2.16	Chronogramme de fonctionnement du concept MAGZO	64
2.17	Variante à circuit « série »	66
2.18	Variante à circuit « parallèle »	66
2.19	Formes d'ondes des grandeurs électriques pour une alimentation sinusoïdale monophasée	68
2.20	Chronogramme de la tension aux bornes de la céramique et des alimentations en courant des bloqueurs	69
2.21	Exemple schématique du fonctionnement d'une structure de vérin simple pour une charge dépendant du sens de déplacement	71
2.22	Exemple schématique du fonctionnement d'une structure de vérin simple pour une charge développant une force unidirectionnelle	71
2.23	Exemple schématique d'une structure de vérin de type « Push-Pull »	71
2.24	Exemple d'une architecture d'un actionneur MAGZO rotatif	73
2.25	Exemple d'une architecture d'un actionneur plan MAGZO 2D	73
3.1	Schéma d'un système d'amplification du mouvement sur la base d'un actionneur Push-Pull	79
3.2	Structure Push-Pull réalisée sans précontrainte	81
3.3	Schéma équivalent dans le cas d'une structure précontrainte	83
3.4	Schéma de principe d'un frottement	86
3.5	Graphe résumant les lois de Coulomb	87
3.6	Schéma d'une dent de transmission par obstacle	89
3.7	Comparaison des courbes $B(H)$ de tôles de Fer-Silicium et de SMC	92
3.8	Géométrie générale d'un bloqueur magnétique de type cylindrique	94
3.9	Différentes boucles d'hystérésis	100
3.10	Vérification par simulation FEM de la tenue mécanique de l'armature d'aluminium	103

3.11	Domaine d'étude du bloqueur : maillage et lignes de champ dans les milieux magnétiques	105
3.12	Courbe B(H) du somaloy 550	106
3.13	Résultats de la simulation non linéaire d'un bloqueur magnétique	107
3.14	Vue de la maquette de validation intermédiaire du concept MAGZO	108
3.15	Schéma du protocole expérimental pour la mesure de l'effort transmis par l'actionneur au substrat magnétique	108
3.16	Formes d'ondes des courants dans les bloqueurs et de la tension appliquée aux bornes de la céramique	109
3.17	Courants et tensions à 280 Hz	111
3.18	Courants et tension d'alimentation en monophasé à 280 Hz	111
3.19	Courants et tension d'alimentation en monophasé à 390 Hz	111
4.1	Schéma de principe de la structure en pont préconisée	117
4.2	Schéma du quart de la structure d'amplification	118
4.3	Exemples d'articulations flexibles élémentaires	120
4.4	Exemples de différents profils de pivots flexibles	123
4.5	Axes de rotation privilégiés	123
4.6	Degrés de liberté d'une articulation flexible	125
4.7	Déformations dans un plan de l'extrémité libre d'une articulations flexible à profil rectangulaire	126
4.8	Variation de l'épaisseur d'une articulation flexible	130
4.9	Déformations et contraintes	134
4.10	Diagramme S-N typique des aciers	137
4.11	Localisation des contraintes pour un profil rectangulaire	137
4.12	Topologie générale d'un mécanisme flexible plan	140
4.13	Étapes de la simplification de l'étude statique de l'amplificateur	144
4.14	Localisation d'un nœud de moment nul pour un quart de structure en pont	145
4.15	Schéma détaillé du problème statique simplifié	145
4.16	Quart de structure maillé pour la simulation par éléments finis	148
4.17	Évolution des déplacements, de la contrainte et du gain d'amplification en fonction de l'inclinaison et du rapport de l'épaisseur sur la longueur de l'articulation flexible, pour des forces de 4350 N en entrée et de 500 N en sortie.	153
4.18	Gain, inclinaison et rapport épaisseur/longueur de l'articulation pour un déplacement des céramiques de 15 μm	153
4.19	Modes propres de l'actionneur MAGZO simplifié	158
5.1	Ensemble des éléments constituant l'actionneur MAGZO	163
5.2	Illustration de la découpe par électroérosion à fil	165
5.3	Zoom sur les articulations flexibles obtenues par électroérosion	165

5.4	Vue éclatée de l'ensemble des éléments de l'actionneur MAGZO . . .	166
5.5	Photo de l'actionneur MAGZO	168
5.6	Ensemble Alimentation - Actionneur MAGZO	169
5.7	Formes d'ondes des tensions de commande de l'alimentation en tension des céramiques et de l'alimentation en courant des bloqueurs, à 12 Hz	171
5.8	Réponses temporelles des courants dans les bloqueurs associées à leurs commandes à une fréquence de 12 Hz	171
5.9	Schéma de principe du fonctionnement de l'actionneur MAGZO en mode vérin, associé au protocole de caractérisation	172
5.10	Banc d'essais de l'actionneur MAGZO	173
5.11	Fonction de transfert de l'alimentation des céramiques	174
5.12	Fonction de transfert de l'actionneur à vide	174
5.13	Formes d'ondes de la tension aux bornes des céramiques et des déplacements U_x et U_y lors d'un fonctionnement à 20 Hz et pour une tension maximale V_c de 570 V	176
5.14	Amplitudes des déplacements	178
5.15	Mesure de la force développée par l'actionneur alors que la charge est bloquée - fréquence d'excitation égale à 1 Hz	179
5.16	Caractéristique Effort-Vitesse de l'actionneur MAGZO pour une fréquence de fonctionnement de 12 Hz et une tension V_c de 570 V . . .	181
A.1	Réseau de bord A380	194
B.1	Modes de couplage électromécanique	199
D.1	Schéma du protocole pour la mesure des forces de frottement	209
D.2	Relevé des forces tangentielle et normales pour le calcul du coefficient de frottement	210
E.1	Schéma de l'utilisation des diodes pour l'aiguillage du courant dans les bobines des bloqueurs	211
E.2	Formes d'ondes de la tension d'alimentation et des courants dans les bobines	213
F.1	Déformation d'une portion de poutre avec ou sans cisaillement . . .	215
H.1	Schema principal de l'alimentation de l'actionneur MAGZO	224

Liste des tableaux

1.1	Caractéristiques des commandes de vol A380	18
1.2	Caractéristiques des actionneurs de gouvernes A380	18
1.3	Caractéristiques de systèmes hors commandes de vol A380	20
1.4	Caractéristiques générales du Nitinol	25
1.5	Caractéristiques générales du Terfenol-D ($Tb_{0.3}Dy_{0.7}Fe_{1.9}$)	28
1.6	Comparaison céramique dure / douce	32
1.7	Comparaison des matériaux électroactifs sélectionnés	36
2.1	Comparaison des caractéristiques de deux actionneurs commercialisés, à déformation amplifiée	43
2.2	Table des constantes électromécaniques d'une céramique piézoélectrique	56
2.3	Analogie entre grandeurs électriques et mécaniques	58
2.4	Diagrammes de Fresnel dans le cas d'une alimentation monophasée	67
3.1	Coefficients de frottement pour différents couples de matériaux	88
3.2	Comparaison des caractéristiques de différents matériaux	93
3.3	Paramètres géométriques et magnétiques d'un bloqueur	95
3.4	Expressions simplifiées du champ magnétique dans l'entrefer et de la force d'attraction du bloqueur	98
3.5	Comparaison des pertes fer en W/kg pour différents matériaux	101
3.6	Exemples de profondeurs de pénétration en fonction de la température et de la fréquence du courant	102
3.7	Caractéristiques d'une céramique PXE54 de Morgan Electroceramics	103
3.8	Contrainte sur la surface magnétique et la quantité de courant pour l'obtention d'un effort normal de $1000 N$	104
3.9	Dimensions d'un bloqueur pour l'obtention d'un effort normal de $1000 N$	104
3.10	Comparaison du champ magnétique et de la force exercée par le bloqueur sur le substrat magnétique par calcul analytique et par simulation numérique	105
4.1	Variation de l'épaisseur pour différents profils	131

4.2	Propriétés mécaniques de différents métaux	138
4.3	Conditions aux limites d'un mécanisme à articulations flexibles . . .	141
4.4	Déformations et contrainte maximale en fonction de l'épaisseur de l'articulation	149
4.5	Déformations et contrainte sous charges en x et en y	150
4.6	Caractéristiques d'une céramique P-025.20H	152
4.7	Dimensions provisoires de l'amplificateur mécanique	154
4.8	Problème d'optimisation par simulation par éléments finis	155
4.9	Dimensions optimales obtenues par simulation par éléments finis . .	156
5.1	Propriétés de l'échantillon brut pour l'usinage de l'amplificateur mécanique	164
5.2	Caractéristiques principales de l'actionneur MAGZO dans les conditions de test considérées	182
5.3	Caractéristiques principales de l'actionneur MAGZO pour des conditions de test nominales	183
E.1	Bilan du comportement du circuit idéalisé des bobines	212
G.1	Déformations et contrainte maximale en fonction de l'épaisseur de l'articulation	220
G.2	Déformations et contrainte maximale en fonction de la longueur d'une articulation flexible	220
G.3	Déformations et contrainte maximale en fonction de la longueur de la liaison rigide	221
G.4	Déformations et contrainte maximale en fonction de l'épaisseur du mécanisme	221
G.5	Déformations et contrainte maximale en fonction de l'inclinaison des articulations	222

Introduction générale

Depuis un peu plus de vingt ans maintenant, depuis l'airbus A320, les constructeurs aéronautiques ont pris le parti de supprimer l'utilisation des dispositifs mécaniques pour la transmission des commandes de vol. Les commandes de vol électriques ont été un premier pas vers l'objectif de « l'avion tout électrique » pour lequel les systèmes hydrauliques et pneumatiques devraient être à terme remplacés par des fonctions électriques ou électromécaniques.

Aujourd'hui, les développements et les choix effectués sont à un stade intermédiaire où l'accent s'est porté sur deux concepts différents, les actionneurs électromécanique (EMA) et les actionneurs électro-hydrostatiques (EHA), qui n'ont plus besoin d'alimentation hydraulique externe.

Ces deux concepts sont basés sur un entraînement indirect. Afin de simplifier la chaîne de transmission en supprimant le ou les organes intermédiaires, l'utilisation d'actionneurs à forte densité d'effort et à entraînement direct représente une voie d'investigation prometteuse.

Dans ce contexte, la présente thèse a trait à la conception et à la mise au point d'une structure d'actionneur combinant avantageusement magnétisme et piézoélectricité en vue d'accroître les performances mécaniques et énergétiques du convertisseur électromécanique.

La première partie de ce mémoire est consacrée à un bilan des principaux dispositifs sélectionnés pour les commandes de vol des avions civils actuels, tout en mettant en exergue les contraintes et les inconvénients existant encore. En regard d'un bilan des caractéristiques techniques de ces commandes, est proposé un tour d'horizon, puis une sélection des matériaux qui permettent aujourd'hui de concevoir des structures d'actionneurs linéaires permettant de répondre aux besoins précités.

Le second chapitre présente un bilan des différents actionneurs basés sur l'utilisation de matériaux piézoélectriques et met en exergue les possibilités offertes par les céramiques multicouches. A partir du modèle de cet élément d'actionnement principal est alors décrit un nouveau concept d'actionneur combinant l'effet piézoélectrique lié à la fonction d'actionnement et l'effet magnétique pour la fonction de blocage. L'accent est alors porté sur les différentes architectures réalisables à partir

de cet actionneur qui revêt toutes les caractéristiques d'une cellule d'actionnement élémentaire. Parallèlement, sont illustrées les différentes stratégies d'alimentation possibles selon l'architecture choisie.

Le choix des structures de montage des céramiques, ainsi que le choix et la modélisation des bloqueurs font l'objet d'un troisième chapitre. Un démonstrateur est alors dimensionné afin de valider le concept proposé de manière fonctionnelle et ainsi identifier les améliorations nécessaires à cette structure de base.

L'amplification du mouvement représente une part non négligeable dans les performances mécaniques de ce concept. Par conséquent, tout en proposant un état de l'art de l'amplification mécanique par pivot flexible, le quatrième chapitre traite du choix d'un système d'amplification innovant de type bras de levier à pivots flexibles à double effet. La singularité de cet amplificateur repose sur la maîtrise de la déformation en poussée et en rappel de la charge, alors que les systèmes classiques proposent un rappel élastique de la charge dépendant des matériaux utilisés. Une structure est alors prédimensionnée puis optimisée par simulation par éléments finis.

Enfin, le cinquième chapitre traite de l'étude expérimentale de l'actionneur magnéto-piézoélectrique à amplification mécanique complet. Une discussion est menée sur les caractérisations obtenues sur le démonstrateur réalisé, afin de conclure quant à la faisabilité du concept étudié pour un actionnement linéaire direct à forte densité d'effort dans le domaine aéronautique.

Chapitre 1

Actionneurs linéaires
piézoélectriques à entraînement
direct : une solution
électromécanique prometteuse
pour les commandes de vol

1. Introduction

Les avancées technologiques réalisées dans le domaine des actionneurs ou de leurs composants ont toujours permis aux équipementiers aéronautiques de proposer des solutions judicieuses pour le marché des avions civils ou militaires. En quarante ans d'existence, chacun de ses choix technologiques a permis à l'entreprise Airbus d'arriver aujourd'hui à un partage équilibré du marché avec Boeing [Lat05, Bla03]. Il faut tout de même noter que ces nouvelles technologies doivent très souvent atteindre une grande maturité avant d'être transposées dans les aéronefs. Les constructeurs aéronautiques ne sont, certes, pas frileux quant à leur utilisation. Cependant, les exigences en termes de fiabilité et de sûreté sont telles que plusieurs années sont nécessaires avant qu'un nouvel équipement soit implanté dans un avion. A titre d'exemple, les actionneurs électro-hydrostatiques ont fait l'objet d'une négociation de développement en novembre 1996 pour la réalisation d'une servocommande primaire d'aileron d'avion pour laquelle un démonstrateur de micro-pompe hydraulique à très haute vitesse avait été testé par la Division Hydraulique de Messier-Bugatti et la société SABCA [ACA07]. Un prototype est testé en septembre 2000 sur un Airbus A-340, puis il a fallu à la société Goodrich cinq ans de travail pour atteindre la taille et la puissance requise pour l'A380 [Noy05].

L'étude présentée dans ce mémoire, soutenue par la DGA, se situe, elle, plus en amont et nécessite un regard plus étendu, c'est-à-dire plus proche de la proposition d'idées, de concepts, afin que les constructeurs, tels que Airbus, puissent y « piocher » les développements de leurs futurs actionneurs et avions. De manière générale, la recherche de solutions innovantes dans le domaine des actionneurs pousse le chercheur à explorer de façon large le spectre des possibilités offertes par les matériaux à haut potentiel que ce soit en termes de puissance massique ou d'intégration fonctionnelle. En confrontant ainsi les différentes technologies et matériaux disponibles aujourd'hui aux besoins et plus exactement aux caractéristiques électriques et mécaniques des applications potentielles, il est possible de définir et de proposer une solution ou une combinaison de solutions à même de répondre à cette demande.

Ce présent chapitre vise d'une part, à définir les domaines fonctionnels de l'aéronautique qui nécessitent des ruptures technologiques et/ou conceptuelles, et d'autre part, à faire le bilan des technologies existantes permettant de contourner les verrous qui auront été préalablement identifiés. L'accent sera alors porté sur les technologies permettant de proposer un nouveau concept d'actionneur électromécanique.

2. Bilan des principaux actionneurs de commande de vol

Il convient ici d'effectuer un bilan des fonctions liées à la commande de vol et des actionneurs qui « gouvernent » aujourd'hui l'aéronautique, notamment l'aviation civile. Ce bilan doit permettre de définir les verrous technologiques connus à ce jour.

2.1. Structure et commandes de vol d'un avion civil

Les surfaces responsables des mouvements de l'avion sont principalement situées sur la voilure et les empennages horizontaux et verticaux (figure 1.1).

2.1.1. Les commandes de vol primaires

Grâce à des gouvernes, dites rapides, puisqu'elles permettent des rotations de plusieurs dizaines de degrés par seconde, l'avion peut se mouvoir selon trois axes [dPdG] comme l'illustre la figure 1.2, grâce à des commandes de vol dites « primaires » :

- **le tangage** : qui permet à l'avion de cabrer ou de piquer du nez, ceci grâce aux gouvernes de profondeur (Elevators), et dans une moindre mesure, au plan horizontal réglable (THS : Trimmable Horizontal Stabilizer) ;
- **le roulis** : qui permet à l'avion de se pencher du côté d'une aile ou de l'autre, grâce aux gouvernes de gauchissement (Ailerons) ;
- **le lacet** : qui lui permet d'orienter son nez vers la droite ou la gauche, grâce à la gouverne de direction (Rudder). Les aérofreins (Spoilers) permettent dans une moindre mesure, de contrer le lacet inverse lorsqu'une action est demandée aux ailerons. Les spoilers sont considérés comme des commandes de vol primaires, bien qu'ils jouent un rôle important dans le freinage aérodynamique de l'avion.

2.1.2. Les commandes de vol secondaires

Les autres gouvernes fixent en régime quasi-statique, la dynamique de vol de l'avion, afin d'améliorer les conditions de décollage ou d'atterrissage. Les volets (Flaps) et les becs (Stats), appelés également hypersustentateurs, assurent la diminution ou l'augmentation de la portance de l'avion. Ces gouvernes sont classées dans les commandes de vol secondaires.

2.1.3. Les servocommandes

Une servocommande permet de positionner une charge suivant un signal de consigne. Il s'agit d'un élément primordial dans la commande de vol d'un

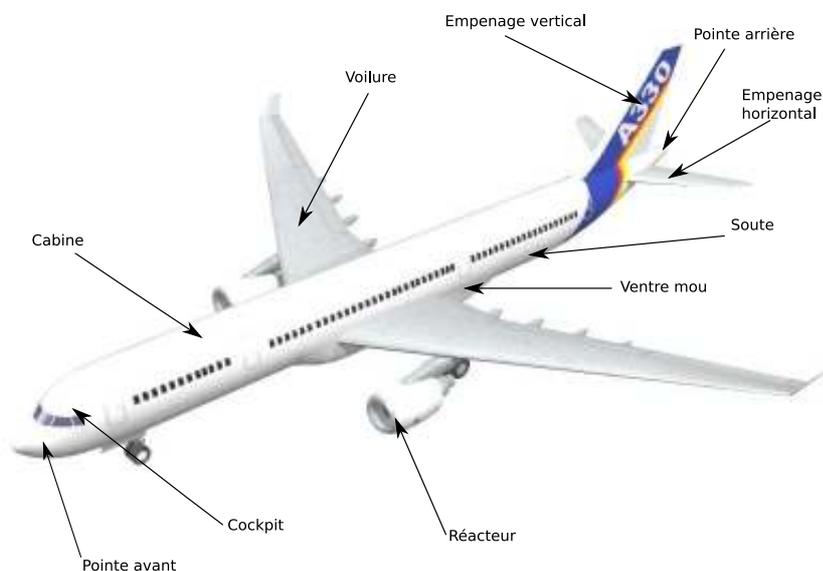


FIG. 1.1: Dénominations générales des zones d'un avion.

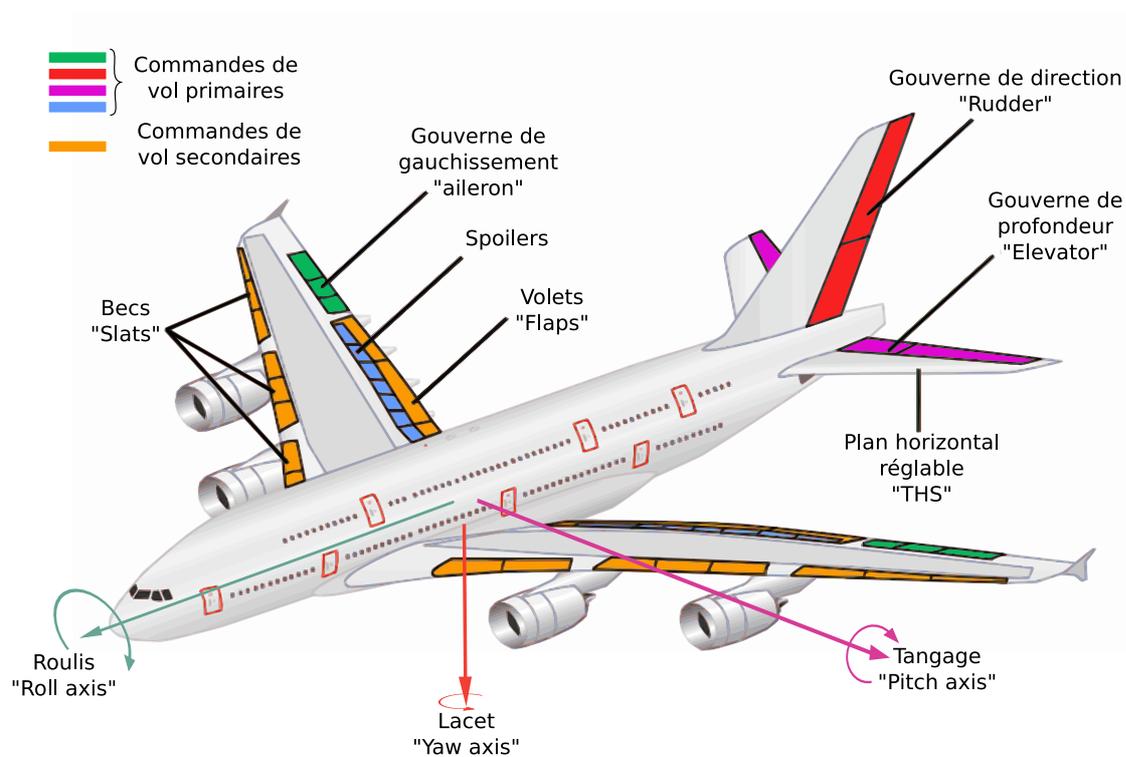


FIG. 1.2: Dénominations des surfaces de commande de vol (A380).

avion, car c'est lui qui actionne la majorité des gouvernes comme l'illustre la figure 1.3. Il est historiquement hydraulique, alimenté par un circuit hydraulique externe (Fig. 1.4), ou bien via une pompe électromécanique associée à un réservoir hydraulique local.

L'airbus A380 possède 50 surfaces de contrôle de vol, c'est au moins autant de servocommandes nécessaires pour les actionner, sans prendre en compte les redondances. L'enjeu en termes d'actionnement sur les futurs avions « tout électriques » est donc bien réel.

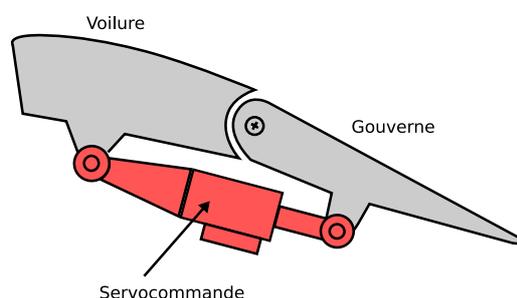


FIG. 1.3: Disposition schématique des servocommandes de gouverne

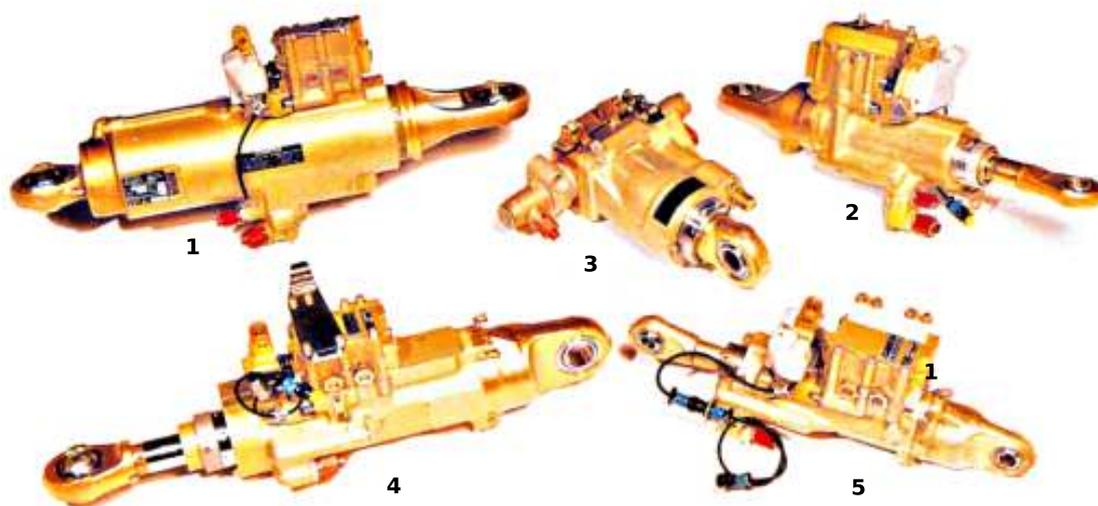


FIG. 1.4: Les servocommandes de l'Airbus A 300 (Air Equipment) (Source : [Car04]).

1 : Direction, 2 : Profondeur, 3 : Spoilers aérofreins, 4 : Ailerons toutes vitesses, 5 : Ailerons basses vitesses.

2.2. Le concept de l'avion tout électrique

2.2.1. Les débuts des commandes de vol électriques

Dès le début des années 50, la complexité des dispositifs de transmission de la commande de vol, du pilote à la gouverne, ainsi que les problèmes de stabilité des avions à réaction poussent les concepteurs à utiliser des consignes électriques et non plus hydromécaniques pour actionner les gouvernes. Appelée « Fly-by-Wire » (Commandes De Vol Électriques), cette technique supprime toutes les liaisons mécaniques entre le manche à balai du pilote (qui génère les consignes) et les actionneurs des surfaces de contrôle.

En France, la première servocommande électro-hydraulique est utilisée en 1958, sur la gouverne de profondeur d'un avion militaire, le Mystère IV [Car04]. Sud-Aviation/Aérospatiale retient le principe pour le Concorde (Premier vol commercial en 1976) et les Airbus A320 (Premier vol en 1987) et l'A340 (Premier vol en 1991).

2.2.2. Des gains potentiels à plusieurs niveaux

Le concept d'« avion tout électrique » apparaît dès les années 70 et engendre une grande activité de recherche scientifique. Le terme anglais qui désigne cette idée est « All Electric Aircraft » ou encore « Power-by-Wire » (Transmission de Puissance Électrique). L'objectif est de remplacer toutes les sources centralisées d'énergies hydrauliques ou pneumatiques. Une estimation des gains potentiel permet de comprendre rapidement l'intérêt économique pour l'avionneur. En effet, les bénéfices sont multiples [vdB04, Bot00] :

- Un seul type d'énergie : réduction des procédures de maintenance, simplification des procédures de pilotage et d'entraînement, standardisation des équipements, reconfiguration des systèmes plus facile ;
- Suppression de la génération hydraulique : amélioration de la maintenance des équipements en facilitant les diagnostics de panne, en supprimant les risques de fuites liquides lors des réinstallations, diminution des problèmes dus à la corrosion du fluide hydraulique et des risques d'incendie avec également un impact positif sur l'environnement ;
- Suppression du prélèvement d'air de la génération pneumatique : augmentation des performances des réacteurs, accompagnée de la suppression de canalisations haute température ;
- Réduction de la masse : avec comme conséquence, une diminution de la consommation de carburant accompagnée d'un impact sur l'environnement ;

Il est clair que la diminution du coût des opérations à long terme n'est pas négligeable : le gain en coût de maintenance, par exemple, est évalué à environ 30 % sur un A340 qui serait tout électrique [Sag01]. Une étude d'évaluation des gains, sans que l'auteur ait pu obtenir les données exactes d'Airbus, qui a été menée en 2005 [Bat06] et qui semble concorder avec des données issues de la revue « Air & Cosmos » [Til06], présente un gain possible de 17 % sur la masse globale et une diminution de la puissance des réacteurs requise d'environ 20 %.

2.2.3. Stade intermédiaire : l'avion «plus électrique»

A l'heure actuelle, les avionneurs sont encore dans une phase intermédiaire dans leur objectif d'avion tout électrique. En effet, que ce soit aux États-Unis ou en Europe, ils préfèrent parler d'« avion plus électrique » (More-Electric Aircraft).

La dernière génération d'avion Airbus, l'A380, en est un exemple, puisque ce dernier possède une distribution mixte des sources de puissance des commandes de vol [vdB02]. Quelques détails sont donnés en annexe A. En remplaçant un circuit hydraulique sur trois par une distribution électrique de la puissance, la masse associée a pu être diminuée de 5 % [Com05].

Quoi qu'il en soit, l'avion de demain est sur la bonne voie, car le projet européen POA (Power Optimized Aircraft [POA06]) lancé en 2002 favorise la recherche de solutions électromécaniques. En lançant également, en 2005, le projet MOET (More Open Electrical Technologies [MOE06]), l'Europe marque parfaitement cette volonté de systèmes « plus électriques » puisqu'elle souhaite établir une nouvelle norme pour la conception des systèmes électriques des avions commerciaux, sur la base du concept « Power-by-Wire ».

Outre Atlantique, le dernier projet de Boeing, le 787, se veut être « le plus électrique » des avions, d'après la société MOOG [Moo06, Moo07] qui fournit 21 systèmes de contrôle de surfaces de vol de l'avion dont les servocommandes sont électro-hydrauliques ou électromécaniques.

2.3. Bilan des concepts d'actionneurs récents

Aujourd'hui, les nouveaux avions utilisent trois différents concepts d'actionneurs des surfaces de commandes de vol : les EHA (Electro-Hydrostatic Actuators), les EBHA (Electrical Back-up Hydraulic Actuators) et EMA (Electro-Mechanical Actuators).

2.3.1. Les actionneurs électro-hydrostatiques - EHA

Les EHA sont nés d'une décentralisation volontaire de l'alimentation hydraulique des servocommandes des gouvernes de vol. Ainsi, un EHA possède

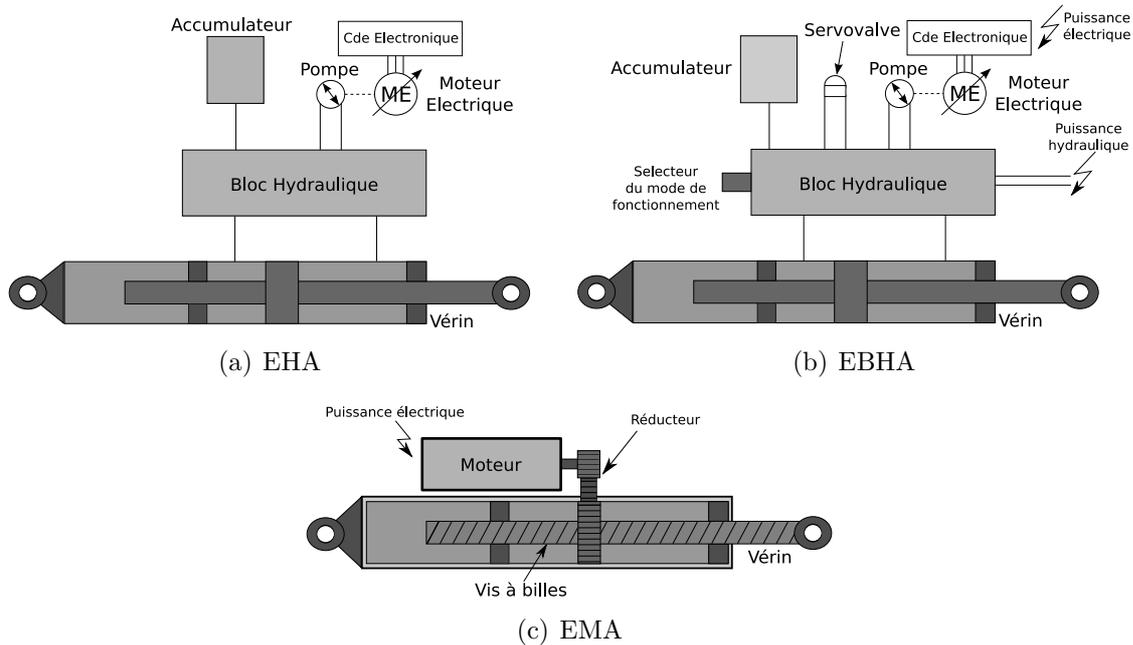


FIG. 1.5: Schéma des différents actionneurs

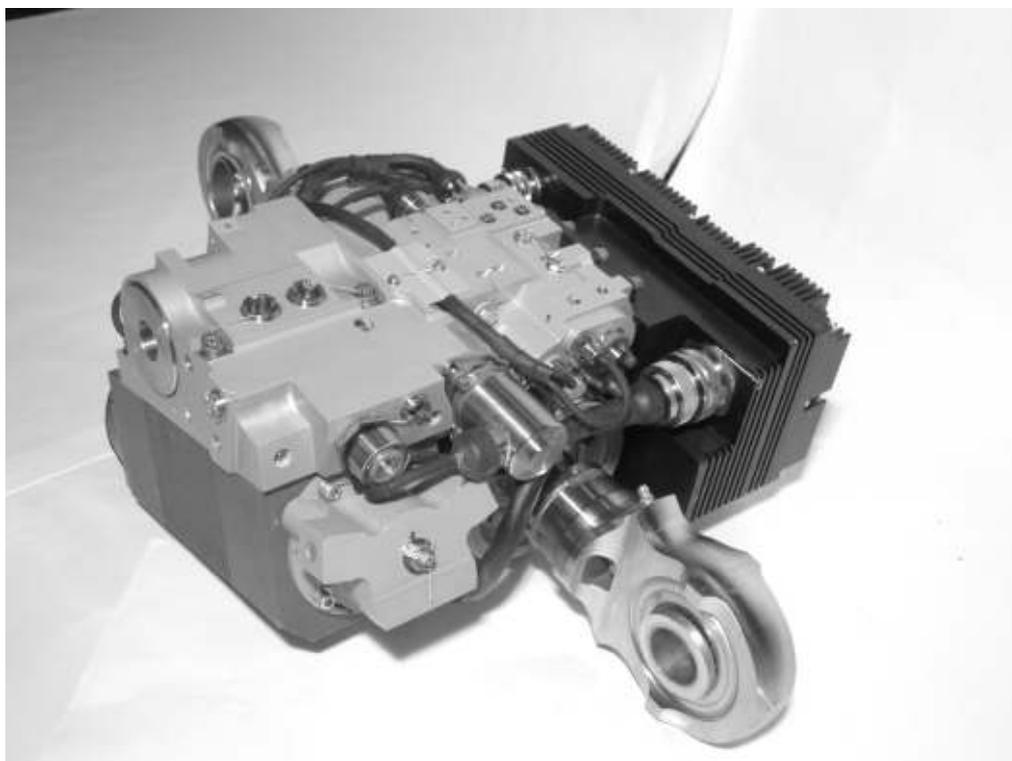


FIG. 1.6: EHA d'un aileron d'A380 (source [Air07])

localement un réservoir de fluide. Un moteur électrique à haute vitesse permet d'entraîner une pompe hydraulique qui conduit le fluide d'un compartiment du vérin hydraulique à un autre (Fig. 1.5-a). La transmission de puissance et les rapports de transformation sont effectués de manière hydraulique.

A titre d'exemple, des EHA commandent des gouvernes de profondeur et des ailerons de l'A380 [Jä04]. Sur la photo de la figure 1.6, le boîtier de commande électronique se trouve à droite. Dans la partie gauche se trouvent la pompe hydraulique et le moteur électrique.

Il existe différentes structures d'EHA possibles [Fri97], tant au niveau du moteur que du système de transmission de la puissance hydraulique. Le moteur peut être à courant continu ou synchrone et plus rarement asynchrone. Si le moteur est à vitesse variable, il est associé à une pompe à cylindrée fixe. Le changement de direction se fait alors en inversant le sens de rotation du moteur. Par contre à vitesse fixe, le moteur est associé à une pompe à cylindrée variable dont l'ouverture peut être contrôlée par une servo-valve.

2.3.2. Les actionneurs hydrauliques à secours EHA - EBHA

Les EBHA sont apparus par souci de sûreté, afin de proposer des solutions de redondance d'actionnement efficaces. Ainsi, ces EBHA représentent une solution hybride qui possède à la fois un fonctionnement de type EHA en secours et un fonctionnement classique de servocommande hydraulique pour le fonctionnement courant. La figure 1.5-b montre la présence d'une servo-valve supplémentaire ainsi qu'une alimentation hydraulique externe. La gouverne de direction et certains spoilers de l'A380 sont mus (entre autres) par des EBHA [Jä04].

2.3.3. Les actionneurs électromécaniques - EMA

Les EMA sont, aujourd'hui, la seule solution applicable pour éliminer totalement l'hydraulique des servocommandes. Ils pourraient ainsi permettre d'aboutir effectivement à la réalisation de l'avion tout électrique avec les avantages cités plus haut, notamment en termes de coût de production et de maintenance de l'avion.

Les concepts d'EMA en test ou à l'étude aujourd'hui, intègrent un transformateur mécanique entre un moteur et la surface de commande de vol. Ce transformateur contient, en général, une boîte de réduction et un système de conversion mécanique du mouvement de rotation en déplacement linéaire, tel une vis à bille par exemple, comme l'illustrent les figures 1.5-c et 1.7. Les moteurs électriques utilisés sont en général à haute vitesse afin que son volume soit le plus réduit possible.



FIG. 1.7: EMA F-18 NASA / US Air Force



FIG. 1.8: Mini TED sur un aileron d'A340 - Test Phase II - Toulouse

La littérature à propos des EMA est assez laconique, la plupart des publications accessibles ne proposent qu'une présentation globale des actionneurs. Les principaux acteurs en termes de publications dans ce domaine sont par exemple :

- Lockheed-Georgia,
- Sundstrand Corporation,
- US Air Force,
- NASA, Boeing
- EADS, Airbus

Dès 1982, la société Lockheed entreprend, en collaboration avec Sundstrand, des essais d'EMA sur des avions de transport militaires, le C-130 et le C-141 [Ald91] (elle procède par la même occasion à des essais d'EHA). L'utilisation d'EMA sur une gouverne de profondeur, une gouverne de direction et un aileron semble avoir été un succès.

Au même moment, la NASA s'associe à Boeing pour étudier la faisabilité des EMA sur un avion commercial, en utilisant un actionneur rotatif à entraînement direct [Pon83]. Les résultats finaux ne sont malheureusement pas concluants, à cause de défaillances de l'électronique de commande. La plupart des EMA rotatifs à entraînement direct n'ont d'ailleurs pas été convaincants. Même si des études prometteuses existent, avec la réalisation de prototypes à échelle très réduite (avec un couple de sortie de 20 $N.m$) [Lys99], il ne semble pas y avoir de poursuite des études à plus grande échelle.

En 2000, la NASA valide l'utilisation des EMA, grâce à des essais réalisés sur un aileron d'avion de chasse américain, le F-18 [Jen00]. Avec quelques soucis d'intégration de l'actionneur, et après un total de 25 heures de vol, les résultats montrent que l'avion se comporte aussi bien avec l'EMA que l'actionneur classique. La NASA note cependant des montées en température de l'actionneur pendant les phases de manœuvres tactiques difficiles.

En Europe, en partie financée par le Royaume-Uni, la société Claverham, filiale de Sunstrand, fournit les EMA pour les commandes de vol primaires dans le cadre du projet HEAT (Helicopter Electric Actuation Technology) lancé en 1997 et terminé en 2004. Sur le projet TIMES (Totally Integrated More Electric Systems), Claverham propose également un EMA censé être largement utilisé dans l'aviation civile [Cla07].

Dans le cadre du projet AWIATOR, lancé en 2002 et terminé en juin 2007, EADS et Airbus proposent d'utiliser des EMA pour contrôler des dispositifs situés sur les bords de fuite des volets appelés Mini-TED (Mini Trailing Edge Device) [Lor04, AWI07]. Ces petites surfaces de contrôle de vol sont déplacées par une vingtaine d'EMA au total (en rouge sur la figure 1.8). Leur utilisation doit permettre d'améliorer le décollage et la vitesse d'approche à l'atterrissage de l'avion, notamment en termes de bruit.

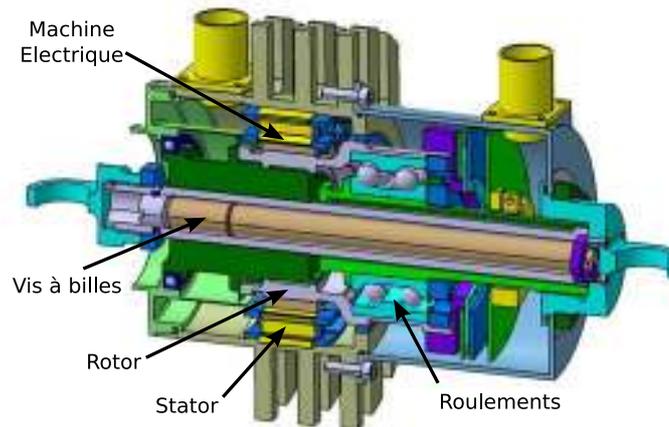


FIG. 1.9: EMA de SAAB AB et SPAB

Une étude intéressante a été menée par SAAB et le Royal Institute of Technology en Suède [Tor06, Tor05]. Elle porte sur l'utilisation « concentrée » d'une vis à bille qui traverse le moteur électrique responsable de son déplacement par un système de transformation mécanique du mouvement comme l'illustre la figure 1.9. Les roulements de cet actionneur doivent théoriquement permettre de transmettre un effort linéaire de 10 kN pour un poids total de l'actionneur d'environ 3 kg . Bien qu'il semblait prêt à être testé, il ne semble pas y avoir encore de communication sur des résultats expérimentaux éventuels.

L'Airbus 380 ne possède pas d'EMA pour les commandes de vol. Il est intéres-

sant de noter tout de même qu'Airbus a choisi un actionneur électromécanique pour ses inverseurs de poussée (ETRAS : Electrical Thrust Reverser Actuation System) [HS07], ce qui n'avait jamais été fait auparavant. Le premier avion civil à bénéficier des EMA pour les commandes de vol est, a priori, le Boeing 787 Dreamliner [Moo06], bien que leur utilisation se fait sous forme de redondance et non pas de manière exclusive.

L'attirance pour les EMA de type linéaire est donc bien réelle et ce, depuis plusieurs années. Mais de toute évidence, il subsiste quelques blocages qui poussent les avionneurs à préférer l'utilisation d'actionneurs hydrauliques.

2.4. Les verrous technologiques

Même si aujourd'hui, plusieurs études démontrent que l'utilisation de servo-commandes hydrauliques est plus sûre qu'un actionneur électromécanique, dans les deux cas des inconvénients sont très souvent évoqués. Quelles sont les limites de chacun de ces concepts ?

2.4.1. L'hydraulique classique doit totalement disparaître

L'utilisation de l'hydraulique classique, nous l'avons vu, est un frein pour l'évolution des avions vis-à-vis de la masse totale embarquée. Les EHA ont démontré leur efficacité, cela ne fait pas de doute. Cependant, même s'ils constituent déjà un moyen de diminuer de manière drastique le poids de l'hydraulique dans les avions, le choix effectué par Airbus, en termes de sûreté et de fiabilité, montre une volonté d'utiliser non seulement des systèmes de servocommandes redondants de concepts différents, mais également des sources d'énergie différentes. Ceci permet d'effectuer la transition technologique en limitant les risques. Cependant le souhait de s'affranchir totalement des sources hydrauliques existe, mais cette étape ne sera possible que lorsque la génération électrique pour une très grande demande de puissance électrique sera validée et fiable, de même pour les actionneurs de concepts autres que EHA [Tec04, Jä04].

2.4.2. Des risques avec les EMA sous leur forme actuelle

Pour préparer l'avion de demain, beaucoup d'études portent sur les EMA. Un concept en particulier semble guider les choix effectués : les actionneurs linéaires avec amplification du couple moteur par une boîte de transmission et une transformation du mouvement par système généralement à l'aide d'une vis à bille. Plusieurs inconvénients existent encore aujourd'hui et freinent leur utilisation.

Tout d'abord, l'environnement thermique de ces actionneurs est un facteur important [Bot00]. Dans les actionneurs hydrauliques classiques, la chaleur géné-

rée est facilement dissipée au niveau local, mais également à travers les circuits hydrauliques. Par contre, les actionneurs purement électriques génèrent beaucoup plus de chaleur au niveau local, notamment en phase statique, lorsqu'ils doivent maintenir les surfaces de contrôle de vol dans une position fixe. L'utilisation d'un système de refroidissement supplémentaire est très fortement compromise. En effet, avec l'utilisation croissante de matériaux composites, les avionneurs accepteraient difficilement une dissipation à travers la structure de l'avion. De même, l'utilisation d'une ventilation forcée rendrait la structure encore plus complexe. Par conséquent, les actionneurs électriques doivent impérativement posséder une « convection naturelle » relativement localisée de la chaleur générée, celle-ci devant rester la plus faible possible, grâce entre autre, à l'amélioration des rendements de conversion.

Un autre point épineux dans l'utilisation des EMA concerne les risques inhérents à la complexité et à la multiplication des organes intermédiaires comme les réducteurs, dont les roues dentées possèdent des centaines de dents, ou comme la vis à bille. L'utilisation de moteurs électriques en entraînement direct est peu envisageable compte tenu de leur limite en termes d'efforts surfaciques. Il est donc nécessaire de recourir à des systèmes de réduction de vitesse pour accroître l'effort transmissible à la gouverne. Or, il existe, d'une part, une irréversibilité intrinsèque en cas de panne qui selon la surface de contrôle de vol concernée n'est pas souhaitée, certaines devant revenir à leur position de départ en cas de coupure de l'alimentation, d'autres devant rester immobiles. D'autre part, la sélection d'une technologie, dans l'aéronautique, se fait à la suite de plusieurs validations, notamment un grand nombre d'heures de vol. La validation des EHA, par exemple, a nécessité 1000 heures de tests préliminaires avant de passer à la phase initiale de tests en vol sur les A340 et A320. C'est pour cette raison que les avionneurs rétorquent, encore aujourd'hui, que la probabilité de grippage existe toujours et est difficile à prédire avec le peu d'expérience de vol [Jä04] et que la sûreté n'est pas démontrée selon les normes aéronautiques telles qu'elles sont définies actuellement.

2.5. Vers d'autres concepts d'EMA

2.5.1. Actionneurs électromécaniques linéaires directs

Il est aisé de constater qu'une grande partie des études sur les EMA est consacrée à l'utilisation et à l'amélioration de technologies et de concepts connus et maîtrisés aujourd'hui. Une comparaison des propriétés intrinsèques sera développée un peu plus loin, cependant, il est possible de constater, ici, que l'énergie volumique dans l'entrefer d'un actionneur électromagnétique ne peut dépasser 0.4 MJ.m^{-3} (l'intensité du champ étant limitée à 1 T) alors que les actionneurs hydrauliques atteignent 40 MJ.m^{-3} , soit un rapport de 100. Il est

alors compréhensible que, d'une part, les avionneurs préfèrent les EHA, et d'autre part, que ces études démontrent que l'entraînement ne peut se faire que de manière indirecte au vu des limitations d'effort ou de couple transmissible par les moteurs électriques, en introduisant des organes intermédiaires entre la charge et le moteur.

Par conséquent, si l'on souhaite d'un côté remplacer les actionneurs hydrauliques par des actionneurs à puissance purement électrique et, d'un autre côté supprimer les organes mécaniques intermédiaires de transformation du mouvement des EMA actuels, il est impératif de mener des investigations dans le domaine des actionneurs à entraînement direct à forte densité de force ou de couple.

2.5.2. L'approche des machines électromagnétiques poly-entrefers

Une première approche en ce sens a déjà été effectuée, sur la base des machines électromagnétiques classiques, par le SATIE-cachan [Ben02] et le Laboratoire d'Électrotechnique de Montpellier (LEM) [Zie06], conformément aux idées avancées par le Professeur C. Rioux, dès le début des années 1970. Les deux laboratoires ont étudié la faisabilité de moteurs linéaires poly-entrefers qui possèdent une alternance de plaques fixes et de plaques mobiles de faibles épaisseurs, supportant des plots magnétiques et entourées par des bobines. Ce concept permet la multiplication des interfaces actives et, par voie de conséquence, l'augmentation de l'effort par unité de volume. Les premières machines poly-entrefers naissent dans les années 80 et se succèdent en intégrant des dispositions de lames magnétiques et de bobinages différents.

Un actionneur linéaire à réluctance variable, réalisée en 1987 [Mat87], était capable de fournir un effort statique de 1200 N pour une masse active de 2 kg . Il n'est pas spécifié s'il s'agit d'un effort en fonctionnement continu. Par contre, le niveau de densité de courant atteint, de l'ordre de 24 $A.mm^{-2}$, démontre malheureusement un dépassement conséquent des limites classiques des moteurs électromagnétiques, avec les problèmes d'échauffement sous-jacents. En outre, cette densité d'effort a pu être atteinte au prix d'une minimisation des entrefers (de l'ordre de 0.02 mm), avec des plaques directement en contact. Cela implique la présence d'un effort de frottement à vide vraisemblablement important, mais dont le niveau n'est pas indiqué.

Sur le même principe général, en adoptant le fonctionnement des machines synchrones à aimants permanents, plusieurs structures poly-entrefers à aimants ont déjà été proposées. Cet ajout permet d'augmenter considérablement l'effort massique. Une machine multi-plaques à aimants a été étudiée au SATIE [Ben01]. Munie d'un système de guidage pour supprimer les frottements, elle développait un effort volumique proche de 125 $N.dm^{-3}$. Si l'on considère le fait que cette machine

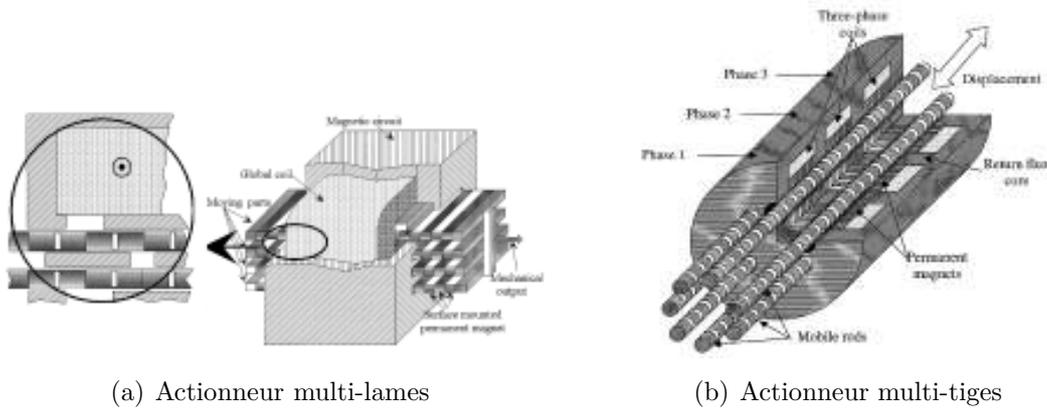


FIG. 1.10: Actionneurs poly-entrefers à aimants permanents [Cav03]

était refroidie par eau, on peut supposer que les densités de courant étaient élevées. Une structure de type multi-tiges (Fig. 1.10-b) [Cav03] a également été proposée. Celle-ci permettait de développer un effort de poussée de 1000 N pour un volume de 1 dm^3 (et une masse évaluée entre 5 et 10 kg). Les forces de frottement atteignent tout de même 130 N et la densité de courant vaut 15 A.mm^{-2} .

Afin de tirer parti du système multi-plaques, mais cette fois par frottement, associé à l'utilisation d'aimants permanents performants de type terre-rare de petites dimensions, le LEM [Zie06] a entrepris l'étude d'un actionneur dédié à l'aéronautique. Ce dernier est susceptible de développer un effort massique proche de 400 N.kg^{-1} et un effort volumique de 2000 N.dm^{-3} (la densité linéique de courant étant de 80 kA.m^{-1}).

Ces études sur les actionneurs électromagnétiques poly-entrefers démontrent effectivement des capacités d'efforts massiques ou volumiques très importants. Cependant cela est rendu possible grâce à la mise en jeu de densités de courants également très élevées, ce qui engendre des échauffements très importants en fonctionnement continu. En outre, le frottement continu dû au guidage de l'élément mobile induit un effort résiduel très important à vide, qui vient dégrader d'autant les performances annoncées de ces démonstrateurs.

Par conséquent, à la lumière des limites technologiques connues pour les actionneurs classiques et les progrès timides des structures électromagnétiques en cours d'étude, il semble nécessaire de s'intéresser à de nouveaux concepts de conversion électromécanique de l'énergie qui utilisent d'autres types de matériaux, mieux à même de répondre aux besoins spécifiques de l'aéronautique en termes d'effort massique notamment.

2.6. Caractéristiques des applications potentielles

Face à la multitude de technologies existant aujourd'hui dans le domaine de la conversion électromécanique de l'énergie, une sélection adaptée à l'aéronautique peut se faire en dressant une liste des besoins spécifiques. Il convient ainsi de répertorier et d'analyser les fonctionnalités offertes par les différents procédés et matériaux disponibles.

Applications	Principales caractéristiques		
	Couple	Vitesse/Cte de temps	Course/Débattement
Ailerons Direction Profondeur	1 à 20 <i>kN.m</i>	30 à 40 °/s	50 à 80 °
Spoilers	NC	NC	50 °
Becs/Volets	10 à 40 <i>kN.m</i>	2 à 5 °/s	30 °
Plan Horizontal	60 à 400 <i>kN.m</i>	0.5 à 1 °/s	20 °

TAB. 1.1: Caractéristiques des commandes de vol A380

Applications	Caractéristiques des actionneurs		
	Force	Poids	Vitesse
Ailerons	135 <i>kN</i>	35/65 <i>kg</i>	20/30 <i>mm/s</i> (A320)
Direction	225 <i>kN</i>	100 <i>kg</i>	100 <i>mm/s</i>
Profondeur	180 <i>kN</i>	40/80 <i>kg</i>	
Spoilers	145/210 <i>kN</i>	25/65 <i>kg</i>	
Becs/Volets	NC	NC	
Plan Horizontal	850 <i>kN</i>	380 <i>kg</i>	26 <i>mm/s</i> (A330)

TAB. 1.2: Caractéristiques des actionneurs de gouvernes A380

Afin d'examiner l'ensemble des solutions potentiellement concernées, il est intéressant de ne pas se restreindre aux actionneurs de commandes de vol et de considérer d'autres domaines éventuels où l'actionnement électromécanique direct peut contribuer au remplacement des sources hydrauliques, et ce, sans recourir à l'utilisation d'organes mécaniques intermédiaires complexes de transmission du mouvement.

2.6.1. Commandes de vol

Au début de ce chapitre, les différentes surfaces de commandes de vol ont été définies. Les caractéristiques générales sont répertoriées dans le tableau 1.1, d'après les données disponibles d'Airbus. Ce tableau a l'avantage de présenter les besoins pour actionner les surfaces, sans parti pris sur la structure de l'actionneur nécessaire.

En revanche, il est sans doute judicieux d'utiliser les caractéristiques des servocommandes présentes aujourd'hui sur l'A380 (Tab. 1.2), car cela laisse la possibilité de concevoir des actionneurs linéaires pouvant éventuellement les remplacer sans changer la structure de la gouverne. Certaines valeurs de ces tableaux correspondent à des approximations ou estimations à partir de documents disponibles sur l'A380 ou des versions antérieures d'avions, sans que cela ne remette en cause la portée des raisonnements effectués à ce stade de l'étude.

2.6.2. Autres applications potentielles

D'autres actionneurs à base d'hydraulique sont utilisés dans un avion. Ceux-ci pourraient très bien se voir remplacer par des actionneurs électromécaniques. Le tableau 1.3 en présente une liste [Sag01], non exhaustive, mais suffisante pour une base de réflexion.

La plupart de ces systèmes fonctionnent comme les gouvernes, c'est-à-dire qu'une servocommande transmet un mouvement linéaire, la rotation se faisant à l'aide d'un bras de levier. Tel est le cas des trains d'atterrissage et de leurs trappes, de la porte « cargo » ou encore des inverseurs de poussée.

Par contre, les pistons de frein, répartis sur un côté de la roue comme le montre la figure 1.11, subissent un mouvement linéaire direct. La figure 1.12 illustre sur les deux premiers schémas le principe d'un frein hydraulique. Lorsque la pédale de frein est activée, un ordre est transmis par le système de régulation, ce qui alimente en fluide le compartiment du vérin et qui permet de comprimer les disques de freins. Les pistons sont alors poussés et serrent les disques les uns contre les autres. La société Messier-Bugatti [MB07] produit déjà un concept alternatif pour remplacer l'hydraulique des freins qui équipent le Boeing 787. Il s'agit d'un EMA avec un système de transmission par roues dentées, comme

Applications	Principales caractéristiques		
	Couple/Force	Vitesse / Cte de temps	Course Débattement
Trains d'atterrissage	15 à 40 $kN.m$	15 $^{\circ}/s$	90 $^{\circ}$
Trappes train d'atterrissage	1.2 à 2.5 $kN.m$	60 $^{\circ}/s$	90 $^{\circ}$
Inverseurs de poussée des réacteurs	2.5 à 5 $kN.m$	40 $^{\circ}/s$	80 $^{\circ}$
Porte Cargo	500 $N.m$	10 $^{\circ}/s$	120 $^{\circ}$
Piston de frein	12 kN	80 ms	10 mm
Actionneur de « Trim » palonniers	120 $N.m$	7 $^{\circ}/s$	360 $^{\circ}$
Solénoïde de manche (Retour d'effort)	250 N	5 ms	2 mm

TAB. 1.3: Caractéristiques de systèmes hors commandes de vol A380 [Sag01]



FIG. 1.11: Photo des freins d'un A340
(Crédit : Mitucci)

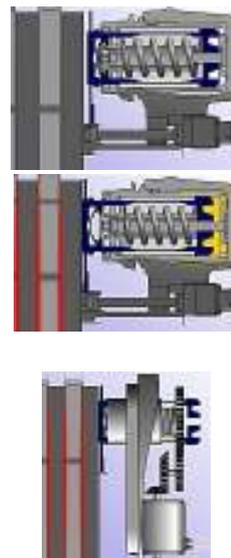


FIG. 1.12: Schéma de fonctionnement des freins d'avion [MB07]

illustré sur le dernier schéma de la figure 1.12.

Le système Trim de palonnier est constitué de deux jeux de pédales dans le cockpit. Ils sont reliés à un actionneur, le PFTU (Pedal Feel and Trim Unit), qui possède deux moteurs de Trim internes. Cet actionneur, bidirectionnel, permet de transmettre une commande à un calculateur qui envoie à son tour les ordres de déplacement à l'actionneur des dérives et est capable, à l'inverse, de restituer un effort sur les pédales pour simuler un retour d'effort de la dérive. Le concept utilisé est déjà électromécanique, puisqu'il s'agit d'un moteur électrique tournant. Sur l'A340, il s'agit d'un moteur tournant à une vitesse de 9445 *tours/min* à vide, délivrant un couple maximum de 0.05 *N.m* et associé à un réducteur de rapport 9838 [Szl06]. Il serait intéressant, dans ce cas, de supprimer le système de réduction.

3. Des solutions potentielles à base de matériaux électroactifs

Parallèlement aux solutions fondées sur l'interaction à distance de sources électromagnétiques, la conversion électromécanique de l'énergie peut reposer sur d'autres types de couplages, résultant de propriétés particulières que possèdent certains matériaux dits « électroactifs ».

3.1. Définition

Le terme « matériaux électroactifs » englobe un ensemble de procédés et de matériaux qui permettent de réaliser un couplage électromécanique au sein même de la matière. Ces matériaux voient ainsi leurs propriétés physiques (rigidité, viscosité, polarisation électrique ou magnétique, ...) changer sous l'action d'un stimulus extérieur (contrainte mécanique, champ électrique, température, ...). Il résulte de ce couplage électromécanique « interne » une grande capacité d'intégration du matériau au sein de la structure activée, si bien que certains d'entre eux permettent, par exemple, la réalisation de nouveaux concepts d'actionneurs à haut niveau de miniaturisation, tels que les actionneurs à motricité répartie [Ren04].

Les matériaux électroactifs peuvent être répertoriés selon leur mode de couplage, qui peut être direct ou indirect. Les matériaux électro-élastiques et magnéto-élastiques, tels que les céramiques piézoélectriques, électrostrictives ou magnéto-strictives possèdent un couplage direct. Les matériaux électro-thermo-élastiques, tels que les alliages à mémoire de forme, ou électro-visco-plastiques, tels que les fluides électro- ou magnéto-rhéologiques sont dits à couplage indirect. Ces derniers sont composés d'un mélange de fluide et d'une suspension non colloïdale à base de poudres à grains micrométriques dotées de propriétés diélectriques ou ferromagné-

tiques. Ainsi, sous l'effet d'un champ électrique ou magnétique, la viscosité du fluide peut être contrôlée. Ils ne peuvent cependant pas à eux-seuls être considérés comme des actionneurs directs. En effet, les matériaux à couplage électro-visco-plastique sont plutôt utilisés pour le contrôle actif des vibrations ou frottements, comme éléments d'amortissement ou d'embrayage [Car06]. Enfin, le couplage magnétohydrodynamique constitue une autre forme d'interaction, également associé à des fluides et plus particulièrement des gaz conducteurs pouvant subir un mouvement lorsqu'ils sont soumis à un champ magnétique. Les applications se situent surtout dans le domaine de la métallurgie, et sont à l'étude pour la propulsion spatiale ou navale [Fil01, Boe04, Nog05]. Tout comme le précédent couplage, il sort du cadre de cette étude.

3.2. Sélection d'une technologie potentielle

Depuis plusieurs années, les matériaux électroactifs ne cessent d'évoluer en termes de performances et de mise en œuvre, à tel point qu'ils constituent aujourd'hui une réponse très prometteuse au besoin de rupture technologique qui s'exprime dans de nombreux domaines d'applications tels que le génie médical ou le biomédical, l'automobile ou l'aéronautique [Nog05].

La figure 1.13 les répertorie selon leurs « performances intrinsèques ». Ainsi l'effort spécifique indiqué correspond à l'effort maximal (évalué ici en termes de

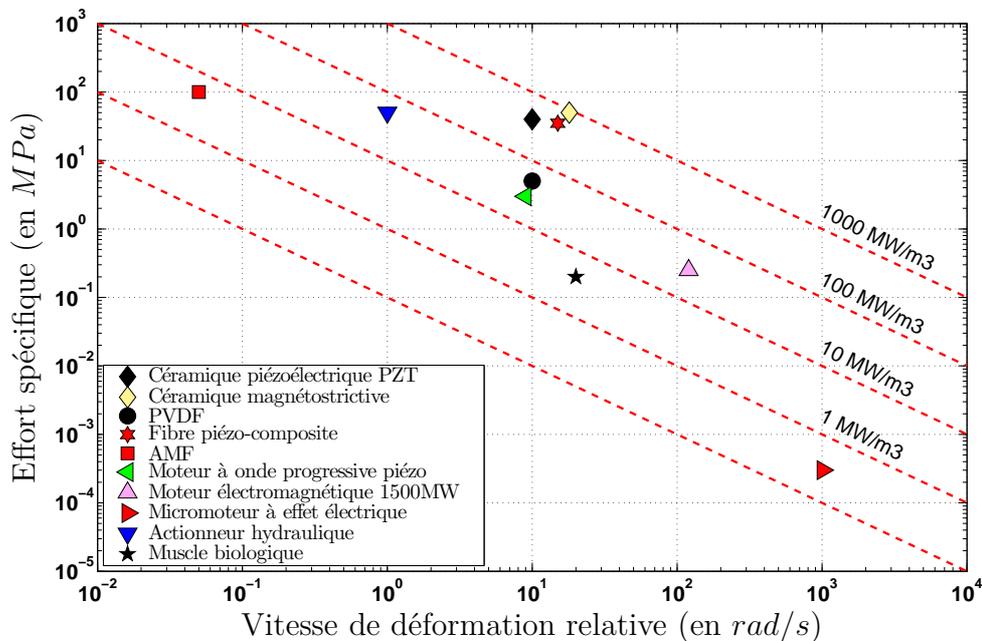


FIG. 1.13: Efforts et vitesses de déformations relatives associés à différents procédés de conversion électromécanique de l'énergie [Nog05]

contrainte maximale) que peut développer un matériau par unité de surface. La vitesse de déformation relative représente la rapidité de déformation du matériau ramené à son encombrement. Cette figure permet notamment de comprendre qu'un moteur électromagnétique classique, sans moto-réducteur, sera beaucoup plus encombrant qu'un actionneur hydraulique pour un même effort transmis. Cette figure montre, entre autre, qu'il existe de nombreux matériaux capables d'exercer des pressions directes au-delà de 10 *MPa* par unité de volume : les alliages à mémoire de forme, les céramiques magnétostrictives, les fibres piézoélectriques et les céramiques piézoélectriques.

Certains polymères piézoélectriques, les polymères fluorés, tels que les PVDF (PolyFluorure de Vinylidène) et leurs copolymères (TrFe : Tri-Fluoro-Ethylène; TFE : Tetra-Fluoro-Ethylène) semblent être assez proches des matériaux précédemment cités, en termes d'effort spécifique, d'après la figure précédente. Sous l'effet d'un champ électrique très intense (50 *MV/m*), ils peuvent présenter un taux de déformation de près de 10 % pour des constantes de temps de l'ordre de la μs [Bon04, Har01]. Cependant, le coefficient de couplage électromécanique des PVDF ne dépasse pas 0.3, ce qui n'en fait pas de très bons actionneurs directs. Les copolymères auraient des coefficients de couplage plus élevés.

Compte tenu des faibles niveaux d'efforts générés, cette classe de matériaux ne convient pas au type d'applications aéronautiques visées dans cette étude. En revanche, de par leur souplesse d'intégration et leur faible coût, ces composés sont susceptibles de constituer d'excellents capteurs.

Sur la figure précédente n'apparaissent pas les céramiques électrostrictives. L'électrostriction est caractérisée par une déformation proportionnelle au carré de l'intensité du champ électrique auquel est soumis le matériau. Majoritairement des céramiques PMN-PT (Plomb, Magnésium, Niobium), les céramiques électrostrictives peuvent subir des déformations relatives supérieures à 0.1 %, sous l'action d'un champ électrique de 2 *MV/m* [She99]. Cette déformation ne présente quasiment pas d'hystérésis dans le plan déformation/contrainte.

Malgré ces atouts, ces céramiques ont une forte dépendance thermique. Si le taux d'hystérésis diminue avec un accroissement de la température, la déformation maximale, par contre, chute considérablement. D'après [Phy06], de 30°C à 50°C, la déformation est quasiment divisée par deux. Par conséquent, considérant les possibilités actuelles des matériaux disponibles, l'électrostriction ne présente qu'un faible intérêt pour l'actionnement dans le domaine aéronautique.

3.3. Alliages à mémoire de forme - AMF

3.3.1. Principe du couplage électro-thermo-élastique

Les alliages à mémoire de forme (Shape-Memory Alloy en anglais) ont la propriété particulière de reprendre leur forme initiale lorsqu'ils sont chauffés. Lorsque l'AMF est à basse température, il n'est pas très rigide et peut être déformé très facilement en gardant sa nouvelle forme, comportement caractéristique d'une phase cristalline appelée martensite. Par contre, lorsqu'il est chauffé au-dessus de sa température de transformation, sa structure cristalline subit une transition de phase austénitique, ce qui lui permet de reprendre sa forme d'origine. Le retour à la martensite s'obtient en laissant refroidir le matériau.

La figure 1.14 illustre un cycle hystérétique de transformation d'un AMF [Duv05] :

- la transformation martensitique débute à une température M_s , le matériau est déformé jusqu'à une température finale M_f ,
- si l'AMF est chauffé et que la température dépasse A_s , l'AMF entre dans une phase de transformation austénitique et se rétracte,
- à partir de la température A_f , l'AMF est purement austénitique, et présente une grande rigidité,
- en laissant refroidir l'AMF, ce dernier revient à la température initiale, tout en gardant la forme de sa phase austénitique.

3.3.2. Matériaux et caractéristiques

Il existe de nombreux alliages ayant la propriété de mémoire de forme. Certains sont à base de fer (FeMnSi(NiCr)), d'autres, à base de cuivre (CuAlNi). L'alliage le plus utilisé reste cependant un alliage de nickel et de titane dans une proportion égale, vendu sous le nom de Nitinol ou Flexinol, car il possède de très bonnes caractéristiques mécaniques et électriques rassemblées dans le tableau 1.4, une longue durée de vie et une bonne résistance à la corrosion. Il est possible de le trouver sous différentes formes, des fils, dont le diamètre peut varier de 0.025 *mm* à 5 *mm*, aux feuilles de dimensions maximales 0.2x75x100 *mm* [Leb04].

Le Nitinol a notamment une résistance électrique qui permet de le chauffer par effet Joule. En faisant circuler un courant dans un filament d'AMF, la chaleur créée est suffisante pour produire une transformation de phase. Si pendant sa transformation austénitique, l'AMF est soumis à une résistance mécanique, il est capable de générer une très grande force. Il ressort de ce tableau que ces matériaux sont effectivement capables d'exercer des efforts très importants, de l'ordre de 150 *N.mm*⁻², compatibles avec certains besoins en aéronautique privilégiant efforts élevés et encombrement réduit.

Il faut cependant prendre en compte le temps de réponse très important,

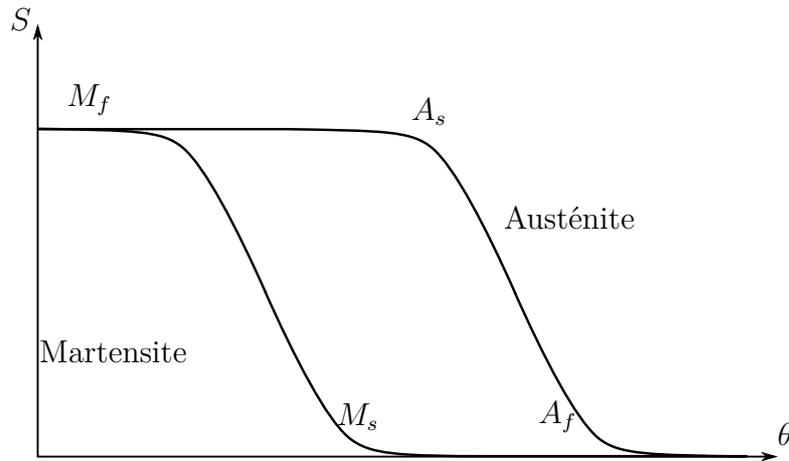


FIG. 1.14: Déformation d'un AMF en fonction de la température

	Propriétés	Valeurs
Transformation	• Intervalle de température de transformation	-200 °C à +110 °C
	• Déformations	
	pour un cycle	8%
	pour 100 cycles	5%
	pour 100000 cycles	3%
	• Largeur d'hystérésis	30 °C à 80 °C
	• Rendement énergétique	5 %
Physique	• Température de fusion	1310 °C
	• Densité	6.45 kg/dm ³
	• Résistivité électrique	50-110 μΩ.cm
	• Perméabilité magnétique relative	< 1.02
Mécanique	• Modules d'Young	
	austénite	70-80 GPa
	martensite	23-41 GPa
	• Déformation limite de rupture à froid	5-20 %
	• Contrainte limite de rupture à froid	800 à 1000 MPa
	• Contrainte au passage à l'austénite	100 à 200 MPa

TAB. 1.4: Caractéristiques générales du Nitinol [MM07, TiN07]

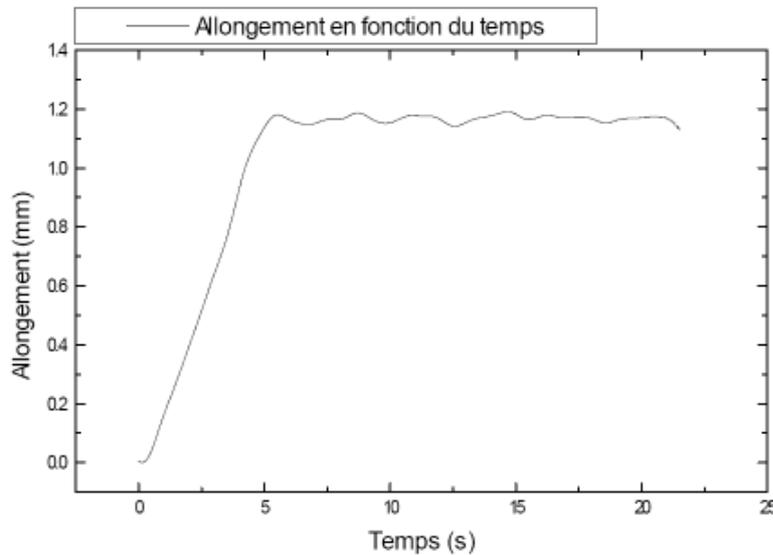


FIG. 1.15: Essai de traction sur un fil de Flexinol de $150 \mu m$ de diamètre

inhérent au processus de commande « thermique » de la transition de phase. Par exemple, la figure 1.15 illustre un essai de traction effectué sur un fil de Flexinol [Nic00] par la mise en chauffe, à l'aide d'un courant continu, d'un fil de $150 \mu m$ de diamètre et $10 cm$ de long. Ce courant correspond à une densité surfacique de courant d'environ $4.6 A.mm^{-2}$. Le temps de réponse, lors de cet essai, était d'environ 5 secondes, ce qui reste très lent vis-à-vis de nombre d'applications.

Si certaines compositions de l'alliage permettent de ramener ce temps de réponse à 1 s, il est beaucoup plus difficile de maîtriser le refroidissement du fil qui dure beaucoup plus longtemps que la mise en chauffe, en l'absence d'un système de refroidissement « actif ».

Toutefois, soulignons que même si, originellement, la majorité des applications à l'étude semble plus relever de la micro-application que d'une utilisation à des efforts intenses [Joh98], les applications des AMF dans l'aéronautique ou l'aérospatiale se multiplient depuis quelques années, mais toutes ne sont pas publiées.

Ainsi, le premier robot envoyé sur Mars possédait un activateur électrique à mémoire double sens pour ouvrir une trappe [Leb04]. Aujourd'hui, les AMF font l'objet d'une attention particulière dans le domaine du contrôle actif de forme des voilures en régime quasi-statique [Mus01, Duv05].

3.4. Céramiques magnétostrictives

3.4.1. Principe de la magnétostriction

De manière analogue à l'électrostriction, la magnétostriction est un phénomène non linéaire (d'ordre 2) qui conduit à la déformation d'un solide lorsqu'il est soumis à un champ magnétique et inversement, à un changement de son état de polarisation magnétique lorsqu'il subit une contrainte. Si tous les matériaux ferromagnétiques sont le siège de ce phénomène, seuls quelques uns peuvent donner lieu à des déformations relatives très importantes. C'est le cas, par exemple, de certains alliages de fer et de terres rares à base de dysprosium (Dy) ou de terbium (Tb) qui permettent les déformations les plus élevées. Cependant ceux-ci requièrent des champs magnétiques très importants.

Le Terfenol-D ($Tb_{1-x}Dy_xFe_y$ avec $x \simeq 0.7$ et $y \simeq 1.9$) est un alliage permettant un compromis entre une grande déformation relative et un champ magnétique nécessaire réduit. La figure 1.16 illustre le principe d'un transducteur magnétostrictif et met en évidence la nécessité d'un bobinage d'excitation conséquent pour créer un champ magnétique dans le matériau et d'une culasse magnétique permettant au flux de se refermer.

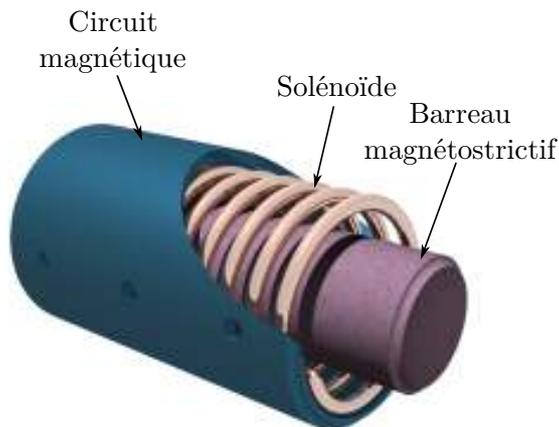


FIG. 1.16: Schéma de principe d'un transducteur magnétostrictif



FIG. 1.17: Actionneur magnétostrictif direct DMA L [Ced06]

3.4.2. Principales caractéristiques

Le tableau 1.5 répertorie les principales caractéristiques du Terfenol-D. Il est ainsi possible d'obtenir des déformations relatives comprises entre 0.1 et 0.2% pour une excitation magnétique comprise entre 50 et 200 $kA.m^{-1}$ à température ambiante. Le coefficient de couplage de ce matériau est très intéressant pour un fonctionnement de type actionneur.

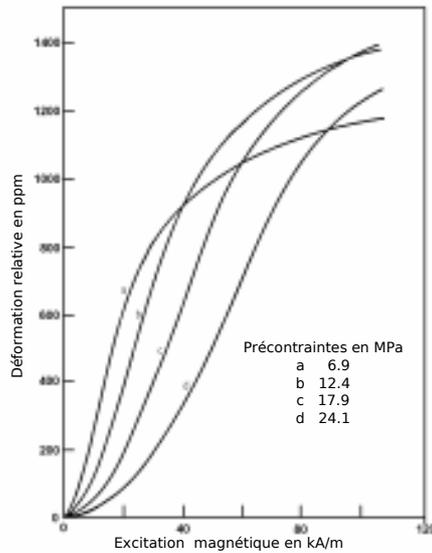


FIG. 1.18: Déformation relative du Terfenol-D en fonction de l'excitation magnétique pour différentes valeurs de précontrainte [Kel00]

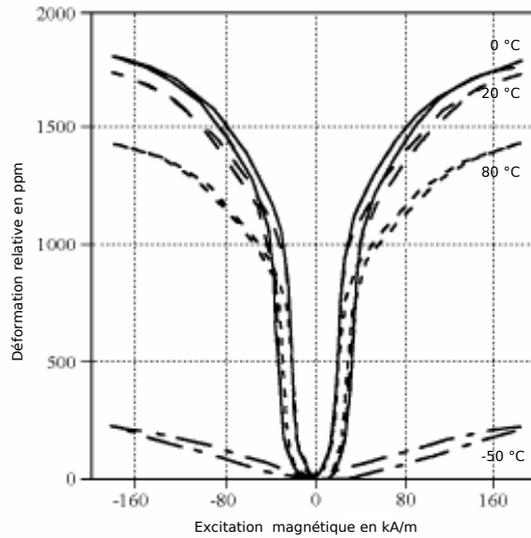


FIG. 1.19: Déformation relative du Terfenol-D en fonction de l'excitation magnétique pour différentes valeurs de température [Kel00]

	Propriétés	Valeurs
Transformation	<ul style="list-style-type: none"> • Température max d'utilisation • Déformations • Excitation magnétique • Facteur de couplage 	<p>200 °C</p> <p>0.8 - 1.2 %</p> <p>50 - 200 kA/m</p> <p>0.75</p>
Physique	<ul style="list-style-type: none"> • Température de Curie • Densité • Perméabilité magnétique relative 	<p>310°C</p> <p>9.25 kg/dm^3</p> <p>3 à 10</p>
Mécanique	<ul style="list-style-type: none"> • Modules d'Young • Contrainte limite en traction • Contrainte limite en compression 	<p>25-35 GPa</p> <p>28 MPa</p> <p>700 MPa</p>

TAB. 1.5: Caractéristiques générales du Terfenol-D ($Tb_{0.3}Dy_{0.7}Fe_{1.92}$) [Etr07]

Cependant, il souffre de quelques inconvénients. D'une part, sa masse volumique est assez élevée. D'autre part, le bon fonctionnement des actionneurs magnétostrictifs impose également la présence d'aimants de polarisation. En outre, l'application d'une précontrainte permet de polariser magnétiquement le matériau afin d'obtenir une déformation plus linéaire, mais cela impose d'utiliser une carcasse et un champ magnétique plus intense (Fig. 1.18), ce qui s'avère d'autant plus contraignant que la perméabilité est faible (Tab. 1.5). La figure 1.17 représente un actionneur magnétostrictif du commerce. Le noyau en Terfenol-D possède un diamètre de 1 *cm* pour une hauteur de 18 *cm* alors que la présence du bobinage et de la culasse magnétique impose un diamètre global de l'actionneur d'environ 11 *cm*, augmentant ainsi considérablement le poids et le volume du dispositif complet. Par ailleurs, ces matériaux sont sensibles aux variations de température, comme l'illustre la figure 1.19. De 0°C à 80 °C, la déformation relative chute de 20% et plus encore dans les températures négatives. Pour ces raisons, les matériaux magnétostrictifs sont encore peu utilisés dans le domaine des actionneurs, même s'il existe d'ores et déjà de nombreuses propositions dans les catalogues des fabricants, telles que l'actionneur de la figure 1.17 ayant une course maximale à vide de 110 μm , une force maximale de 1570 *N* pour un poids total de 9.3 *kg*. Ces caractéristiques sont à comparer à celles d'un barreau de céramiques PZT multicouches qui, pour un même allongement à vide et une même force en régime encastré, pèserait moins de 40 *g*.

3.5. Céramiques piézoélectriques

3.5.1. La piézoélectricité

Contrairement à l'électrostriction, la piézoélectricité est un phénomène de couplage électro-élastique linéaire qui conduit certains matériaux à produire une charge électrique proportionnelle à la contrainte mécanique. Dans ce cas, on parle d'effet piézoélectrique direct. Cet effet est utilisé en général dans les capteurs d'efforts, de pression ou d'accélération. Inversement, si une différence de potentiel est appliquée entre deux faces opposées du matériau, le champ électrique ainsi créé engendre des contraintes mécaniques qui déforment le matériau ou génèrent une force selon que le matériau est encastré ou non. Il s'agit de l'effet piézoélectrique dit inverse.

Ce phénomène est dû à la structure cristalline du matériau. Lorsqu'une contrainte mécanique est appliquée, un dipôle électrique apparaît dans chaque maille cristalline du matériau par déplacement des centres des charges positives et négatives, comme illustré de manière simplifiée pour une coupe *z* de quartz (SiO_2) sur la figure 1.20, créant ainsi une différence de potentiel entre les électrodes.

A l'état naturel, les matériaux piézoélectriques, tel que le quartz, disposent de performances très modestes en termes d'actionnement. Ils sont mieux adaptés pour des applications de type capteur. En revanche, les matériaux synthétiques

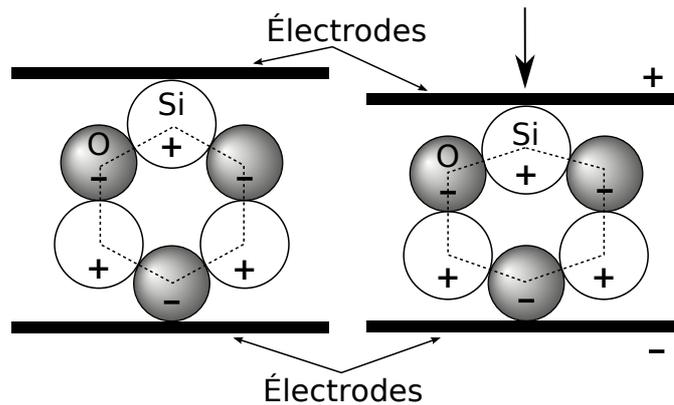


FIG. 1.20: Principe de l'effet piézoélectrique direct

polycristallins ferroélectriques développés à partir des années 1950 disposent de caractéristiques beaucoup plus intéressantes. Ces derniers, généralement constitués d'un alliage de plomb, de zirconium et de titane (céramiques PZT - $\text{Pb}(\text{Zr},\text{Ti})\text{O}_3$ [SG06]), sont isotropes et n'ont pas de propriétés piézoélectriques, en termes de déformation sous l'effet d'un champ électrique. Même si les cristaux élémentaires qui les constituent possèdent naturellement une polarisation, l'agencement « désordonné » de ces cristaux conduit à une absence de moment dipolaire électrique global. L'application d'un champ électrique intense (plusieurs centaines de $\text{kV}\cdot\text{m}^{-1}$) permet de créer l'anisotropie, et par conséquent, la polarisation du matériau. De cette manière, il est possible de les doter de propriétés électromécaniques le long d'un axe de privilège. Selon la direction du champ appliqué par rapport à cet axe de polarisation, plusieurs modes de couplage sont exploitables. L'annexe B illustre les trois principaux modes de couplage caractéristiques des céramiques PZT et présente les différentes relations qui gouvernent le comportement de ces matériaux. La plupart des actionneurs piézoélectriques exploitent en particulier les modes correspondant aux constantes d_{33} (longitudinal) et d_{31} (transverse).

Ces matériaux ont une densité proche de $7.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Quels que soient les types de matériaux piézoélectriques, plusieurs limitations communes sont à souligner. Tout d'abord, les champs électriques généralement appliqués ne dépassent pas 1.5 à 2 $\text{MV}\cdot\text{m}^{-1}$, champ critique au-delà duquel intervient un claquage du diélectrique, détruisant le matériau. Il n'est pas non plus possible d'appliquer un champ électrique trop intense dans le sens opposé à la polarisation initiale du matériau, sous peine de le dépolariiser. En outre, la linéarité rigoureuse du phénomène n'est vérifiée que pour un petit intervalle du champ électrique appliqué (environ 15 % de E_{max}). Au-delà, on observe une réponse hystérétique dans le plan champ-déformation. Enfin, au-delà d'une certaine température, dite « température de Curie », le matériau perd ses propriétés ferroélectriques et se dépolariise. En général, les fabricants fixent une température limite d'utilisation correspondant à

peu près à la moitié de la température de Curie exprimée en degré Celsius. Pour les PZT, cette température de sécurité est située entre 80 et 120° C.

Plusieurs techniques de mise en œuvre des matériaux piézoélectriques sont exploitables. Parmi celles-ci, les plus intéressantes dans le domaine des actionneurs à forte densité de force semblent être les céramiques piézoélectriques, massives ou multicouches et les composites à base de fibres piézoélectriques.

3.5.2. Céramiques piézoélectriques

La fabrication des céramiques PZT est basée sur le frittage de poudres mélangées à un liant, ce qui permet d'obtenir des formes géométriques variées, telles que des disques, des barreaux, des anneaux ou des coques. La figure 1.21 illustre quelques unes des formes disponibles dans le commerce.

Les céramiques sont divisées en deux familles distinctes : les céramiques « dures » et celles dites « douces ». Les céramiques « dures » ont très peu de pertes diélectriques et un facteur de qualité mécanique élevé. Cela en fait de très bons candidats pour des applications pour lesquelles le transfert de puissance doit être optimal. C'est le cas pour les piézomoteurs, pour certains transducteurs à ultrasons à haute puissance tels que ceux utilisés dans le domaine des sonars. Leur inconvénient réside dans une faible sensibilité. Les céramiques « douces », par contre, sont très sensibles et permettent de grandes déformations. Elles ont une grande permittivité et génèrent par conséquent, plus de pertes diélectriques. Leur facteur de qualité mécanique est plus faible. Elles sont tout à fait adaptées pour les capteurs, les sondes ou les hydrophones. Cependant, elles supportent assez facilement des températures d'utilisation importantes, températures au-delà desquelles elles se dépolarisent rapidement.

Le tableau 1.6 illustre cette différence de propriétés. La souplesse s_{33} montre



FIG. 1.21: Différentes formes de céramiques piézoélectriques [Phy06]

en particulier que la céramique PZT802 est effectivement moins souple que la céramique PZT5H2. On peut noter également à travers la constante d_{33} que la céramique douce est beaucoup plus sensible que la céramique dure, c'est-à-dire que pour une même contrainte subie, la céramique douce se polarise mieux, ou inversement, pour une tension appliquée aux bornes des céramiques, la céramique douce se déforme plus.

Type de céramique	PZT802 (Dure)	PZT5H2 (Douce)
d_{33} ($\times 10^{-12} C.N^{-1}$)	250	593
s_{33} ($\times 10^{-12} m^2.N^{-1}$)	13.5	20.8
Coefficient de couplage k_{33}	0.64	0.75

TAB. 1.6: Comparaison céramique dure / douce [Mor07]

Les coefficients de couplage du tableau précédent montrent qu'une grande partie de l'énergie mise en jeu est convertie au lieu d'être stockée, ce qui est très intéressant. La possibilité de réaliser des formes variées permet, entre autre, d'adapter les surfaces de contact avec les charges mécaniques afin d'engendrer l'effort désiré. Il est par exemple possible de fournir des efforts proches de $80 kN$ au moyen d'une seule céramique de $56 mm$ de diamètre (Céramiques PICA de PI [Phy06]). La mise en parallèle de plusieurs de ces céramiques peut permettre d'atteindre des efforts caractéristiques du domaine des actionneurs aéronautiques.

En ce qui concerne la déformation, celle-ci est d'environ 1000 ppm à vide dans le cas d'un couplage longitudinal. Il est donc nécessaire d'utiliser une très grande épaisseur de matériau si l'on souhaite réaliser de grands déplacements. Or une limite en tension est vite atteinte. En effet, si l'on considère, par exemple, une alimentation sous une tension $200 V$, le champ électrique maximal de $2 MV.m^{-1}$ impose une épaisseur maximale de $1 mm$, soit pour une céramique de type PZT5H2, un déplacement à vide maximal inférieur à $1.2 \mu m$ seulement.

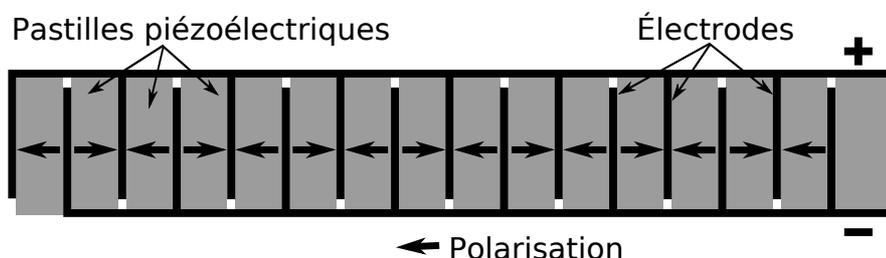


FIG. 1.22: Constitution d'une céramique multicouche

Pour pallier cette limitation, les fabricants de céramiques piézoélectriques ont utilisé des structures multicouches. En empilant des plaques ou des disques

piézoélectriques de faible épaisseur, intercalés d'électrodes (Fig. 1.21 à droite et Fig. 1.22), il est possible de réduire le niveau de tension à champ électrique donné. Avec cette nouvelle structure, les déformations de chacune des plaques s'ajoutent pour augmenter considérablement la déformation globale obtenue sous une tension d'alimentation réduite. Le fabricant Physik Instrument [Phy06] commercialise ainsi des céramiques multicouches capables de produire des déplacements de $180 \mu m$ pour une longueur totale de l'actionneur de $154 mm$, ce qui revient bien évidemment à une déformation relative à vide tout à fait classique pour les céramiques piézoélectriques, d'environ 0.12% (soit $1200 ppm$).

Si les études et les tests en cours n'ont pas encore recueilli l'assentiment de tous les scientifiques sur les performances d'une nouvelle formule de PMN-PT (0.67PMN-0.33PT), il est intéressant de noter les perspectives prometteuses de ce composé mono-cristallin utilisé, non plus pour ses propriétés électrostrictives, mais bel et bien piézoélectriques. Les couplages électromécaniques longitudinaux atteindraient 0.94 et la constante d_{33} dépasserait largement $2000 pC.N^{-1}$ [Seb04], alors qu'elle reste limitée à $700 pC.N^{-1}$ pour les céramiques PZT les plus douces. Les déformations relatives pourraient donc dépasser $2000 ppm$. Certes, une instabilité du matériau apparaît pour des champs électriques d'intensité supérieure à $1 kV.mm^{-1}$, des contraintes supérieures à $20 MPa$ et des températures limites comprises entre 80 et $100^\circ C$. Cependant, l'amélioration du dopage de ces mono-cristaux devrait à terme repousser ces limitations.

3.5.3. Composites piézoélectriques

De manière générale, un matériau composite résulte de l'association de plusieurs matériaux de manière microscopique afin d'obtenir de nouvelles propriétés, en général, meilleures que celles de ses constituants. Tel est le cas des composites piézoélectriques apparus au cours de la dernière décennie. Un composite piézoélectrique possède au moins un constituant piézoélectrique jouant le rôle de phase active et au moins une phase non piézoélectrique qui sert de matrice souple, auxquels il faut rajouter des électrodes.

Il existe une multitude de connectivités et de configurations possibles entre les différentes phases [Lee03]. La figure 1.23 illustre les possibilités d'une connectivité 1-3. Un piézocomposite 1-3 se compose donc de barreaux ou de fibres piézoélectriques, arrangées en parallèle suivant la direction de polarisation et noyées dans une matrice polymère (Epoxy le plus souvent).

Dans l'exemple de la figure 1.24-a, l'application d'une tension aux bornes des électrodes interdigitées engendre un allongement des fibres piézoélectriques, ce qui conduit la matrice, plus souple, à suivre la déformation.

Les piézocomposites à fibres sont très légers, peu fragiles et possèdent un taux

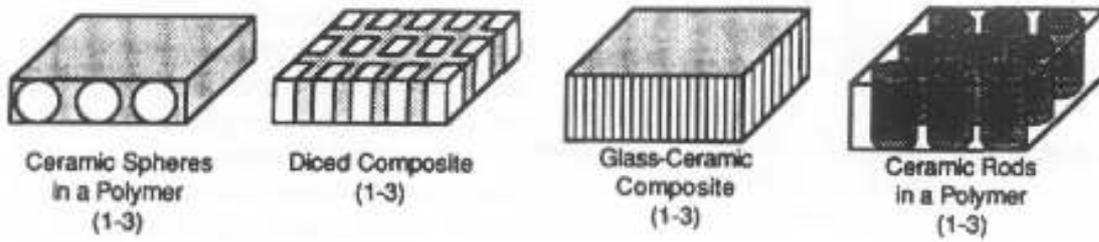
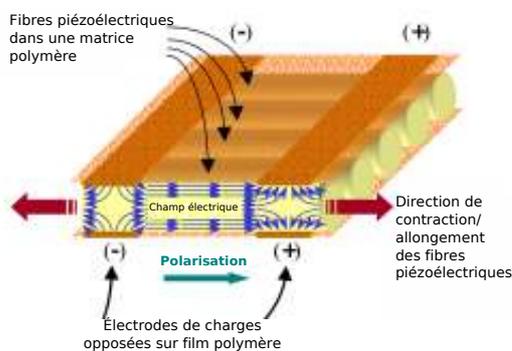


FIG. 1.23: Différentes configurations pour une connectivité 1-3 d'un matériau composite [Lee03]



(a) Schema



(b) Actionneur piézocomposite

FIG. 1.24: Exemple d'actionneur composite à fibres piézoélectriques NASA-LaRC [Wil04]

d'intégration important. Leurs performances dépendent de la densité des fibres piézoélectriques. L'actionneur présenté sur la figure 1.24-b est constitué de « macro » fibres piézoélectriques PZT-5H. Les électrodes sont espacées d'environ 1 mm , pour une épaisseur totale de l'actionneur supérieure à 200 microns . Il permet d'obtenir des déformations relatives de l'ordre de 2000 ppm dans la direction longitudinale des fibres pour une tension aux bornes des électrodes d'environ 2000 V crête à crête [Wil04]. La contrainte maximale que peut exercer l'actionneur, sans déformation, peut varier entre 24 et 35 MPa en compression [Wil00], pour des tensions supérieures à 1500 V .

La majorité des applications des composites à fibres piézoélectriques se situe dans le domaine du contrôle actif de forme des voilures ou des pales d'hélicoptère, applications pour lesquelles on privilégie une intégration directe du matériau électroactif dans la structure [Bil07, Len03, Wil04]. Il est en effet difficile de les utiliser en remplacement d'actionneurs linéaires classiques, en raison de la faible rigidité de la matrice polymère.

3.6. Critères de choix d'un matériau électroactif

Nous venons de mettre en évidence l'existence et les propriétés de plusieurs classes de matériaux électroactifs, dont certaines pourraient avoir une application dans le domaine des actionneurs aéronautiques à forte densité d'effort. Plusieurs matériaux présentent des performances en termes de contrainte spécifique très intéressantes, mais leur réalisation n'est pas forcément envisageable dans des volumes suffisamment importants pour développer les efforts rencontrés dans les actionneurs aéronautiques.

Afin de pouvoir sélectionner une technologie adaptée à un nouveau concept d'actionneur électromécanique, il est judicieux d'établir une comparaison des caractéristiques. Le tableau 1.7 présente une synthèse des propriétés des matériaux électroactifs pré-sélectionnés et décrits précédemment à partir des caractéristiques suivantes :

- Déformation relative : déplacement normalisé par rapport à la taille de l'actionneur dans la direction de l'actionnement,
- Pression : force par unité de surface fournie par le matériau dans la direction de l'actionnement,
- Module d'Young : rigidité du matériau,
- Densité : masse par unité de volume,
- Température : plage de température de fonctionnement,
- Hystérésis : plage de fonctionnement non linéaire,
- Densité d'énergie : travail mécanique généré au cours d'un cycle de fonctionnement, par unité de volume,
- Puissance massique : puissance fournie par unité de masse,
- Bande passante : vitesse spécifique des déformations,
- Couplage électromécanique : proportion d'énergie effectivement convertie par rapport à l'énergie initialement mise en jeu,
- Rendement : rapport entre le travail fourni et l'énergie consommée.

Les caractéristiques de ce tableau sont à mettre en regard des caractéristiques des actionneurs aéronautiques définies dans la section 2.6. Les matériaux capables de générer le plus d'effort par unité de surface sont les alliages à mémoire de forme. Si le critère du rendement peut parfois passer au second plan, pour des gouvernes d'avions ou d'autres éléments étudiés, le temps de réponse est primordial. Par conséquent, les AMF ne sont pas du tout adaptés aux structures actuelles des commandes de vol. Si le mouvement d'une aile entière peut permettre de contrôler l'attitude d'un avion, alors les AMF pourraient jouer, à terme, un rôle important dans le domaine.

En ce qui concerne les composites à fibres piézoélectriques, lorsque toutes les caractéristiques propres sont ramenées au volume, à une longueur ou à une surface, les performances peuvent paraître impressionnantes. Cependant, de la même manière que pour les AMF, elles ne sont pas adaptées, de par leur forme et leur

souplesse, à l'actionnement direct de gouvernes.

Quant aux matériaux magnétostrictifs et aux céramiques piézoélectriques, ces deux types de technologies ont des caractéristiques électromécaniques à peu près équivalentes à l'échelle du matériau électroactif. En revanche, si l'on tient compte de l'ensemble des éléments nécessaires à sa mise en œuvre (bobines d'excitation, aimants de polarisation, ressort de précontrainte), l'actionneur magnétostrictif se révèle beaucoup moins intéressant que son équivalent à base de céramique piézoélectrique.

Il nous reste donc à explorer les possibilités que peuvent offrir les céramiques piézoélectriques en termes d'actionnement direct à forte densité d'effort ou de couple.

Matériaux	Alliages à mémoire de forme	Matériaux magnétostrictifs	Composites à fibres piézoélectriques	Céramiques piézoélectriques
Déformation relative %	3	0.12	0.18	0.16
Pression MPa	> 200	70	40	50-110
Module d'Young GPa	80	35	35	60-100
Densité $kg.m^{-3}$	6450	9250	4650	7700
Température $^{\circ}C$	-200 / 110	-20 / 180	0 / 200	-20 / 200
Hystérésis	30 à 80 %	2 %	15 %	10 %
Densité d'énergie $kJ.m^{-3}$	1000 - 2000	25	12.2	100
Puissance massique kW/kg	50	76	-	60
Bande passante	< 0.2 Hz	< 10 kHz	>10 kHz	100 kHz
Couplage %	5	75	60-75	60-75
Rendement %	5	80	80-90	60-90

TAB. 1.7: Comparaison des matériaux électroactifs sélectionnés

4. Conclusion

Ce premier chapitre a permis de définir, de manière non exhaustive, les besoins actuels et à venir en termes d'actionnement dans le domaine aéronautique et plus particulièrement dans le domaine des commandes de vol.

Un tour d'horizon des solutions existantes a notamment permis de comparer les actionneurs hydrauliques, électro-hydrostatiques (EHA) et électromécaniques (EMA), tout en mettant en évidence les verrous technologiques qui freinent encore le développement de l'avion « tout électrique ». L'utilisation systématique des EMA n'est en effet pas encore envisageable si les systèmes usuels de réduction, composants intermédiaires dans la transmission des efforts, ne sont pas simplifiés ou bien supprimés. Aussi, le recours à des actionneurs à entraînement direct pourrait constituer la solution alternative aux EMA classiques.

Par conséquent, une description et une sélection des matériaux et des technologies susceptibles de produire des efforts conséquents a été proposée, afin de déterminer la faisabilité, à l'échelle du concept, d'actionneurs à entraînement direct. L'analyse des possibilités offertes par les alliages à mémoire de forme (AMF), les céramiques magnétostrictives et les céramiques et fibres piézoélectriques a permis de définir le composant de base d'un tel actionneur. Seules les céramiques piézoélectriques offrent, a priori, les caractéristiques électromécaniques intrinsèques, en termes d'effort surfacique et de vitesse, susceptibles de donner lieu à la rupture technologique recherchée en matière d'actionneurs aéronautiques à grands efforts.

D'autre part, les effets électromagnétiques demeurent intéressants dès lors que l'on privilégie les avantages que procure l'action à distance en matière de transmission des efforts. Pourquoi donc ne pas chercher à combiner ces deux procédés au sein d'une structure d'actionneur ? Telle est la voie privilégiée pour la recherche de solutions innovantes, donnant lieu au concept d'actionneur présenté au cours du chapitre suivant.

Chapitre 2

Combiner piézoélectricité et magnétisme : la structure MAGZO

1. Introduction

Les considérations générales sur les différents procédés d'actionnement développées au chapitre 1 montrent que les structures à base de matériaux électroactifs, et tout particulièrement celles qui utilisent des céramiques piézoélectriques, sont à même d'apporter une augmentation significative des niveaux d'efforts massiques ou volumiques. Toutefois, l'obtention de déplacements de grande amplitude (supérieure à quelques centaines de μm) nécessite, dans le cas de dispositifs de dimension centi- ou décimétrique, l'adjonction d'un procédé de conversion des mouvements et de transmission des efforts basé généralement sur un effet de frottement. Donnant lieu à la famille des piézomoteurs, cette double conversion d'énergie induit cependant un certain nombre d'inconvénients (usure, pertes au contact ...) qui ne permettent pas de tirer pleinement parti des performances massiques du convertisseur piézoélectrique.

Le présent chapitre décrit un concept d'actionneur combinant l'actionnement piézoélectrique à une activation magnétique du contact en vue de contourner les difficultés associées à la mise en jeu d'une adhérence classiquement basée sur le frottement. À partir de ce concept, de multiples configurations de machines pourront être mises en œuvre.

Un tour d'horizon des structures de piézomoteurs classiques est tout d'abord proposé. Le comportement des céramiques piézoélectriques, s'agissant plus particulièrement de la technologie multicouche, est ensuite décrit et modélisé.

Le nouveau concept d'actionneur magnéto-piézoélectrique (MAGZO) est alors décrit, en proposant différents types de structures mécaniques possibles et en comparant différentes stratégies de pilotage.

Enfin, le concept préconisé est étudié expérimentalement à l'aide d'un premier démonstrateur afin de valider le principe de fonctionnement de l'actionneur MAGZO.

2. Actionneurs piézoélectriques à entraînement direct

Le principe général des actionneurs piézoélectriques repose sur une double conversion de l'énergie. Tout d'abord, une conversion électromécanique conduit à la déformation ou au déplacement d'un stator par excitation de céramiques piézoélectriques. L'énergie électrique absorbée par le matériau actif est convertie en énergie mécanique de vibration. La seconde conversion est de type mécano-mécanique. Elle met en mouvement une pièce maintenue en contact sur la surface du stator. On parle alors d'un entraînement par contact et mouvement vibratoire.

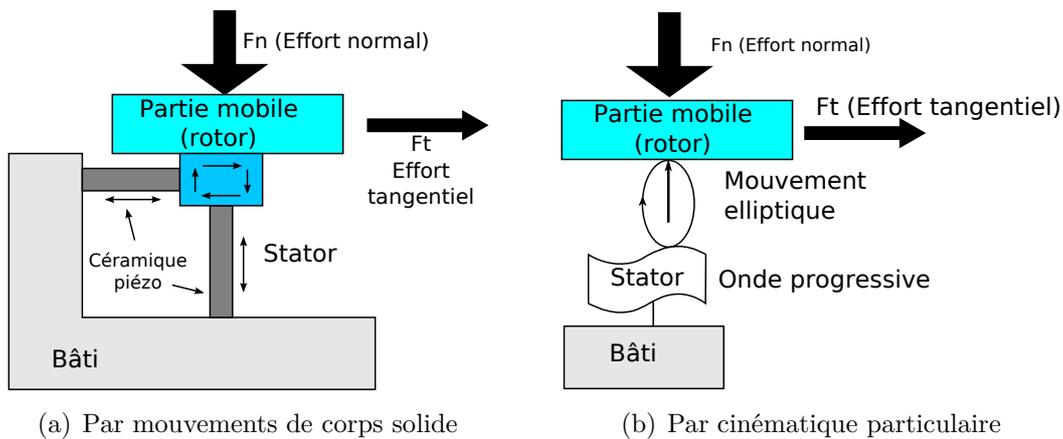


FIG. 2.1: Mouvement d'entraînement [Rou07]

Cet entraînement peut se faire sous deux formes, comme l'illustre la figure 2.1.

Ces moteurs piézoélectriques peuvent être classés suivant différents critères : l'un d'eux, le plus utilisé, considère le mode d'obtention du mouvement vibratoire. Celui-ci consiste à séparer les actionneurs de type résonnant (structures à ondes stationnaires, progressives) de ceux pour lesquels aucun mode propre particulier de la structure n'est excité, communément appelés « actionneurs quasi-statiques ».

Une autre manière de les classer consiste à considérer l'interface d'entraînement, pour lequel le contact peut être intermittent ou permanent. La figure 2.1-a montre, par exemple, que le contact entre le rotor et le stator doit se rompre pour permettre un retour en position du solide d'entraînement. C'est en général le cas des actionneurs de type quasi-statique. D'autres structures, plutôt de type résonnant, sont caractérisées par un contact permanent assuré par la cinématique particulière d'interface (Fig. 2.1-b). Ce classement permet en particulier de prendre en considération les actionneurs qui peuvent fonctionner avec un contact intermittent, éventuellement quasi-statique, alors que l'organe d'entraînement fonctionne sur un mode résonnant de manière à amplifier le mouvement.

2.1. Amplification du mouvement vibratoire

Avant de rentrer dans le détail du classement en fonction du type de contact entre les interfaces, il est intéressant de considérer l'organe responsable des mouvements vibratoires. Outre l'utilisation de céramiques multicouches, évoquées précédemment, qui permettent d'obtenir des déformations importantes à plus basse tension que des céramiques massives, il existe d'autres méthodes, éventuellement complémentaires, pour amplifier le mouvement vibratoire.

2.1.1. Transducteurs résonnants

La première méthode consiste à exploiter la résonance d'une pièce vibrante (en général constituée d'un assemblage céramique/métal) constituant le stator de l'actionneur. L'amplitude du mouvement généré est non seulement augmentée, mais cela permet aussi, dans le même temps, d'accroître la vitesse des déformations et d'assurer une optimisation du comportement énergétique de l'actionneur (ce qui aboutit à une structure de l'électronique d'alimentation optimale), puisque les énergies élastique et cinétique sont alors susceptibles de se compenser, au moins en partie. Ceci revient finalement à augmenter la puissance mécanique transmissible.

Ce principe est exploité, dans les moteurs à rotation de mode ou à onde progressive. Ces derniers garantissent un entraînement par frottement continu de la partie mobile [Rou07].

2.1.2. Transducteurs à amplification externe des déformations

Les déformées produites par une céramique piézoélectrique, même dans le cas des multicouches, restent faibles. Il est d'autant plus difficile d'en tirer parti que la structure dans laquelle elle est intégrée possède des jeux mécaniques ayant parfois le même ordre de grandeur que la déformation. Il est alors possible d'avoir recours à une structure supplémentaire d'amplification de la déformée. Les deux principales structures de transducteurs, dits à déformée amplifiée, sont des actionneurs « bimorphes » et des « flex tenseurs ». Les bimorphes exploitent la flexion d'une couche passive induite par une couche piézoélectrique contre-collée. Un montage classique, illustré sur la figure 2.2-a, a été étudié au sein du laboratoire [Mon02], dans le cadre d'une recherche d'optimum global du dimensionnement. Les flex tenseurs permettent une transformation quasi-linéaire de la déformation initiale générée par des céramiques piézoélectriques, en une déformation transverse, grâce à la déformation d'une coque externe (Fig. 2.2-b). Quand les céramiques s'allongent horizontalement, la coque se rétracte verticalement [Ced06].

D'autres structures spécifiques sont également utilisées en robotique ou en optique, notamment la structure en pont à pivots flexibles [Dyn08], dont le principe

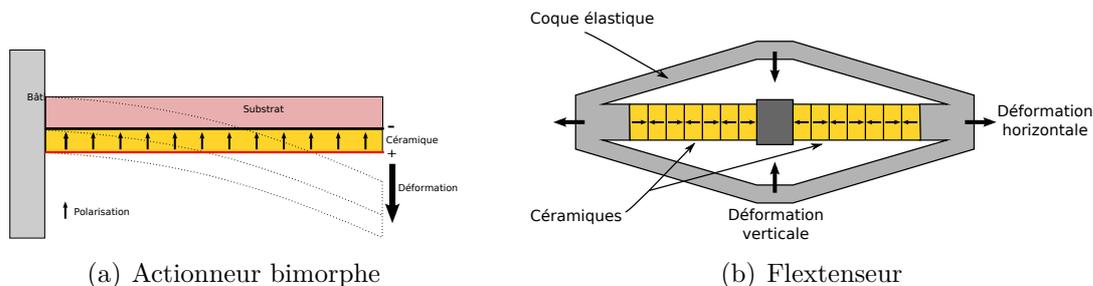


FIG. 2.2: Transducteurs à déformation amplifiée

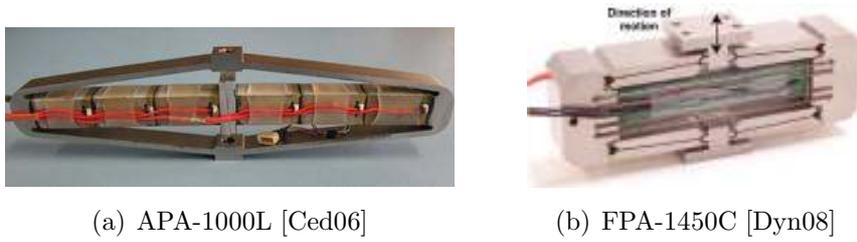


FIG. 2.3: Comparaison de structures à énergie de déformation répartie (a) et localisée (b)

Caractéristique	APA-1000L	FPA-1450C
Dimensions (mm)	35x145x16	36x83x19
Encombrement	$81 \cdot 10^{-6} m^3$	$57 \cdot 10^{-6} m^3$
Course max.	$1000 \mu m$	$1450 \mu m$
Force bloquée	$373 N$	$300 N$
Poids	$190 g$	$220 g$
Force massique	$1963 N.kg^{-1}$	$1360 N.kg^{-1}$
Puissance massique	$0.49 W.kg^{-1}$	$0.54 W.kg^{-1}$

TAB. 2.1: Comparaison des caractéristiques de deux actionneurs commercialisés à déformation amplifiée par une structure en pont, à énergie de déformation répartie (APA - 1000L) et à énergie de déformation localisée (FPA - 1450C)

rejoint celui du flextenseur, mais qui présente la particularité de concentrer l'énergie de transformation dans les pivots plutôt que dans la coque. Cette structure est l'objet d'une étude exposée dans le chapitre 4.

Le tableau 2.1 présente un comparatif de deux actionneurs de gamme à peu près équivalente, l'un étant un « APA : Amplified Piezo Actuator » à déformation répartie, commercialisé par la société Cedrat (Fig. 2.3-a) et l'autre, un « FPA : Flextensional Piezo Actuator », vendu par DSM (Fig. 2.3-b).

Bien que la force massique de l'APA soit nettement supérieure, la puissance massique permet de mieux comparer les deux actionneurs et par conséquent, de constater que leurs performances sont tout de même très proches. Par contre, il est à noter que la structure à énergie de déformation localisée permet de réduire sensiblement l'encombrement.

Dans les deux cas, si le fonctionnement est bidirectionnel, une seule action est responsable du mouvement. Lorsque la ou les céramiques s'allongent, la coque se déforme et déplace la charge. Ici l'action revient à « tirer ou tracter » la charge. Le retour à l'état initial se fait grâce à l'élasticité de la structure, puisque l'énergie

emmagasinée est restituée, c'est donc une action passive. Cependant, si une charge doit être poussée pendant ce retour élastique, la raideur de la structure doit être suffisamment élevée pour y parvenir. Ainsi, ces actionneurs peuvent être qualifiés d'actionneurs bidirectionnels à « simple action ». Dans le cas de l'APA, la raideur prépondérante est celle de la structure elle-même, alors que pour le FPA, des fils métalliques supplémentaires dans l'axe de la céramique renforcent la raideur de l'actionneur et permettent le rappel élastique.

2.2. Actionneurs à entraînement par contact permanent

La structure à onde progressive représente actuellement la meilleure solution pour un entraînement à contact permanent. Il existe deux familles principales d'actionneurs piézoélectriques à onde progressive : les moteurs annulaires et les moteurs à rotation de mode.

2.2.1. Moteurs annulaires à onde progressive

Les moteurs annulaires exploitent une onde progressive de flexion générée au niveau d'un disque métallique (stator) par un anneau en céramique piézoélectrique PZT collé à l'arrière du disque. La figure 2.4 représente un des moteurs annulaires les plus connus et utilisés, développé par Shinsei [Shi07]. Le rotor est revêtu d'un matériau polymère et est pressé contre le stator au moyen d'un élément élastique. La génération de l'onde progressive statorique est le résultat de la superposition

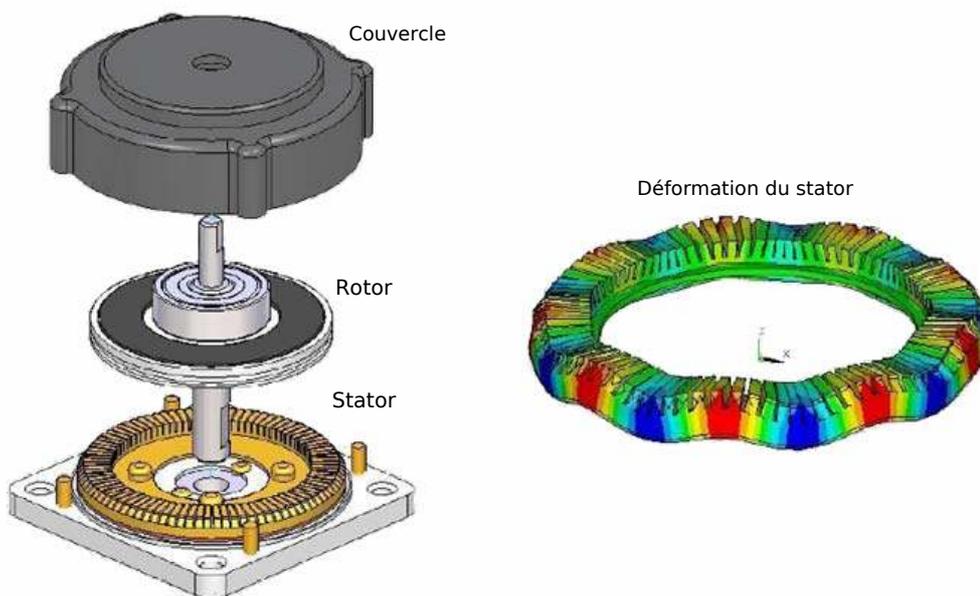


FIG. 2.4: Vue éclatée du moteur USR60 SHINSEI et la simulation numérique par FEM du stator en déformation [Thi06]

de deux vibrations stationnaires en quadrature de phase, créées par des éléments piézoélectriques excités à une même fréquence, voisine d'une fréquence de résonance du stator. Associées à une alimentation en quadrature de phase, une polarisation et une sectorisation spécifiques doivent être faites sur l'anneau de la céramique pour obtenir la mise en vibration selon la longueur d'onde désirée.

2.2.2. Moteurs à rotation de mode

Le moteur à rotation de mode utilise deux modes de déformation orthogonaux, illustrés sur le schéma de principe de la figure 2.5. Il peut être constitué d'une poutre cylindrique associant des céramiques piézoélectriques encastrées entre une masse et une contre-masse conformément à la structure du transducteur Langevin [Bud04]. La combinaison de ces deux vibrations provoque la mise en rotation du mode de flexion autour de l'axe de la structure. La partie mobile est maintenue contre le stator en pression à l'aide d'un ressort placé entre le rotor et le bâti. Comme pour le moteur annulaire, les céramiques doivent être sectorisées et polarisées de manière appropriée (deux secteurs de 180° , de polarisations opposées), disposées de manière orthogonale pour assurer une quadrature spatiale des modes de déformation. Une alimentation en quadrature de phase réalise le déphasage temporel nécessaire à la mise en rotation du mode de flexion.

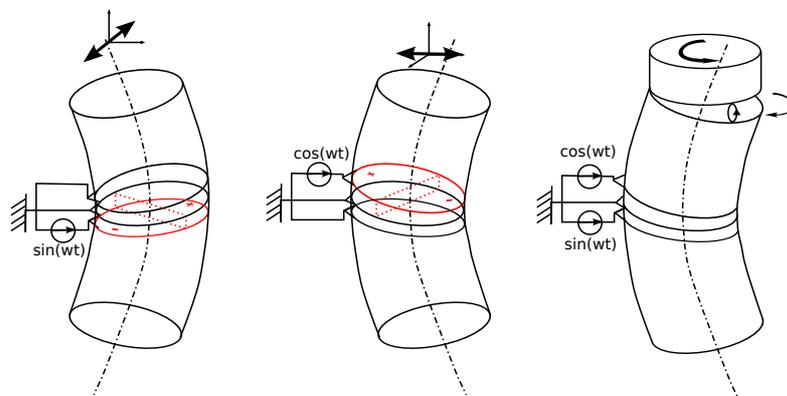


FIG. 2.5: Principe de fonctionnement d'un moteur à rotation de mode [Bud04]

2.2.3. Caractéristiques générales

Les actionneurs utilisant ce type d'entraînement sont en général rotatifs, bien que le principe du moteur à onde progressive soit tout à fait transposable au cas d'un entraînement linéaire. Dans le cas linéaire, c'est un rail statorique qui est mis en vibration par des céramiques piézoélectriques ou des transducteurs de type Langevin, sur lequel est pressé un chariot (rotor) subissant l'entraînement du stator [Sas82].

Les moteurs piézoélectriques à onde progressive sont caractérisés par un couple massique élevé de l'ordre de $10 N.m.kg^{-1}$, pour des vitesses maximales relativement faibles (vitesse périphérique $< 0.5 m.s^{-1}$). A l'arrêt, le couple de maintien est souvent supérieur au couple nominal, ce qui peut éviter d'utiliser un système de freinage supplémentaire. Ces moteurs ont des temps de réponse très faibles, caractéristique très intéressante pour un contrôle dynamique en position ou en vitesse.

Cependant leur durée de vie est limitée par l'usure due aux frottements. Ils ne conviennent que pour des applications nécessitant des cycles de fonctionnement de courte durée. De plus, si ces moteurs ultrasonores sont bien adaptés au micro-positionnement, jusqu'à présent, les puissances ne dépassent pas $10 W$. Ce mode de fonctionnement est donc difficilement adaptable à des applications à fort couple ou grand effort, sans avoir recours à des systèmes de réduction.

2.3. Actionneurs linéaires ou rotatifs à entraînement par contact intermittent

Les actionneurs présentés précédemment n'ont pas de limitation de course ou d'angle de rotation. En contre-partie, ils sont limités en effort transmissible. Dans la section 3.4.2., nous avons vu pourtant qu'en termes d'actionnement direct à grands efforts, l'utilisation de céramiques piézoélectriques, multicouches de préférence, était avantageuse. Cependant, elles génèrent des déplacements d'amplitude limitée.

2.3.1. Principe des actionneurs dits «quasi-statiques»

Les actionneurs à entraînement par contact intermittent peuvent permettre de dépasser cette limitation. La plupart utilisent le principe du moteur Inchworm (dont le fonctionnement pas à pas est inspiré du ver-de-terre) qui permet d'obtenir un mouvement illimité en répétant un cycle élémentaire de mouvement. La figure 2.6 en illustre le principe pour une version linéaire. Ce type de moteur est constitué de trois organes actionnés indépendamment par des céramiques : deux préhenseurs et un actionneur imposant un mouvement relatif entre les deux préhenseurs.

Un cycle de fonctionnement se décompose en plusieurs phases :

- État 1 : les deux préhenseurs bloquent ou ensèrent le guide,
- État 2 : un des préhenseurs est libéré,
- État 3 : l'actionneur s'allonge et déplace le préhenseur libre,
- État 4 : le préhenseur déplacé ensère de nouveau le guide,
- État 5 : l'autre préhenseur est libéré à son tour,
- État 6 : l'actionneur se rétracte, ramenant le préhenseur libre,
- État 7 : reblocage des deux préhenseurs et retour à l'état 1.

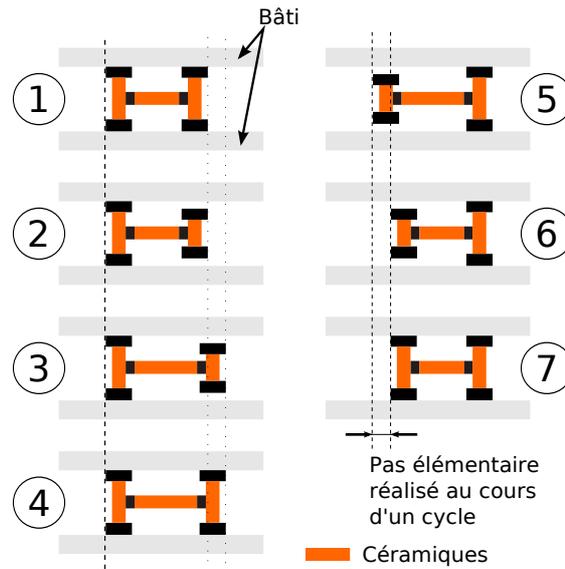


FIG. 2.6: Principe du moteur Inchworm

Le pas élémentaire réalisé au cours d'un cycle représente la résolution de l'actionneur, qui peut être nanométrique, micrométrique, voire millimétrique dans le cas de grandes structures. La société Burleigh Instruments [Bur06], par exemple, a produit des moteurs Inchworm à très haute résolution (4 nm), capables de transmettre un effort de 10 N à une vitesse de 1.5 mm.s^{-1} pour une masse totale de 300 g . Il existe peu de moteurs de ce type commercialisés dont l'effort transmis dépasse 200 N .

Les structures de type quasi-statique bénéficient par principe d'efforts très élevés (20 MPa) à l'interface rotor/stator, permettant d'envisager des applications forts couples ou grands efforts. Par contre, l'actionneur qui le constitue est en général exploité en régime quasi-statique, ce qui limite la vitesse de rotation ou de translation. Sur la base de ce principe, il existe deux familles distinctes de structures, selon que la transmission des efforts se fait par frottement ou par obstacle.

2.3.2. Entraînement par frottement

L'entraînement du rotor par frottement à l'interface rotor/stator est le moyen utilisé dans tous les moteurs piézoélectriques résonants. Les mouvements particuliers ou de corps solide de la surface du stator sont transformés en mouvement de translation ou de rotation du rotor par l'intermédiaire du frottement généré par le couple de matériaux constitutifs choisi pour assurer l'interface. Dans le cas des moteurs de type Inchworm, la transmission des efforts, effectuée à basse fréquence, peut exploiter un coefficient d'adhésion bien plus élevé qu'une structure résonante. C'est pourquoi, les couples ou les efforts de ces actionneurs sont également plus élevés.

Un moteur rotatif quasi-statique à entraînement par frottement (PICMAQS

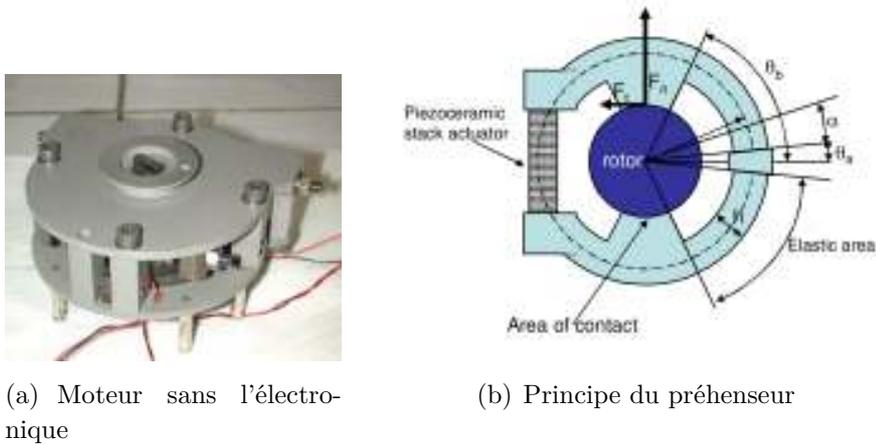


FIG. 2.7: Actionneur PICMAQS [Sal00]

Fig. 2.7-a : PIézoactionneur à Céramiques Multicouches A fonctionnement Quasi-Statique), basé sur le principe Inchworm a été développé par le groupe EM3 du LEEI en 2000 [Sal00, Gir98]. La fonction de blocage en position est assurée par une pince solidaire du bâti tandis qu'une autre pince est animée d'un mouvement relatif par rapport au bâti, généré par deux céramiques en opposition. Les pinces (Fig. 2.7-b) sont alors dimensionnées par le moment de flexion dû à la force nécessaire à leur ouverture. C'est une céramique piézoélectrique qui permet l'ouverture des pinces. Leur guidage mécanique est simplement assuré par leur mouvement relatif autour du rotor dans la zone de contact.

Développé pour une application aéronautique (motorisation d'une vanne de carburant), ce moteur maintient un couple de 5 N.m en blocage et tourne à une vitesse de 5 tr.min^{-1} à vide.

2.3.3. Entraînement par obstacle

Malgré une augmentation non négligeable des efforts transmissibles, les performances des structures à entraînement par contact intermittent restent encore en deçà des besoins des applications recensées dans la section 2.6..

Une alternative pourrait consister à doter l'interface stator/rotor d'une transmission des efforts tangentiels par obstacle, à l'aide, par exemple, de micro-dentures. Cela permet en particulier de diminuer considérablement l'effort normal nécessaire au blocage et par conséquent d'alléger les structures mécaniques. Cette évolution technologique nécessite par conséquent l'utilisation de micro-usinages (Fig. 2.8 à droite) capables de générer des intervalles entre les dentures de l'ordre du dixième de millimètre.

Plusieurs études ont mis en évidence la faisabilité de ce procédé pour des ap-

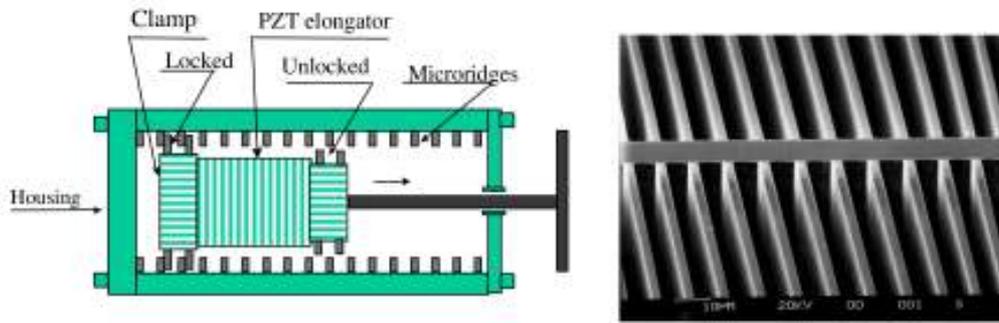


FIG. 2.8: Principe d'un actionneur à entraînement par obstacle [Che99] - Photo de micro-dentures d'interface rotor/stator

plication à faible couple. C'est le cas de la structure PAD élaborée par Siemens [Kap06], où la liaison par obstacle est exploitée au sein d'une structure d'entraînement « micro-cycloïdal ».

D'autres études, ont quant à elles, mis en évidence la faisabilité de ces structures pour de grands efforts. La structure MAD [Che99] (Mesoscale Actuator Device), dont le schéma de principe est illustré sur la figure 2.8, serait capable de transmettre un effort de plus de 250 N pour une vitesse à vide de 5 mm.s^{-1} . Il faut noter, cependant, que dans le cas de transmission des efforts par micro-dentures, un effort tangentiel maximum apparaît, correspondant à la contrainte maximale de cisaillement de ces micro-usinages, sous peine de destruction des dentures.

Dans bien des cas, un moteur piézoélectrique se justifie par la possibilité d'un entraînement de type « direct drive », particulièrement dans le cas des structures quasi-statiques, en vue de l'élimination d'un réducteur lourd et encombrant, et souvent cause de panne et de blocage. Dans ce contexte l'utilisation de micro-dentures, bien que très pertinente sur le plan des caractéristiques électromécaniques, demeure encore délicate, tant du point de vue technologique qu'en ce qui concerne la fiabilité et la durée de vie du dispositif.

3. Les céramiques multicouches

Le premier chapitre a présenté les caractéristiques générales des céramiques piézoélectriques et démontré qu'elles pouvaient être une solution tout à fait adaptée à l'élaboration d'un concept d'actionneur linéaire à forte densité d'effort. Dans ce contexte, la technologie des céramiques multicouches, capables de générer des déplacements relativement importants en régime quasi-statique, représente une brique centrale du dispositif d'actionnement recherché.

3.1. Rappel du principe

L'idée principale de ce type de céramiques consiste à tirer parti d'un empilement de pastilles de céramiques piézoélectriques élémentaires, soumises à une même différence de potentiel et cumulant les déplacements produits. À cette fin, les éléments sont connectés électriquement en parallèle, tandis qu'ils sont placés en série du point de vue des déplacements mécaniques.

La polarisation alternée des éléments permet de simplifier leur interconnexion en vue d'exploiter le couplage longitudinal (Annexe B). La course obtenue pour des céramiques multicouches est donc proportionnelle au nombre d'éléments et à leur épaisseur, pour un champ électrique d'intensité fixée (proche du champ de claquage), ce qui est le cas également pour la charge électrique.

Deux niveaux d'alimentation sont couramment utilisés. Le premier est de l'ordre de la centaine de volts, adapté aux céramiques dont la capacité atteint quelques dizaines de microfarads. Le second niveau est de l'ordre de mille volts, pour des céramiques dont les couches sont plus épaisses et dont la capacité est au maximum de quelques centaines de nanofarads. Les forces développées s'échelonnent de la centaine à quelques milliers de Newton selon la section du barreau, et les courses varient de la dizaine à la centaine de micromètres en fonction de sa longueur.

Les principaux avantages sont liés à la précision des déplacements accessibles grâce à la dépendance quasi linéaire de la déformation à la tension appliquée. De plus, ces céramiques multicouches peuvent subir plusieurs centaines de millions de cycles sans modification importante des performances. Enfin, le temps de réponse des céramiques multicouches très faible, est pratiquement limité par la vitesse de déplacement du son dans le matériau.

Les inconvénients concernent tout d'abord une grande fragilité pour des sollicitations autres que des compressions longitudinales, c'est-à-dire, lorsque la céramique est soumise à un cisaillement, une torsion, une flexion ou bien une traction. Cela peut donc nécessiter une protection mécanique extérieure, réalisée par encapsulage ou encore en appliquant une précontrainte.

Le niveau de champ électrique critique, au-delà duquel elles subiraient un claquage électrique, limite donc la tension maximale applicable dans le sens de polarisation (allongement). Dans le sens opposé, la limite correspond à un champ dépolarisant de l'ordre de 20% du champ de claquage, ce qui limite l'amplitude des tensions inverses admissibles (en mode de rétraction).

En outre, l'existence d'un effet hystérétique dans la relation entre la déformation et la tension appliquée, peut être un inconvénient, notamment lorsque l'on recherche une précision de positionnement élevée.

Enfin, le fonctionnement à température élevée doit se limiter à environ 150°C, ce

qui correspond à la moitié de la température de Curie (exprimée en degré Celsius), température au-delà de laquelle le matériau commence à se dépolariiser.

3.2. Rappels sur la piézoélectricité

3.2.1. Hypothèses

La céramique multicouche que nous nous proposons de modéliser dans cette section a une longueur L . Elle est composée de n éléments de surface A et d'épaisseur e (Fig. 2.9). L'empilement est réalisé dans l'axe de polarisation des céramiques (e_3). ΔL représente l'allongement total de la céramique. Nous supposons que les électrodes et les joints ont des épaisseurs négligeables comparées à celle des céramiques. Une tension d'amplitude u_c est appliquée à ses bornes et elle subit une force f_c sur chacune de ses extrémités. Le matériau piézoélectrique est considéré comme un diélectrique parfait et les électrodes sont métalliques, constituées par un dépôt de matériau conducteur sur la céramique.

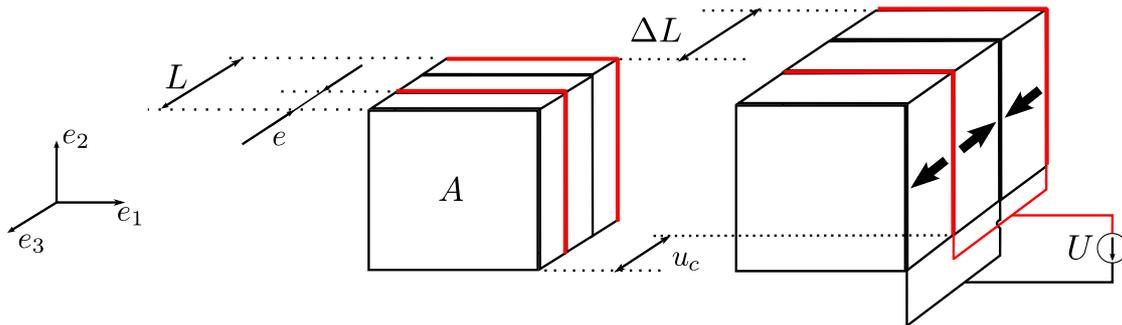


FIG. 2.9: Dimensions d'une céramique multicouche prises en compte pour la modélisation

3.2.2. Électrostatique

Nous rappelons ici quelques propriétés utiles de la théorie sur les milieux conducteurs et diélectriques [Lan90, Ber96].

Dans un milieu conducteur, à l'équilibre électrostatique, les charges électriques sont réparties uniquement sur les surfaces, le champ électrique étant nul dans le volume. Le champ électrique \vec{E} vérifie alors la relation :

$$\overrightarrow{\text{rot}} \vec{E} = \vec{0} \quad (2.1)$$

Cette relation permet d'écrire que le champ électrique dérive d'un potentiel V :

$$\vec{E} = -\overrightarrow{\text{grad}} V \quad (2.2)$$

La relation 2.1 nous assure que sur les surfaces chargées, les composantes tangentielles du champ électrique sont nulles, et la relation 2.2 permet de considérer ces surfaces comme des équipotentiellles.

Une autre équation locale permet de relier la divergence du champ électrique à la densité volumique de charge ρ , où ε_0 est la permittivité du vide :

$$\operatorname{div} \vec{E} = \frac{\rho}{\varepsilon_0} \quad (2.3)$$

Ainsi, sur une surface de conducteur, on obtient la relation liant la densité surfacique de charge à la composante normale du champ électrique :

$$\rho = \varepsilon_0 E_n = -\varepsilon_0 \frac{\partial V}{\partial n} \quad (2.4)$$

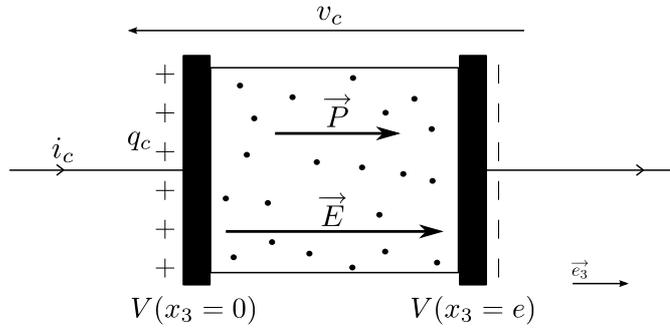


FIG. 2.10: Représentation du vecteur polarisation, du champ électrique dans un milieu diélectrique polarisé entre deux électrodes planes normales à l'axe de polarisation

Considérons, maintenant, un pavé piézoélectrique entouré de deux armatures soumises à une différence de potentiel (notre pastille piézoélectrique prise entre deux électrodes planes), comme l'illustre la figure 2.10, il existe sur l'une d'elles une densité surfacique de charge σ . On note q_c la charge emmagasinée sur cette électrode.

Dans un matériau piézoélectrique polarisé, existe une polarisation d'orientation. Si l'on isole de ce matériau un cylindre élémentaire contenant une chaîne de dipôles élémentaires, on peut définir un vecteur polarisation \vec{P} , dont la norme correspond à la valeur absolue de la charge vue de la base du cylindre, la direction est l'axe du cylindre et le sens celui des dipôles élémentaires. En notant σ_p la charge de polarisation et \vec{n} la normale sortante du cylindre élémentaire, on a la relation :

$$\vec{P} = \sigma_p \vec{n} \quad (2.5)$$

Cette polarisation uniforme est nécessairement à flux conservatif, ce qui s'écrit :

$$\operatorname{div} \vec{P} = 0 \quad (2.6)$$

Le champ électrique \vec{E} à l'équilibre électrostatique est la résultante du champ électrique dans le vide \vec{E}_0 , dû à l'application d'une différence de potentiel entre les deux armatures, et du champ électrique dépolarisant \vec{E}_p créé par les charges de polarisation. Ainsi, à l'intérieur du milieu diélectrique coexistent des porteurs de charge dite de polarisation (indice p) et des porteurs de charge dite libre (indice l).

La charge totale surfacique portée par une électrode est appelée charge vraie et s'écrit : $\sigma_v = \sigma_p + \sigma_l$. Le champ électrostatique \vec{E} résulte de la répartition des charges libres, ce qui donne la relation suivante :

$$\operatorname{div} \vec{E} = \frac{\rho_l}{\varepsilon_0} = \frac{\rho_v - \operatorname{div} \vec{P}}{\varepsilon_0} \quad (2.7)$$

En réécrivant cette dernière relation en faisant apparaître les charges vraies on obtient :

$$\operatorname{div} (\varepsilon_0 \vec{E} + \vec{P}) = \rho_v \quad (2.8)$$

Cette écriture permet d'introduire le vecteur induction électrique ou déplacement électrique \vec{D} tel que :

$$\operatorname{div} \vec{D} = \rho_v \quad (2.9)$$

Cette dernière équation nous permet d'écrire la relation de passage entre les milieux diélectriques et conducteurs à la surface des électrodes :

$$D_{n2} - D_{n1} = \sigma_{n1 \rightarrow 2} \quad (2.10)$$

En prenant les orientations de la figure 2.10, les équations 2.2 et 2.10 permettent de donner les relations simplifiées suivantes du champ dans le milieu diélectrique et de l'induction électrique au niveau de l'électrode dont le potentiel V est positif :

$$E_3 = \frac{V_c}{e} \quad (2.11)$$

$$D_3 = \frac{Q_c}{A} \quad (2.12)$$

3.2.3. Piézoélectricité

Les équations constitutives de la piézoélectricité s'écrivent de différentes manières, selon le couple de variables indépendantes choisi. Convenant de les exprimer en fonction du tenseur de contrainte \mathbf{T} et du champ électrique \mathbf{E} , elles s'écrivent

sous la forme [Nog05] :

$$\begin{cases} S_i = s_{ij}^E T_j + d_{mi} E_m \\ D_n = d_{mj} T_j + \varepsilon_{nm}^T E_m \end{cases} \quad \text{où } \{i, j\} \in \{1\dots 6\}^2 \text{ et } \{n, m\} \in \{1\dots 3\}^2 \quad (2.13)$$

La première équation représente l'équation caractéristique de l'effet piézoélectrique inverse et la deuxième, celle qui traduit l'effet piézoélectrique direct.

La charge mécanique que subissent les céramiques est supposée uniaxiale et uniforme dans le plan, dans la direction de la polarisation. Par conséquent, les composantes du tenseur des contraintes suivant les directions e_1 et e_2 sont négligées en première approximation. La composante T_3 restante ne dépend alors que de la position sur l'axe e_3 .

Du point de vue électrique, une céramique de faible épaisseur peut être considérée en première approche comme un condensateur plan en supposant que les équipotentielles sont parallèles aux électrodes. Le potentiel électrique est donc considéré comme dépendant uniquement de la position sur l'axe e_3 . Par conséquent seule la composante E_3 est non nulle.

Ces considérations permettent de simplifier les équations piézoélectriques initiales pour aboutir aux équations constitutives du mode longitudinal pur :

$$\begin{cases} S_3 = s_{33}^E T_3 + d_{33} E_3 \\ D_3 = d_{33} T_3 + \varepsilon_{33}^T E_3 \end{cases} \quad (2.14)$$

Afin d'exprimer les équations du mouvement, il est souvent plus intéressant d'écrire les relations de la piézoélectricité en fonction des variables mixtes de contrainte \mathbf{S} et du champ \mathbf{E} lorsqu'on cherche à calculer les énergies internes et le travail extérieur. Cela donne :

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{1}{s_{33}^E} S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} E_3 \\ D_3 &= \frac{d_{33}}{s_{33}^E} S_3 + (1 - k^2) \varepsilon_{33}^T E_3 \end{aligned} \quad (2.15)$$

avec $k^2 = \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E \varepsilon_{33}^T}$

Pour simplifier l'écriture, on adopte la notation normalisée suivante :

$$\begin{aligned} T_3 &= c_{33}^E S_3 - e_{33} E_3 \\ D_3 &= e_{33} S_3 + \varepsilon_{33}^S E_3 \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\text{avec } c_{33} = \frac{1}{s_{33}^E} \quad ; \quad e_{33} = \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \quad ; \quad \varepsilon_{33}^S = (1 - k^2) \varepsilon_{33}^T$$

Cette écriture fait intervenir le coefficient de couplage k électromécanique qui représente le quotient d'énergie effectivement convertie par l'énergie stockée.

3.3. Modèle d'une céramique multicouche

3.3.1. Équation de mouvement

Plusieurs méthodes permettent d'obtenir le modèle du comportement global d'un transducteur piézoélectrique. La méthode utilisée au sein du groupe GREM3 depuis plusieurs années est basée sur l'approche variationnelle en calculant le lagrangien d'un système électromécanique puis en appliquant le principe de moindre action [Nog05]. Nous proposons ici une méthode simplifiée, en déterminant les équations qui régissent l'équilibre dynamique d'une seule épaisseur de céramique, afin d'en déduire les relations pour la céramique multicouche entière.

Tout système électromécanique est caractérisé par un lagrangien permettant d'établir ses équations du mouvement. Dans le cas d'une céramique piézoélectrique à couplage longitudinal, la fonction de Lagrange, dans le cas où le système est supposé conservatif, correspond à la différence des termes d'énergies cinétique et potentielle généralisées. Pour notre système nous partons d'une enthalpie libre électrique comme potentiel thermodynamique, de la forme :

$$G_e(S_3, E_3) = \frac{1}{2}c_{33}^E S_3^2 - e_{33} S_3 E_3 - \frac{1}{2}\varepsilon_{33}^S E_3^2 \quad (2.17)$$

En notant ρ la masse volumique de la céramique, la fonction de Lagrange s'écrit alors :

$$L_p = \frac{1}{2} \int_{(V_0)} (\rho u_3^2 - c_{33}^E S_3^2 + 2e_{33} S_3 E_3 + \varepsilon_{33}^S E_3^2) dv \quad (2.18)$$

Considérons, par exemple, que la vibration de la céramique s'établit suivant une onde plane stationnaire avec un seul nœud (en supposant que l'élément est encastré en $x_3 = 0$) et un seul ventre situé sur la face libre (en $x_3 = e$). Cela correspond à une résonance dite en quart de longueur d'onde, dont la longueur est noté λ_v et est telle que $\lambda_v = e/4$. Le champ de déplacement devra donc avoir la forme suivante :

$$u(x_3, t) = u_c(t) \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_v} x_3\right) \quad (2.19)$$

où u_c désigne le déplacement harmonique, de pulsation ω que subit la face libre. La déformation est alors donnée par :

$$S_3 = \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = \frac{2\pi}{\lambda_v} u_c \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_v} x_3\right) \quad (2.20)$$

D'après les orientations définies sur la figure 2.10, le champ électrique est supposé uniforme dans la céramique et est défini par l'équation :

$$E_3 = \frac{v_c}{e} \quad (2.21)$$

où v_c désigne la tension alternative entre les électrodes, et e l'épaisseur de la céramique.

Si on remplace les grandeurs locales de l'équation 2.18 par les variables globales \dot{u}_c et u_c , on obtient :

$$L_p = \frac{1}{2} \int_{(V_0)} \left(\rho \dot{u}_3^2 - c_{33}^E \frac{\partial u_3}{\partial x_3} + 2e_{33} \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \frac{v_c}{e} + \varepsilon_{33}^S \left(\frac{v_c}{e} \right)^2 \right) dv \quad (2.22)$$

Après intégration des différents termes sur un volume $dv = Adx$, la fonction de Lagrange s'écrit :

$$L_p = \frac{1}{2} M_v \dot{u}_c^2 - \frac{1}{2} \kappa^E u_c^2 + \eta u_c v_c + \frac{1}{2} C^S v_c^2 \quad (2.23)$$

Constante	Expression	Signification physique
M_v	$M_v = \frac{1}{2} \rho A e$	masse vibrante équivalente, en Kg
κ^E	$\kappa^E = \frac{c_{33}^E \pi^2 A}{8e}$	raideur à champ électrique constant en $N.m^{-1}$
C^S	$C^S = \frac{\varepsilon_{33}^S A}{e}$	capacité de l'élément encastré en F
η	$\eta = \frac{e_{33} A}{e}$	rapport de transformation électromécanique

TAB. 2.2: Relations entre les constantes électromécaniques globales et les caractéristiques et les dimensions d'une céramique, dans le cas d'un couplage longitudinal et d'une approximation à la résonance en quart de longueur d'onde

Dans les équations précédentes, le lagrangien a été calculé en ne considérant que la céramique, sans les sources électriques et mécaniques extérieures. Pour en tenir compte, la méthode requiert l'introduction de potentiels externes construits comme le produit des forces données par les coordonnées généralisées qui leur sont conjuguées. Ici, la force f_c est associée au déplacement u_c . Néanmoins, en ce qui concerne la tension v_c , au vu des variables indépendantes choisies dans la définition de l'enthalpie libre (équation 2.17), la contribution de l'alimentation se fait en termes d'énergie cinétique et non d'énergie potentielle généralisé. Par conséquent les contributions de la force mécanique extérieure et de la tension d'alimentation sont de signes opposés dans la formulation du lagrangien. La fonction de Lagrange globale s'écrit donc :

$$L(u_c, \dot{u}_c, v_c, t) = \frac{1}{2} M_v \dot{u}_c^2 - \frac{1}{2} \kappa^E u_c^2 + \eta u_c v_c + \frac{1}{2} C^S v_c^2 + f_c u_c - q_c v_c \quad (2.24)$$

Le principe de moindre action permet de déterminer les équations de l'équilibre dynamique et se traduit par la forme différentielle suivante :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial L}{\partial q} = 0 \quad \text{où } q \text{ est une coordonnée généralisée} \quad (2.25)$$

L'application de ce principe à l'équation 2.24 aboutit au système d'équations suivant :

$$\begin{cases} M_v \ddot{u}_c + \kappa^E u_c = f_c + \eta v_c \\ C^s \dot{v}_c + \eta \dot{u}_c = i_c \end{cases} \quad (2.26)$$

La première équation rend compte du comportement mécaniquement résonnant de la céramique, avec une pulsation caractéristique ω_r de la forme :

$$\omega_r = \sqrt{\frac{\kappa^E}{M_v}} = \frac{\pi}{2e} \sqrt{\frac{C_{33}^E}{\rho}} \quad (2.27)$$

3.3.2. Modèle en régime quasi-statique

Dans le cas quasi-statique, le terme d'inertie est annulé dans l'équation mécanique du système différentiel 2.26. Si F est l'amplitude de la force exercée sur la céramique, V_c l'amplitude de la tension et Δu l'allongement de la céramique, l'équation définissant l'équilibre mécanique statique s'écrit alors :

$$F = \kappa^E \Delta u - \eta V_c \quad (2.28)$$

Sachant qu'il s'est accumulé une charge Q_c sur les électrodes de la céramique, l'équation statique électrique peut alors s'écrire :

$$Q_c = \eta \Delta u + C^S V_c \quad (2.29)$$

Au niveau de la céramique multicouche, comme les polarisations et potentiels électriques sont alternés de la même manière, tout se passe comme s'il s'agissait d'un barreau piézoélectrique de longueur L , uniformément polarisé, dont la déformation ΔL est n fois la déformation Δu d'un élément d'épaisseur e , à condition que la tension appliquée ait une amplitude également n fois plus importante que U . La déformation relative au niveau d'une pastille piézoélectrique s'écrit $\Delta u/e = \Delta L/(ne)$.

Dans le cas d'une céramique multicouche, les déplacements de chaque élément s'ajoutent, de même pour les charges. Pour en écrire le modèle quasi-statique, il suffit donc de multiplier l'équation 2.29 par le nombre de couches n . En considérant les électrodes infiniment fines et rigides, les équations définissant l'équilibre statique d'une céramique multicouche s'écrivent donc :

$$F = K_c \Delta L - \eta V_c \quad (2.30)$$

$$Q = \eta \Delta L + C_0 V_c \quad (2.31)$$

$$\text{avec } K_c = \frac{\kappa^E}{n} \quad \text{et} \quad C_0 = n C^S$$

K_c est la raideur de l'actionneur en court-circuit, η correspond au facteur d'effort et C_0 est la capacité bloquée de la céramique multicouche. Ces coefficients s'expriment en fonction des caractéristiques et des dimensions du matériau utilisé de la manière suivante :

$$K_c \simeq \frac{A}{s_{33}^E n e} \quad \text{en } N.m^{-1} \quad (2.32)$$

$$\eta = \frac{d_{33} A}{s_{33}^E e} \quad \text{en } N.V^{-1} \quad (2.33)$$

$$C_0 = (1 - k^2) \varepsilon_{33}^T \frac{n A}{e} \quad \text{en } F \quad (2.34)$$

3.3.3. Schéma équivalent

Ces équations peuvent être représentées sous forme d'un schéma électrique équivalent, basé sur l'analogie électromécanique comme l'illustre le tableau 2.3.

Grandeurs mécaniques	Unités	Grandeurs électriques	Unités
Force	N	Tension	V
Vitesse	$m.s^{-1}$	Courant	A
Déplacement	m	Charge électrique	C
Amortissement	$N.s.m^{-1}$	Résistance	Ω
Souplesse	$m.N^{-1}$	Capacité	F
Masse	kg	Inductance	H

TAB. 2.3: Analogie entre grandeurs électriques et mécaniques [Ike90]

Le schéma électrique équivalent de la céramique multicouche, représenté sur la figure 2.11 et les équations précédentes, permet de dégager les propriétés principales de l'actionneur ainsi constitué. D'une part, la course de ce type de transducteur est dépendante de la force appliquée. La souplesse correspondante est inversement proportionnelle à la section des céramiques. D'autre part, la charge électrique est proportionnelle à la force appliquée. Plus la section ou le nombre d'éléments est grand, plus la charge accumulée est importante. Enfin, la force maximale F_{max}

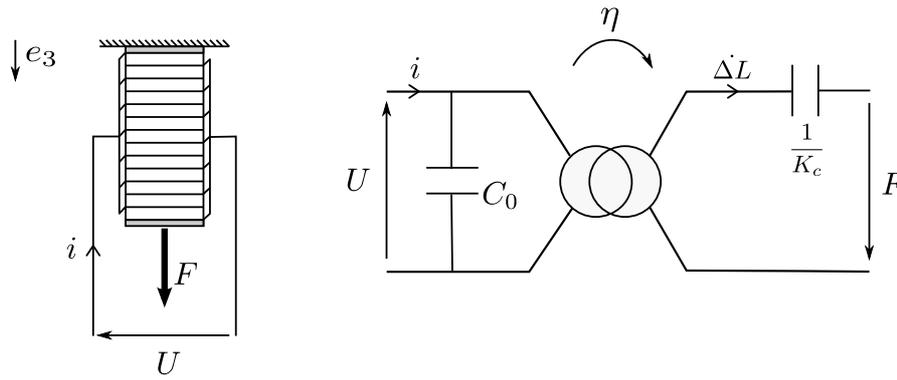


FIG. 2.11: Schéma électrique équivalent d'une céramique multicouche en régime quasi-statique

que l'actionneur peut développer, sous la tension maximale V_{max} , correspond à un encastrement total :

$$F_{max} = -\eta V_{max} \quad (2.35)$$

Finalement, le comportement de l'actionneur est fortement dépendant de la charge mécanique qui lui est associée. Il est intéressant d'en faire une étude simple, afin de comprendre l'impact d'une précontrainte en fonction de sa nature.

Tout d'abord, si la céramique est chargée mécaniquement, par une masse par exemple (Fig. 2.12), alors que les électrodes sont en court-circuit, elle subit une rétraction de :

$$u_1 = \frac{F}{K_c} \quad (2.36)$$

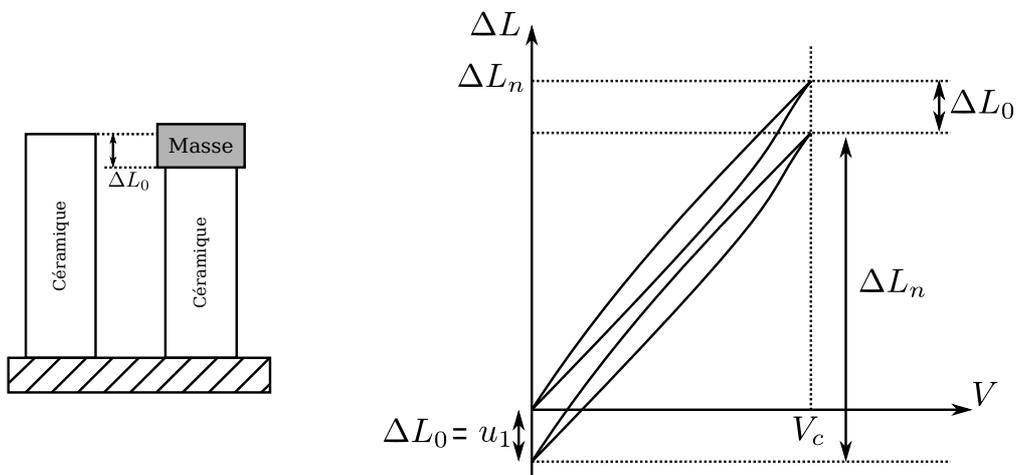


FIG. 2.12: Fonctionnement d'une céramique multicouche sous précontrainte constante

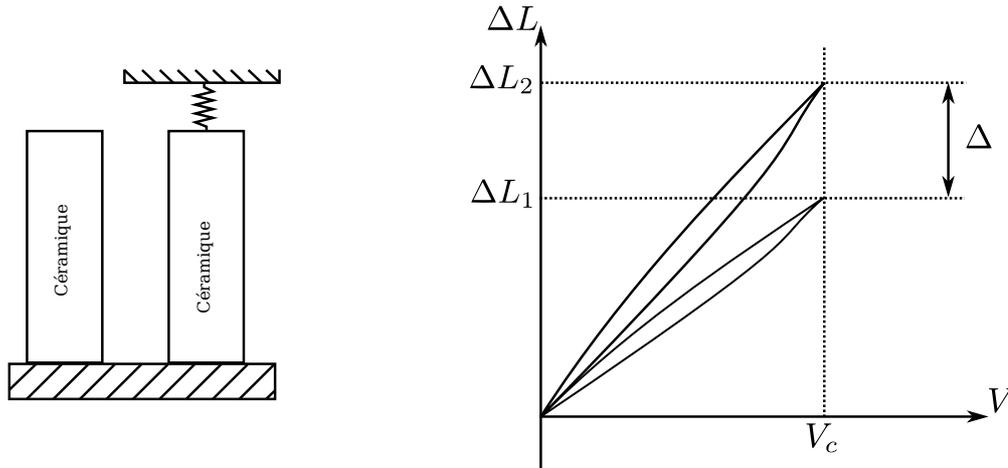


FIG. 2.13: Fonctionnement d'une céramique multicouche sous précontrainte élastique

Une tension V_c est alors appliquée et le transducteur s'allonge de :

$$u_2 = \frac{\eta V_c + F}{K_c} \quad (2.37)$$

Il est à remarquer que, dans ce cas, la course est indépendante de la précontrainte. Si la force opposée par une charge extérieure est une fraction $\varepsilon \in [0, 1]$ de F_{max} , le déplacement obtenu sous V_{max} s'écrit :

$$u = \frac{(1 - \varepsilon)\eta V_{max}}{K_c} \quad (2.38)$$

Le travail fourni par le transducteur est alors donné par :

$$W = \varepsilon(1 - \varepsilon) \frac{\eta^2 V_{max}^2}{K_c} \quad (2.39)$$

Il existe donc un point de fonctionnement optimal du point de vue de la conversion d'énergie lorsque l'actionneur est soumis à une charge constante. Le travail optimal est obtenu pour des valeurs de courses et de charges égales à la moitié des valeurs maximales.

À présent, si la charge est un élément élastique de raideur K , celle-ci exerce sur la céramique une force proportionnelle au déplacement 2.13. Cela revient à placer une capacité $C = 1/K$ dans la branche secondaire du schéma équivalent. La course est alors donnée par :

$$\Delta u = \frac{\eta V_c}{K + K_c} \quad (2.40)$$

La course est donc modifiée par une charge élastique, car une partie supplémentaire de l'énergie est stockée puis restituée en fin de course.

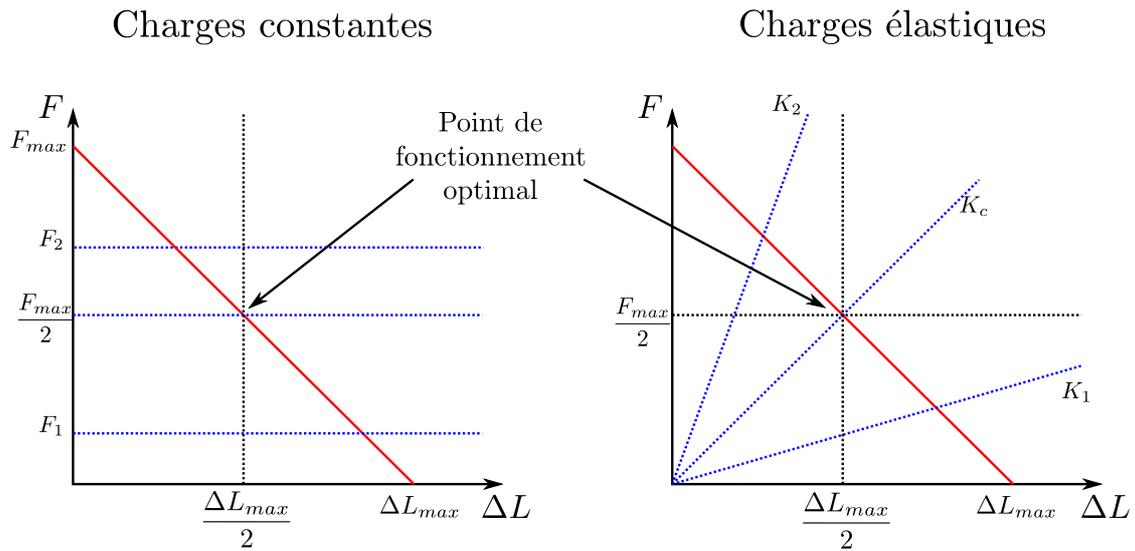


FIG. 2.14: Caractéristiques Force - Déplacement statiques d'une céramique multicouche - Points de fonctionnement en fonction du type de charge : des valeurs particulières de charge permettent d'utiliser le transducteur de manière optimale.

Le travail fourni par la céramique au terme de sa course maximale ($V_c = V_{max}$) s'écrit :

$$W(K) = \frac{1}{2} \eta^2 V_{max}^2 \frac{K}{(K + K_c)^2} \quad (2.41)$$

Le travail fourni est alors maximal pour $K = K_c$.

Afin de résumer les résultats précédents, la figure 2.14 illustre la caractéristique Force/Déplacement pour les deux types de charges précédents et montre notamment la variation du point de fonctionnement en fonction de la valeur de force exercée par une charge constante ou bien de la raideur de la charge élastique.

Chaque caractéristique est une droite décroissante de pente $\frac{1}{K_c}$, passant par F_{max} et ΔL_{max} . Ainsi, pour deux niveaux de tension V_1 et V_2 correspondent deux droites caractéristiques parallèles.

4. Actionnement piézoélectrique et blocage magnétique : le concept d'actionneur MAGZO

4.1. Combiner piézoélectricité et magnétisme

4.1.1. Moteur linéaire piézoélectrique de type Inchworm

Dans l'ensemble des actionneurs piézoélectriques linéaires permettant d'assurer un maintien de position par contact, nous avons vu que les structures de type « rampant » (Inchworm) ont un principe de fonctionnement très simple qui peut être adapté ou transposé pour différents actionneurs linéaires ou rotatifs, qu'ils soient microscopiques ou macroscopiques.

Pour rappel, les actionneurs de type Inchworm nécessitent l'utilisation d'au minimum trois éléments actifs : une céramique piézoélectrique, dite d'entraînement et deux autres transducteurs permettant le verrouillage de l'actionneur. Les trois éléments fonctionnent généralement en mode longitudinal. Le principe de fonctionnement est décrit sur la figure 2.6. Les deux éléments de verrouillage requièrent nécessairement un dispositif de guidage fixe et résistant afin d'offrir un support pour le blocage de l'actionneur. Parmi les inconvénients de ce type d'actionneur, les difficultés inhérentes à la mise en œuvre de la fonction de blocage exigeant une grande maîtrise des jeux et des états de surface à un niveau de précision micrométrique, constituent sans conteste une des limitations technologiques de ce type de moteur.

4.1.2. Le principe proposé

Conformément au principe de fonctionnement des piézomoteurs de type « rampant », le transducteur piézoélectrique soumis à une tension alternative entraînant son extension ou sa rétraction constitue l'élément d'entraînement de l'ensemble. Deux éléments de verrouillage magnétique jouent alternativement le rôle de pied de fixation sur un substrat magnétique pendant les phases actives de la céramique. Comme l'illustre la figure 2.15, le mouvement de l'actionneur s'effectue en deux temps que l'on peut décomposer en quatre phases :

- Phases 1 et 2 : la céramique s'allonge, pendant que l'électroaimant A, parcouru par un courant (en rouge), maintient le contact verrouillé, alors que le bloqueur B, non alimenté, est entraîné par la céramique ;
- Phases 3 et 4 : lorsque la céramique se rétracte, en entraînant cette fois le bloqueur A, le bloqueur B est activé et verrouillé.

Soulignons ici que les contraintes de guidage inhérentes à l'actionneur Inchworm classique sont ici grandement simplifiées. En effet l'actionneur requiert simplement un substrat magnétique plan permettant le verrouillage des bloqueurs et leur guidage sous frottements réduits dès que les forces de collage sont supprimées. La

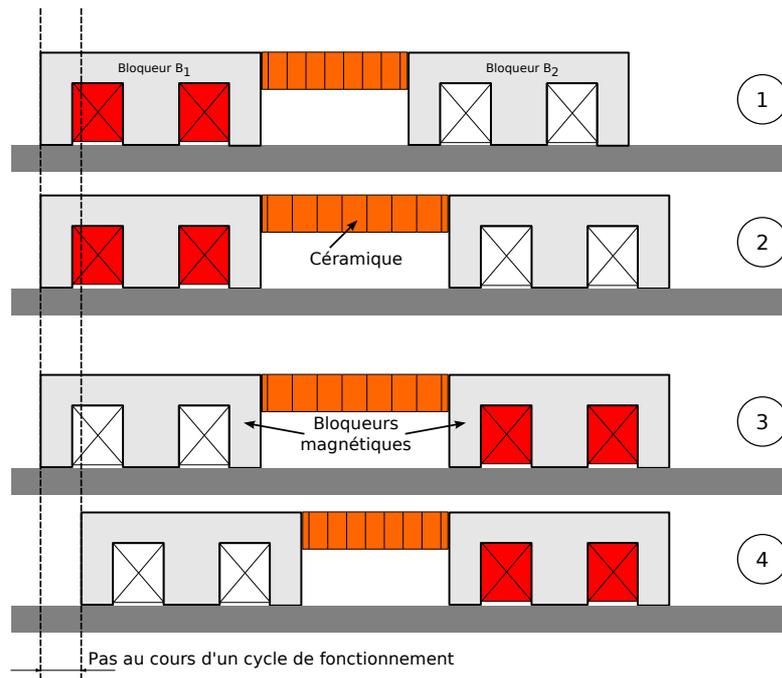


FIG. 2.15: Principe de fonctionnement du concept MAGZO

direction du déplacement est fixée par l'axe selon lequel l'organe d'entraînement se déforme. Cependant, il peut être judicieux de mettre en place un guide mécanique permettant de maîtriser complètement le mouvement en éliminant le risque de déplacements latéraux (dus par exemple à des modes de vibration non souhaités). Le sens du déplacement dépend du déphasage entre l'activation d'une bobine et l'allongement de la céramique. Par exemple, sur la figure 2.15, le bloqueur A est alimenté avant l'allongement de la céramique, l'actionneur se déplace alors vers la droite. Si le bloqueur B était alimenté en premier, l'actionneur se déplacerait vers la gauche. L'inversion du déphasage entre les commandes des deux organes de verrouillage permet donc d'inverser ce sens.

Le chronogramme de la figure 2.16 illustre l'activation chronologique des différents éléments de ce type d'actionneur. Il donne notamment une idée de la stratégie d'alimentation de chacun des éléments. L'alimentation des deux organes doit être telle que les deux fonctions sont commandées en quadrature de phase.

Un avantage fonctionnel intéressant pour cette application tient au fait que l'actionneur est totalement débrayable. En effet, lorsque celui-ci n'est pas alimenté, aucune force de maintien ne subsiste, contrairement à la majorité des actionneurs piézoélectriques. A contrario, il reste néanmoins la possibilité de doubler la force de maintien en alimentant les deux électroaimants en même temps, pour un freinage beaucoup plus efficace ou un maintien en position plus sûr.

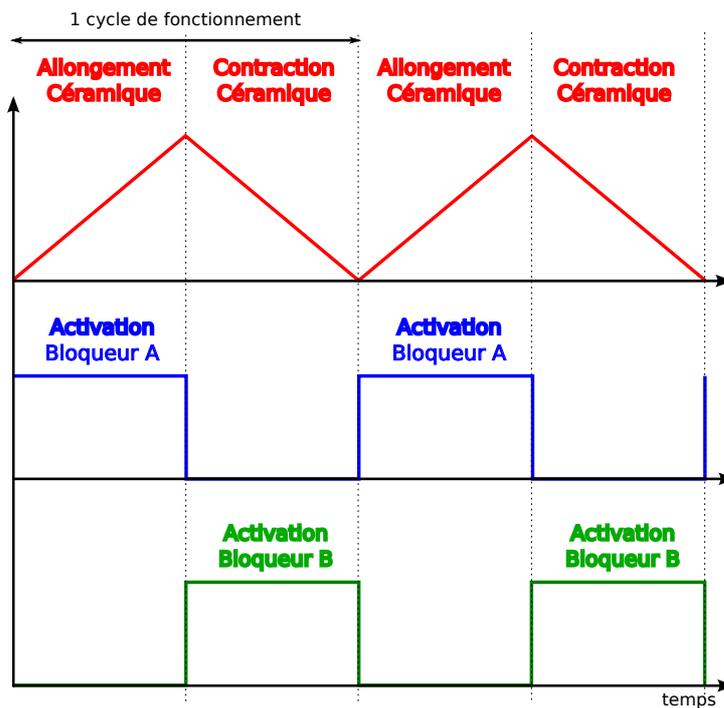


FIG. 2.16: Chronogramme de fonctionnement du concept MAGZO

4.2. Stratégie d'alimentation

Il existe différentes possibilités d'alimenter et de connecter les éléments constituant l'actionneur magnéto-piézoélectrique. Selon que les éléments de l'actionneur sont alimentés par une seule source de puissance ou bien de manière indépendante, leur interconnexion peut changer et le choix de la fréquence d'alimentation peut permettre d'aboutir à un fonctionnement quasi-statique ou un fonctionnement résonnant (électrique ou mécanique).

4.2.1. Intérêts d'une combinaison d'éléments capacitifs et inductifs au sein de l'actionneur

Si l'on considère les actionneurs piézoélectriques d'un point de vue de l'alimentation, il est remarquable que ceux-ci souffrent d'un facteur de puissance relativement faible, nécessitant la mise en place d'une alimentation complexe pour une utilisation à basse fréquence, ce qui est généralement le cas pour des actionneurs quasi-statiques. Nous avons vu dans la section précédente que l'utilisation des céramiques multicouches implique l'existence d'une forte capacité vue des bornes de la céramique. Si les éléments mécaniques sont mis en série, les capacités de chaque couche sont mises en parallèle et s'additionnent. L'utilisation d'électroaimants est susceptible de compenser, au moins en partie, ce comportement capacitif. Il s'agit donc de favoriser, grâce à un circuit d'alimentation approprié, un échange alternatif de l'énergie entre la céramique et les bobines des bloqueurs.

Cette compensation est d'autant mieux réalisée que le dimensionnement des électroaimants est en accord avec la capacité statique de la céramique.

D'autre part, le principe de fonctionnement des actionneurs Inchworm montre également que l'excitation des organes de verrouillage commandés en opposition de phase, doit s'effectuer en quadrature de phase par rapport au pilotage de l'organe d'entraînement. Notons que le sens de déplacement de l'actionneur dépendra directement du déphasage entre la commande des deux bloqueurs et celle de l'actionneur. Ainsi, il peut être judicieux, pour obtenir ce déphasage à partir d'une simple alimentation monophasée, de tirer directement parti des déphasages naturels que procure l'utilisation combinée d'éléments capacitifs et inductifs.

Par conséquent, dans le souci de simplifier l'architecture de l'alimentation de l'actionneur, il apparaît a priori intéressant de remplacer les éléments de verrouillage piézoélectriques par des verrouillages magnétiques, cela afin d'optimiser d'une part le facteur de puissance global, et d'autre part de créer de manière naturelle les signaux en quadrature de phase requis pour l'activation des fonctions d'entraînement et de verrouillage.

4.2.2. Alimentation monophasée

Simplicité de l'alimentation

Dans le cas d'une alimentation de type monophasée sinusoïdale, l'élément d'entraînement piézoélectrique peut être placé électriquement en série ou en parallèle avec les bloqueurs magnétiques. Ainsi, pendant l'alternance positive de la tension, la céramique s'allonge et inversement, pendant l'alternance négative, la céramique se rétracte. L'effet inductif des bobines des bloqueurs permet de créer le déphasage de 90° requis entre le courant de commande des bloqueurs et la tension aux bornes de la céramique commandant son déplacement. Durant les phases actives de l'entraînement, les bloqueurs magnétiques doivent être alimentés alternativement.

Cette commande alternée peut être obtenue à l'aide de deux interrupteurs qui, en s'ouvrant ou en se fermant au changement de signe du courant, aiguillent le courant dans l'un ou l'autre des bloqueurs. Dans un premier temps il est envisageable d'utiliser de simples diodes montées en opposition sur chaque bloqueur.

Configuration parallèle ou série

La figure 2.17 illustre une première architecture possible dénommée variante « série », où l'ensemble des deux bloqueurs est connecté en série avec l'organe d'entraînement. Si l'alternance du courant dans l'une et l'autre des bobines est bien respectée, l'ensemble de ces bobines se comporte électriquement comme si elles ne faisaient qu'une. Le schéma équivalent simplifié de la partie électrique

serait donc constitué d'une source sinusoïdale alimentant une capacité en série avec une inductance. Le choix d'une source de tension ou de courant dépend de la fréquence de fonctionnement de la structure. De manière analogue, il est possible d'envisager une variante à circuit parallèle (Fig. 2.18). Le schéma équivalent simplifié de la partie électrique serait donc ici constitué d'une source sinusoïdale alimentant une capacité montée en parallèle avec une inductance.

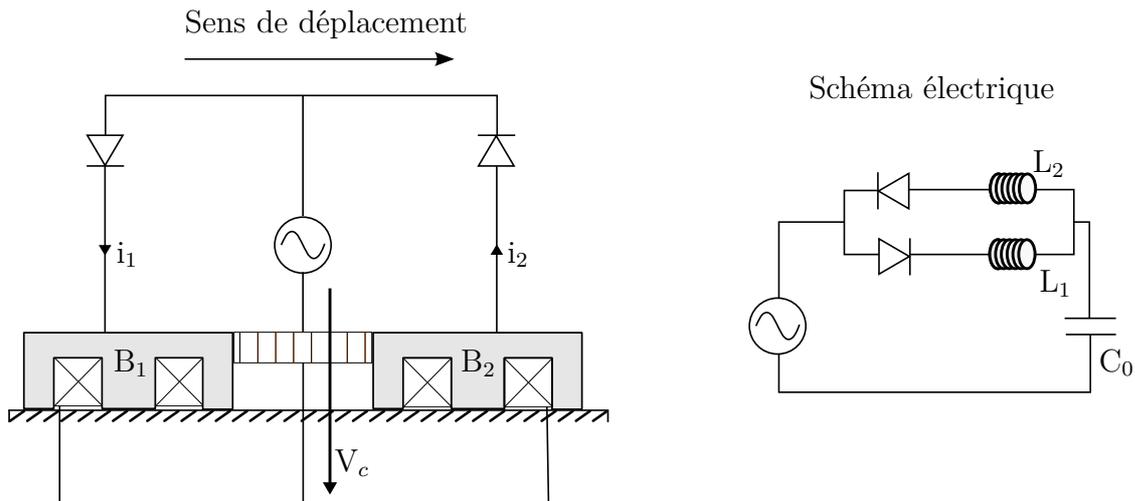


FIG. 2.17: Variante à circuit « série »

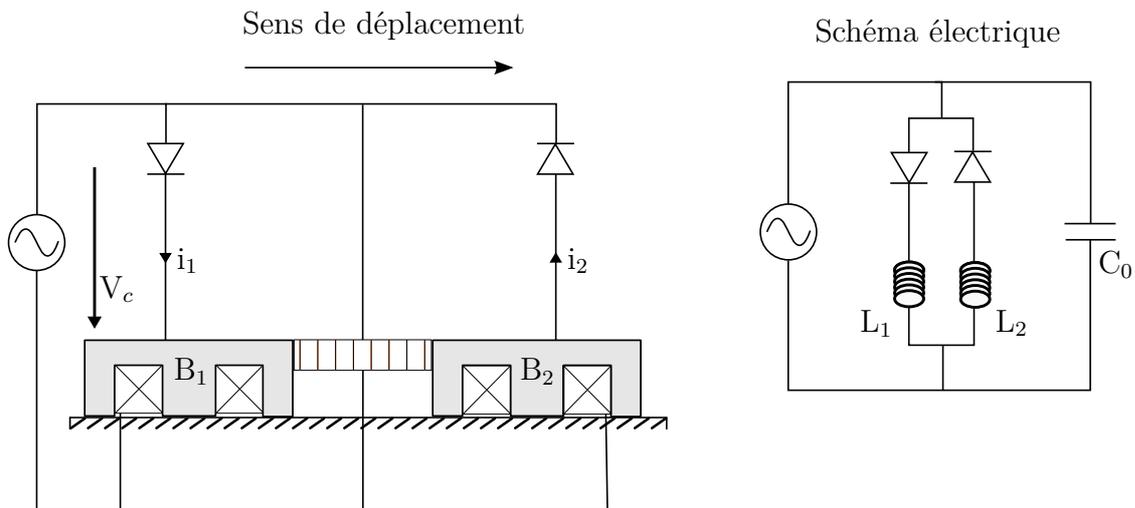


FIG. 2.18: Variante à circuit « parallèle »

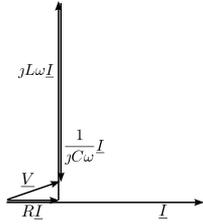
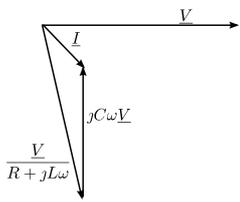
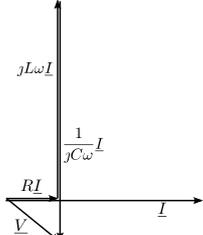
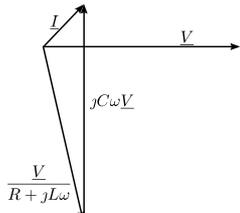
Résonance électrique et résonance vibratoire

Si l'on choisit de faire fonctionner l'actionneur à des fréquences suffisamment basses de telle sorte que l'on reste éloigné des premières fréquences de résonance du

système, le fonctionnement du système ne pose pas de problème majeur a priori. La course maximale de l'actionneur d'entraînement est alors connue et dépend directement de la tension à ses bornes, à un léger effet hystérétique près. Il en est de même pour la vitesse de l'actionneur global. L'utilisation d'une céramique multicouche permet par ailleurs d'obtenir dès les très basses fréquences la course maximale disponible.

A la différence du régime quasi-statique, l'utilisation d'une alimentation fonctionnant à la résonance ou en régime quasi-résonnant, permet de tirer parti d'un facteur d'amplification des déformations mécaniques générées par l'élément piézoélectrique. Il est a priori possible d'obtenir dans cette configuration des vitesses de déplacement beaucoup plus élevées ou de pouvoir travailler avec un meilleur rendement ou un facteur de puissance amélioré.

Dans les deux cas, il convient de prendre en compte la fréquence de résonance de la partie électrique de la structure. Comme l'illustre le tableau 2.4, un accord fréquentiel obtenu par un dimensionnement approprié de l'ensemble des inductances des bloqueurs avec l'équivalent capacitif de l'élément moteur de l'actionneur, permet d'une part, d'élever naturellement la tension aux bornes des céramiques et d'autre part, d'optimiser le facteur de puissance. Si de plus, la fréquence de résonance électrique est accordée avec la résonance vibratoire, le facteur de puissance est alors considérablement amélioré, conformément à l'idée de compensation réactive avancée dans la section 4.2.1.

	Circuit série	Circuit parallèle
	$\underline{V} = \left(R + jL\omega + \frac{1}{jC\omega} \right) \underline{I}$	$\underline{I} = \left(\frac{1}{jL\omega + R} + jC\omega \right) \underline{V}$
$jL\omega \geq \frac{1}{jC\omega}$		
$jL\omega \leq \frac{1}{jC\omega}$		

TAB. 2.4: Diagrammes de Fresnel dans le cas d'une alimentation monophasée

Inconvénients d'une alimentation monophasée sinusoïdale

L'inconvénient majeur d'une architecture monophasée réside dans la maîtrise de l'effort disponible transmis à la charge. Comme le montrent les formes d'ondes théoriques de la figure 2.19, l'intensité du courant dans les bobines varie de manière sinusoïdale. Or, la force qu'un bloqueur est capable de maintenir dépend directement de l'intensité de ce courant. Par conséquent, sur chaque cycle, l'intensité modulée de la force de blocage risque d'être plus faible que l'effort nécessaire au déplacement de la charge pendant un temps donné. Dans le cas d'une charge opposant une force constante sur l'actionneur, ce type d'alimentation ne peut donc pas être envisageable.

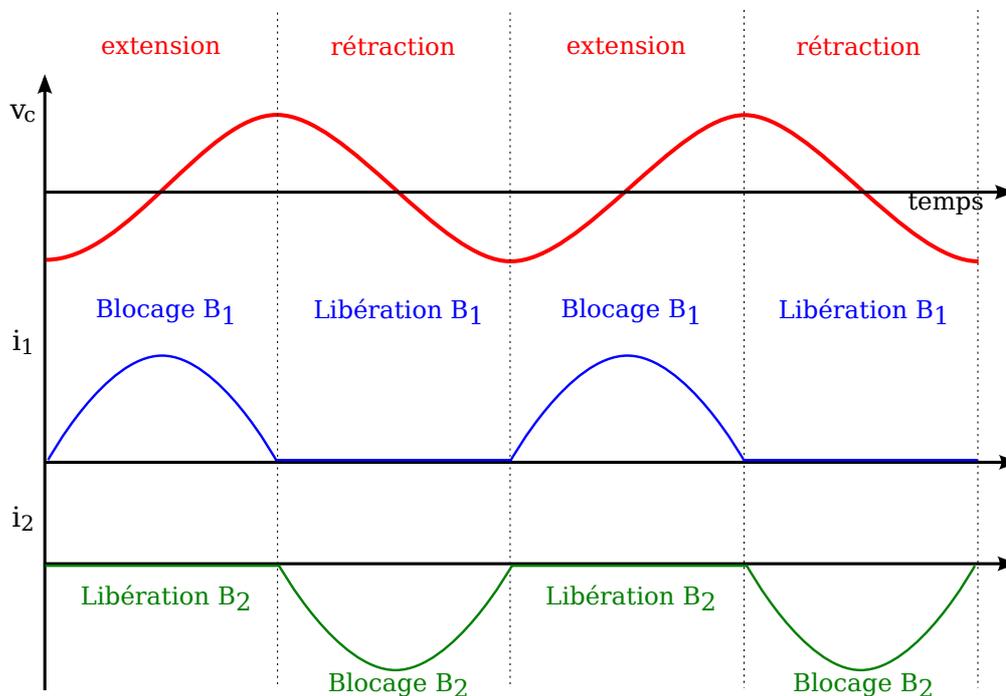


FIG. 2.19: Formes d'ondes des grandeurs électriques pour une alimentation sinusoïdale monophasée

4.2.3. Alimentations indépendantes des deux fonctions d'actionnement et de blocage

Afin de maîtriser totalement le fonctionnement de l'actionneur, le recours à des alimentations dédiées à chacune de ses fonctions semble la solution la plus appropriée. Ces alimentations visent, d'une part, à maîtriser la vitesse de déformation de l'élément moteur de l'actionneur, et d'autre part, à maintenir la charge dans une position souhaitée, quelles que soient ses caractéristiques.

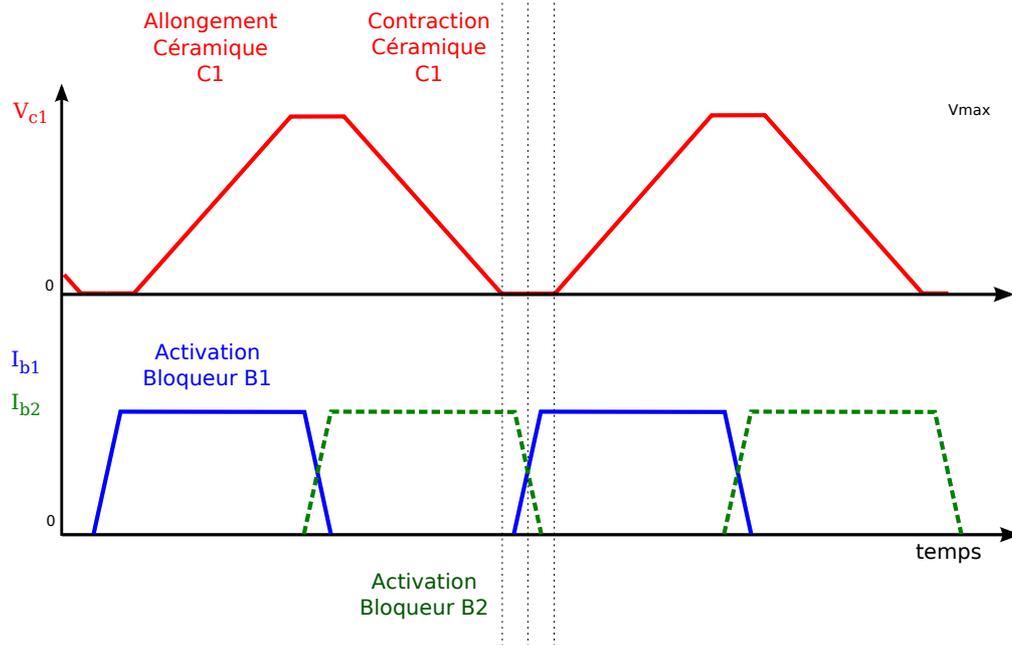


FIG. 2.20: Chronogramme de la tension aux bornes de la céramique et des alimentations en courant des bloqueurs

Dans le cas de la céramique, l'alimentation par un courant constant permet de contrôler parfaitement son déplacement jusqu'à l'obtention de la déformation maximale, puis l'application d'un courant inverse assure sa décharge afin qu'elle retrouve sa forme initiale. Un « temps mort » entre la fin de l'allongement et le début de la rétraction peut se révéler utile afin de laisser le temps aux bloqueurs de changer d'état. Ce type d'alimentation engendre, aux bornes de la céramique, une tension de forme trapézoïdale comme illustré sur la figure 2.20.

Pendant le laps de temps où la céramique reste allongée, il est possible de maintenir en position une charge exerçant une force constante sur l'actionneur. Ce résultat est obtenu si la somme des forces de maintien des deux bloqueurs compense l'effet de la charge. Une solution consiste à activer le deuxième bloqueur avant la désactivation du premier bloqueur. Dans l'exemple de la figure 2.20, la forme trapézoïdale des courants permet de commencer la libération du bloqueur B1 en même temps que l'activation du bloqueur B2, de sorte que la somme des deux courants soit égale au courant nécessaire pour maintenir la charge en position.

4.3. Les variantes du concept MAGZO

Le concept d'actionneur magnéto-piézoélectrique a été présenté sous une forme simplifiée, de type cellulaire, appliqué à un mobile se déplaçant sur un substrat magnétique plan et pouvant entraîner une charge mécanique. Outre l'application de type vérin, qui nous intéresse dans le cadre de cette étude, plusieurs architectures mécaniques à plusieurs degrés de liberté sont envisageables.

4.3.1. Structures de type vérin

Pour fonctionner « en mode vérin », il suffit que l'actionneur soit, au moment de l'allongement de la céramique, fixé ou bloqué à une extrémité par un élément fixe, associé à un bâti par exemple. Quelle que soit la structure, il faut veiller à ce que la ou les céramiques multicouches mises en jeu exercent leur action la plus importante en étant en mode de compression.

Or, dans le cas du fonctionnement de type « mobile » sur un substrat fixe, lorsque la céramique se rétracte, celle-ci subit un effort en traction correspondant à la résultante tangentielle du frottement du bloqueur qu'elle « tire ». Cet effort doit rester faible afin de respecter la tenue mécanique de la céramique. Cette remarque permet d'établir que pour un fonctionnement de type « mobile » déplaçant une charge, le déplacement ne peut se faire que dans le sens où la charge exerce un effort permettant de maintenir la céramique piézoélectrique en compression.

Structure vérin simple

Un première structure, dite « à vérin simple », peut être envisagée conformément aux schémas des figures 2.21 et 2.22. Le changement de sens de poussée peut se faire de deux manières, en fonction des caractéristiques de la charge.

- La charge est passive et l'effort résistant ne dépend que de sa vitesse de déplacement. Dans ce cas, lorsque le piston doit être poussé vers la droite, l'actionneur est bloqué par le bâti à gauche (Fig. 2.21). Le bloqueur B_1 est fixe par rapport au bâti et le bloqueur B_2 joue le rôle de bloqueur d'entraînement. La céramique pousse le piston par l'intermédiaire du bloqueur B_2 vers la droite. Lorsque la poussée doit se faire vers la gauche les positions sont inversées. La transition entre les deux sens de poussée est obtenue en inversant simplement le sens fonctionnement de l'actionneur, comme pour le mobile. Celui-ci se déplace alors sur le piston sans mettre ce dernier en mouvement, jusqu'à ce le mobile soit bloqué par le bâti.
- La charge exerce une force unidirectionnelle sur le piston. Dans ce cas, l'actionneur est toujours bloqué du même côté, le fonctionnement en sens inverse se faisant en accompagnant le piston à la vitesse souhaitée comme l'illustre la figure 2.22. Le bloqueur B_2 accompagne le piston en le freinant.

Notons toutefois que cette structure ne prend pas en compte le cas d'une charge active qui serait momentanément motrice. Or, cette situation est fréquemment rencontrée dans un contexte tel que l'aéronautique. En effet, l'action extérieure sur les gouvernes est très variable et parfois oscillatoire. Par conséquent, l'espace laissé libre pour le changement de sens doit disparaître ou être remplacé par une structure d'actionnement bidirectionnel pour lequel les céramiques sont toujours en compression.

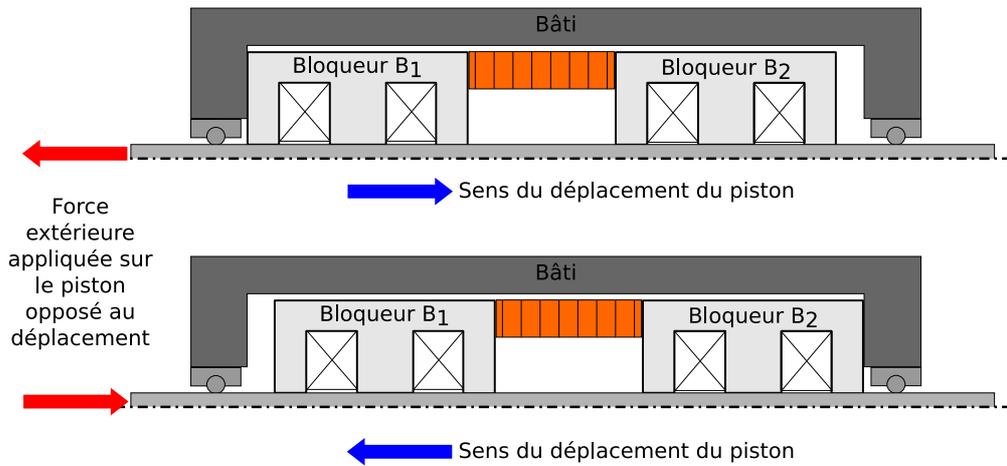


FIG. 2.21: Exemple schématique du fonctionnement d'une structure de vérin simple pour une charge dépendant du sens de déplacement

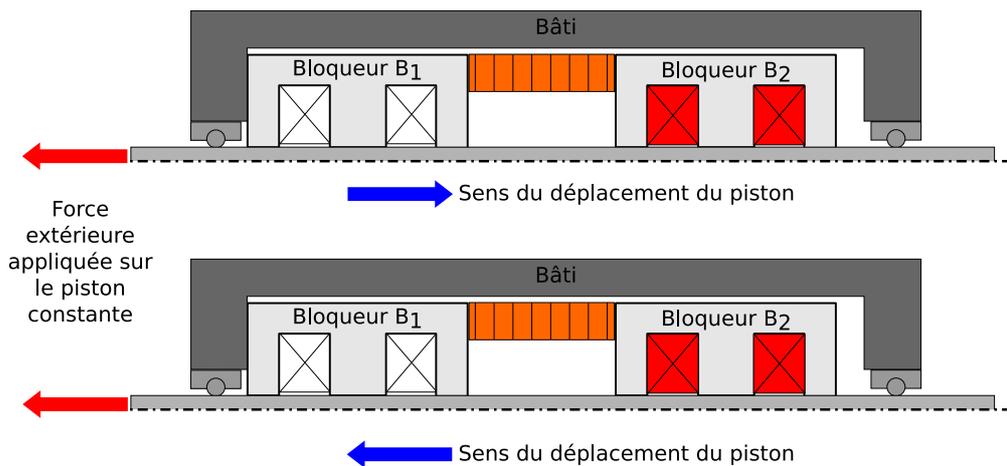


FIG. 2.22: Exemple schématique du fonctionnement d'une structure de vérin simple pour une charge développant une force unidirectionnelle

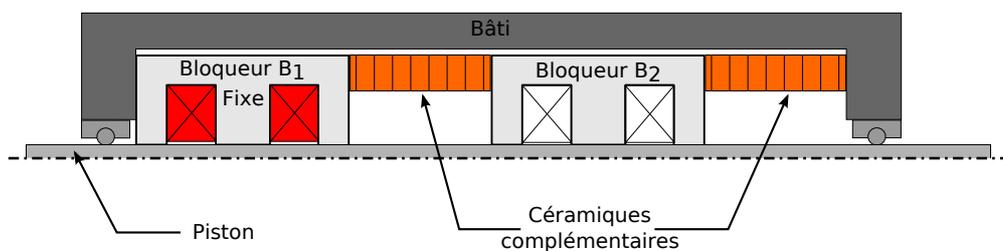


FIG. 2.23: Exemple schématique d'une structure de vérin de type « Push-Pull »

Structure vérin de type « Push-Pull »

Contrairement à la solution précédente, cette structure offre une maîtrise complète du mouvement de la charge, quelles que soient ses caractéristiques, car toutes les phases de fonctionnement sont actives [Gir98]. Cela est rendu possible en différenciant le rôle des deux bloqueurs.

Un des bloqueurs (B_1) joue le rôle d'un bloqueur fixe, au sens où il n'est plus entraîné en translation, mais reste partiellement solidaire du bâti. Le bloqueur B_2 utilisé pour l'entraînement n'est pas modifié (Fig 2.23).

Une autre modification concerne l'élément moteur, qui est cette fois agencé de façon bidirectionnelle, en doublant en quelque sorte la matière active piézoélectrique. Comme l'illustre la figure 2.23, le bloqueur d'entraînement est alors mis en mouvement dans un sens ou dans l'autre selon que l'une ou l'autre des céramiques est activée. Ainsi les limitations de la première structure sont corrigées puisque :

- quelle que soit la nature de la charge, son maintien en position est toujours assuré par un bloqueur,
- les phases d'aller et retour du bloqueur d'entraînement sont assurées par des céramiques travaillant toujours en compression.

Une particularité de cette structure réside dans la commande des céramiques qui doit être complémentaire, afin que la céramique qui n'est pas directement impliquée dans la transmission de l'effort ne soit pas un obstacle pour l'autre.

4.3.2. Structures multi-degrés de liberté

Dans la description du concept de notre actionneur, celui-ci est présenté comme une cellule motrice élémentaire à partir de laquelle de multiples configurations de machine pourraient être mises en œuvre. Citons ici quelques exemples de réalisations possibles.

Actionneur rotatif

Un exemple d'actionneur rotatif est illustré figure 2.24. Il reprend la structure de type push-pull. Un plateau inférieur fixe (stator) sert de support magnétique. Un bloqueur sur deux est relié à un plateau mobile qui entraîne l'arbre du moteur (rotor). Ces bloqueurs sont alimentés de la même manière. Les autres bloqueurs sont reliés entre eux par un troisième plateau servant de guide rotatif et sont activés en même temps. Ils bénéficient de la même alimentation, en opposition de phase avec celle des bloqueurs reliés au rotor.

Le changement de sens de rotation se fait simplement en inversant le déphasage des deux tensions aux bornes des deux groupements de céramiques.

Translateur plan

La structure élémentaire peut également être utilisée dans le cas d'un actionneur à deux degrés de liberté pour un déplacement dans le plan par exemple.

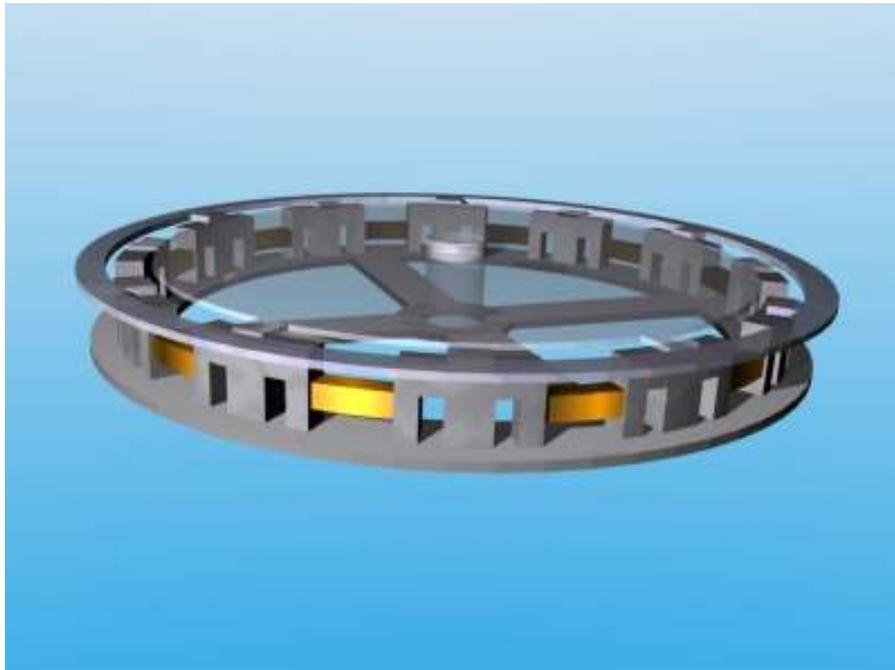


FIG. 2.24: Exemple d'architecture d'un actionneur rotatif constitué de plusieurs cellules élémentaires MAGZO (sans le bobinage des bloqueurs)

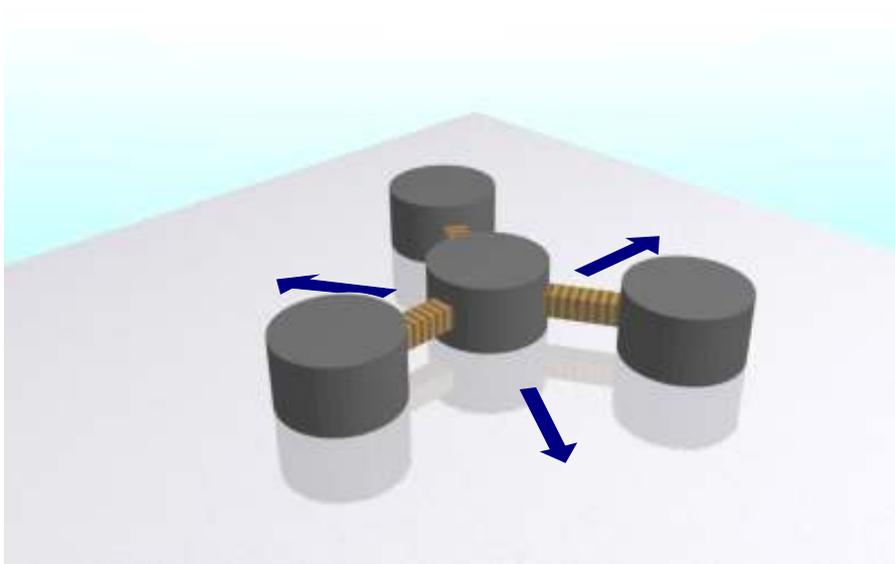


FIG. 2.25: Exemple d'architecture d'un actionneur plan MAGZO 2D

L'architecture la plus simple nécessite deux structures de type push-pull déphasées dans l'espace de 90° , avec la particularité d'avoir le bloqueur fixé au bâti en commun. Cette actionneur serait à même de déplacer un mobile magnétique selon deux directions du plan.

La figure 2.25 illustre un autre exemple d'utilisation de la structure élémentaire, dans le cas d'un mobile plan. Pour une raison de symétrie, l'actionneur est ici avantageusement constitué de trois cellules élémentaires offrant trois « bras » décalés de 120° dans l'espace, avec un bloqueur en commun. Le mobile peut se déplacer selon trois directions différentes, en ne suivant qu'une seule direction par cycle. L'existence d'un cisaillement au niveau des céramiques non actives, peut imposer une structure mécanique de précontrainte particulière, afin d'éviter toute détérioration.

5. Conclusion

Au cours de ce chapitre a été décrit le concept d'actionneur MAGZO, fondé sur la combinaison d'effets piézoélectrique et magnétique.

Un tour d'horizon des principales classes de piézoactionneurs, offrant une alternative prometteuse aux solutions électromécaniques classiques, notamment dans le domaine de l'entraînement direct, a été tout d'abord proposé.

Il ressort de cette analyse qu'un certain nombre de difficultés freine encore le développement de ces solutions, face en particulier aux exigences de performances et de sécurité du domaine aéronautique. Ces difficultés tiennent pour une large part aux contraintes imposées par le principe d'une transmission par frottement des efforts générés. D'une part, les limites associées en termes d'efforts surfaciques ou de vitesses relatives ne permettent pas de tirer pleinement parti des puissances spécifiques élevées caractérisant les matériaux piézoélectriques. D'autre part, la durée de vie du moteur et les pertes engendrées restent tributaires d'une optimisation délicate des conditions de frottement à l'interface entre le rotor et le stator.

Dès lors, après quelques rappels concernant la piézoélectricité et la modélisation de la « brique de base » que constitue l'actionneur multicouche, le concept d'actionneur MAGZO, utilisant un contrôle magnétique du contact, a été proposé et défini.

L'idée consiste à tirer profit d'une hybridation visant à exploiter les forces spécifiques élevées propres à l'actionnement piézoélectrique, tout en simplifiant les conditions de contact grâce à une commande magnétique, par électroaimants, de la fonction de blocage des plots d'entraînement. Outre l'intérêt mécanique d'un tel

concept (le contact peut être totalement relaxé en phase de débrayage), la prise en compte des contraintes d'alimentation a démontré ses avantages potentiels sur le plan électrique. D'une part, les déphasages requis entre les différents signaux de commandes (actionnement, blocage des plots) peuvent avantageusement résulter du caractère inductif et capacitif des éléments mis en jeu, grâce à une interconnexion judicieuse de leurs circuits. D'autre part, le couplage de ces deux types d'éléments est susceptible d'améliorer sensiblement le facteur de puissance global de l'actionneur, grâce à la compensation totale ou partielle des énergies réactives mises en jeu.

Enfin, à partir de la « cellule motrice élémentaire » que constitue le concept MAGZO, une grande variété de structures d'actionneurs, linéaires, rotatifs, voire à plusieurs degrés de liberté, peut être imaginée, comme en témoignent les exemples de réalisations proposés à la fin du chapitre.

Sur la base de cette approche essentiellement fonctionnelle du concept d'actionneur proposé, il s'agit maintenant de préciser les éléments quantitatifs à partir desquels la structure peut être dimensionnée en vue de répondre à un cahier des charges donné. Tel est l'objet du chapitre suivant.

Chapitre 3

Éléments de conception de l'actionneur MAGZO

1. Introduction

La description du principe de fonctionnement de l'actionneur MAGZO, telle que présentée lors du chapitre précédent, a dégagé les principales fonctions qu'il s'agit d'assurer à l'échelle d'une cellule motrice élémentaire. Ces fonctions correspondent d'une part au dispositif d'entraînement en translation des armatures mobiles (fonction « actionneur ») et d'autre part à leur verrouillage en position grâce à un procédé d'attraction magnétique (fonction « bloqueur »).

Le présent chapitre détaille les contraintes et critères de conception propres à la mise en œuvre pratique de chacune de ces fonctions.

L'organe d'actionnement est tout d'abord considéré, en envisageant notamment l'intérêt d'une amplification cinématique du déplacement produit par l'élément piézoélectrique.

La fonction de blocage est ensuite détaillée, tant du point de vue mécanique, en ce qui concerne les conditions d'adhésion ou d'accrochage du plot sur le substrat, qu'en ce qui concerne son dimensionnement magnétique.

Ces considérations sont enfin mises en pratique pour donner lieu à une première maquette de validation du concept d'actionneur proposé.

2. L'actionneur d'entraînement

2.1. Structure multicouche simple ou amplifiée

Pour produire le mouvement linéaire imprimé aux organes de blocage de l'actionneur MAGZO, nous avons vu que les céramiques piézoélectriques multicouches, dont la déformation en mode longitudinal est relativement importante, constituent une solution parfaitement adaptée. Rappelons que cette technologie permet d'accéder à des taux de déformation en régime quasi-statique de l'ordre de 1000 ppm, les niveaux de tension appliqués s'échelonnant, selon l'épaisseur des couches, de 100 V à 1000 V

En ce qui concerne l'effort qu'est capable de fournir la céramique, la technologie des multicouches ne limite pas le niveau de la force bloquée développée en mode de compression par rapport à une céramique massive. Par ailleurs la densité de force développée est beaucoup plus élevée que pour un actionneur électromagnétique : la pression d'entrefer d'un électroaimant, par exemple, est de l'ordre de 0.4 MPa alors que la contrainte générée par une céramique avoisine 40 MPa. Ce n'est donc pas la céramique qui limitera a priori les niveaux d'effort produits par l'actionneur global.

Si l'on considère, par conséquent, que l'on dispose d'une certaine marge en termes d'effort, il est judicieux d'associer la céramique à un système de transforma-

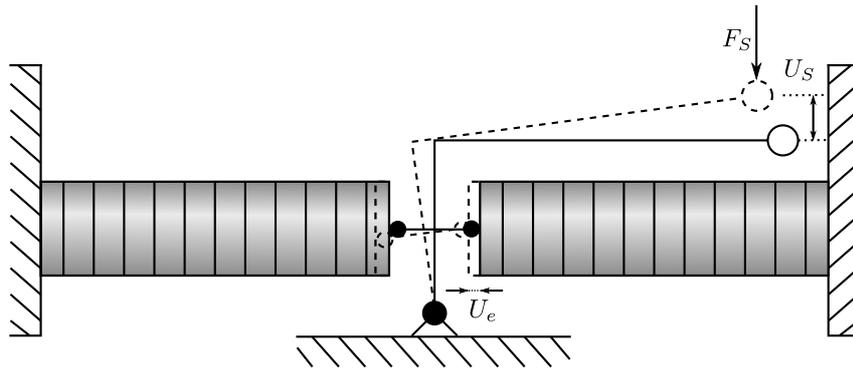


FIG. 3.1: Schéma d'un système d'amplification du mouvement sur la base d'un actionneur Push-Pull

tion cinématique, permettant d'amplifier, en sortie du transducteur, le déplacement de la charge, à partir de petits mouvements au niveau de la céramique. La figure 3.1 illustre cette idée, avec une structure d'amplification de type bras de levier. Dans cet exemple, une structure d'actionnement de type Push-Pull est utilisée. Le levier pourrait être relié au bâti par une liaison pivot ou, si l'on souhaite réduire les jeux et le frottement, au moyen d'une liaison de type joint flexible ou « flexure » en anglais [Pos01]. Notons en outre que la liaison entre le levier et la céramique doit être compatible avec les déplacements latéraux subis par l'élément piézoélectrique. Quand la céramique active s'allonge, celle-ci effectue une course U_e . La structure d'amplification mécanique permet de déplacer une charge exerçant sur le levier une force F_s , sur une distance U_s .

Dans le cas d'un amplificateur parfait, r désignant le rapport de transformation mécanique, la course de sortie vaut $U_s = rU_e$ et la force ramenée sur la céramique $F_e = rF_s$.

En rapportant tous les efforts sur une céramique, on peut schématiser cette structure selon la figure 2.11, à cela près que la raideur globale du système s'écrit $K_t = \frac{K_c}{r^2}$.

Comparée à une augmentation de longueur de l'élément actif, l'amplification mécanique permet d'accroître la course, sans pour autant augmenter la capacité bloquée de la céramique qui serait une conséquence directe de l'augmentation du nombre de couches. La charge électrique nécessaire est donc limitée, le courant d'alimentation l'est aussi par voie de conséquence.

Par contre, cela peut engendrer quelques inconvénients selon la finalité recherchée, du fait de la réduction des niveaux des efforts de sortie. En outre, la fréquence de résonance du système global se voit réduite proportionnellement au rapport de transformation. En effet, en première approximation, cette fréquence s'exprime par :

$$\omega_t = \sqrt{\frac{K_t}{M_c}} = \frac{\omega_c}{r} \quad (3.1)$$

2.2. Étude du montage des céramiques

Comme cela a pu être évoqué dans l'étude générale des céramiques multicouches, le comportement de l'actionneur d'entraînement ne sera pas le même selon le type de charge auquel il sera soumis. Mais quel qu'en soit le type, il est impératif de maintenir les contacts entre les différents éléments.

2.2.1. Montage sans précontrainte

C'est un cas un peu particulier, mais il doit être considéré car il simplifie grandement l'assemblage des éléments de l'actionneur.

Dans une structure de type Push-Pull, les céramiques sont alimentées de façon complémentaire : quand l'une s'allonge, l'autre se rétracte et vice versa. Le chronogramme de la figure 2.20 illustre l'alimentation d'une de ces céramiques. A tension nulle ou sous V_{max} , le contact entre les céramiques et le bloqueur d'entraînement ne doit pas disparaître.

Quand il n'y a pas de charge, le problème ne se pose pas, le contact est toujours assuré, car la somme des tensions aux bornes des céramiques est égale à V_{max} . Dans le cas où les céramiques ne seraient pas alimentées, les risques de mouvements relatifs existent cependant, notamment en cas de vibration.

Par contre, si un effort apparaît, une seule des deux céramiques le subit, l'autre se retrouvant alors « libre ». Il est donc nécessaire d'introduire entre les céramiques un élément élastique de faible raideur afin de maintenir la liaison.

La figure 3.2 illustre les différents états du fonctionnement de l'actionneur Push-Pull, dans le cas où les liaisons entre les céramiques et le bloqueur d'entraînement sont élastiques. Pour simplifier le raisonnement, l'écartement initial δ_0 entre deux éléments est fixé à \hat{u} , la course maximale d'une céramique. L'état 0 correspond à l'état au repos, sans charge et sans alimentation. L'effet des ressorts est supposé négligeable.

L'initialisation de l'actionneur se fait à l'étape 1, durant laquelle la céramique 1 voit sa tension monter à \hat{V} . À l'équilibre, le bloqueur est déplacé de $\delta/2$. Lorsque le bloqueur d'entraînement est activé, tout l'effort F de la charge est transmis, par l'intermédiaire du bloqueur, à la céramique 2 qui subit alors une légère contraction u_2 et se charge électriquement à Q_2 , alors que la céramique 1 est légèrement relâchée. Les déplacements des céramiques sont comptés positivement dans le sens de leurs normales extérieures.

$$u_2 = -\frac{F}{K_c} \quad (3.2)$$

$$Q_2 = -\eta \frac{F}{K_c} \quad (3.3)$$

où l'on rappelle que K_c désigne la raideur de l'élément piézoélectrique en court-circuit.

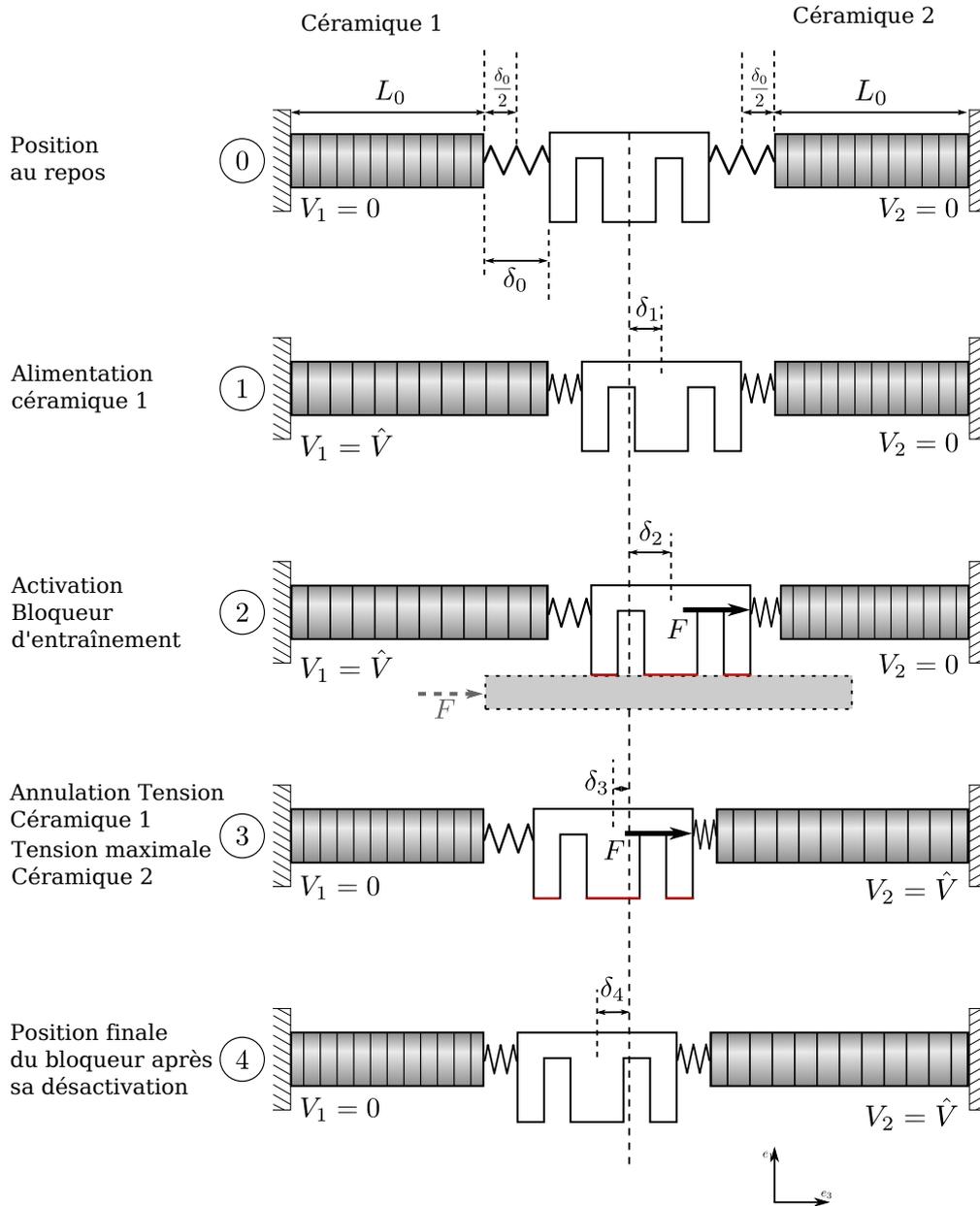


FIG. 3.2: Structure Push-Pull réalisée sans précontrainte

Dans la phase 3, la céramique 2 est alimentée jusqu'à ce que sa tension atteigne \hat{V} . La déformation de la céramique 2 est donnée par :

$$u_3 = \frac{\eta \hat{V}}{K_c} - \frac{F}{K_c} \quad (3.4)$$

La course réelle de la charge, qui est calculée à partir du moment où le bloqueur est fixé sur la charge, correspond à :

$$\Delta u = \delta_3 + \delta_1 \quad (3.5)$$

Or les déplacements effectués répondent aux relations suivantes :

$$\delta_2 - \delta_1 = |u_2| \quad (3.6)$$

$$\delta_3 + \delta_2 = |u_3| \quad (3.7)$$

Par conséquent, la course réelle de la charge vaut :

$$\Delta u = \frac{\eta \hat{V}}{K_c} - \frac{2F}{K_c} \quad (3.8)$$

Cette dernière relation montre qu'au-delà d'une certaine charge mécanique limite, l'actionneur ne peut plus déplacer la charge. Cette force limite est donnée par :

$$F_{limite} = \frac{1}{2} \eta \hat{V} \quad (3.9)$$

Le dernier état correspond au moment où le bloqueur d'entraînement est libéré. Le jeu entre le bloqueur et les céramiques se rééquilibre, permettant à la céramique 2 de prendre son allongement maximal. Le cycle suivant démarre alors en se remettant dans la phase 1.

2.2.2. Montage avec précontrainte

Réaliser une précontrainte sur une céramique revient à lui appliquer, au moment du montage, une déformation initiale, généralement en compression, tandis que la céramique est court-circuitée afin de laisser s'écouler les charges produites. Une autre méthode consiste à charger électriquement la céramique en régime d'encastrement.

Considérons le cas où une déformation d_0 est appliquée sur l'ensemble des céramiques, chacune subissant une déformation $d_0/2$. L'ensemble fonctionne en respectant la relation :

$$u_1 + u_2 + d_0 = 0 \quad (3.10)$$

où u_1 et u_2 représentent respectivement l'allongement total des céramiques 1 et 2 par rapport à leur forme au repos, c'est-à-dire sans contrainte et à tension nulle, avec la convention de signe définie précédemment. En désignant par u le déplacement du bloqueur d'entraînement par rapport à sa position initiale après la précontrainte, comme l'illustre la figure 3.3, les relations de déformations s'écrivent alors :

$$u_1 = u - \frac{d_0}{2} \quad (3.11)$$

$$u_2 = -u - \frac{d_0}{2} \quad (3.12)$$

Lorsque la déformation de la céramique 1 correspond à la précontrainte initiale ($u_1 = -\frac{d_0}{2}$), le déplacement du bloqueur est nul. A partir du schéma électrique équivalent établi à la section 3.3.3., la figure 3.3 illustre le sens des déformations et le schéma équivalent général de la structure avec précontrainte.

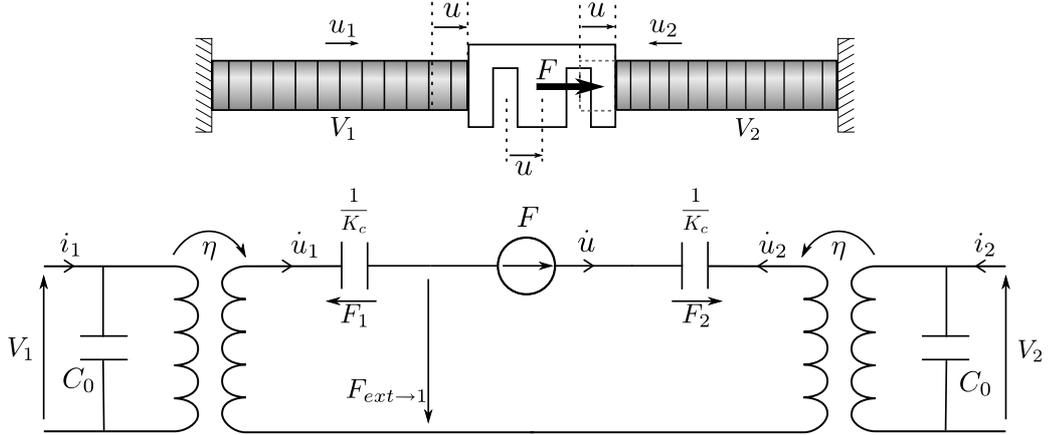


FIG. 3.3: Schéma équivalent dans le cas d'une structure précontrainte

En appliquant les théorèmes classiques des circuits électriques, la relation à l'équilibre est la suivante :

$$0 = F_1 - F_2 - F + \eta(V_2 - V_1) \quad (3.13)$$

$$F_1 = K_c u_1 \quad (3.14)$$

$$F_2 = K_c u_2 \quad (3.15)$$

En combinant les relations 3.11 et 3.12 dans l'équation 3.13, les déformées propres aux céramiques s'écrivent :

$$u_1 = \frac{F}{2K_c} - \frac{\eta}{2K_c}(V_2 - V_1) - \frac{d_0}{2} \quad (3.16)$$

$$u_2 = -\frac{F}{2K_c} + \frac{\eta}{2K_c}(V_2 - V_1) - \frac{d_0}{2} \quad (3.17)$$

La position réelle du bloqueur d'entraînement, donc de la charge, est définie par :

$$u = \frac{F}{2K_c} - \frac{\eta}{K_c} \frac{\Delta V}{2} \quad (3.18)$$

avec $\Delta V = V_2 - V_1$

Cette équation permet de dire que ce type de montage se comporte comme une céramique dont la raideur est deux fois plus grande et dont la tension de « commande » varie entre $-\frac{\hat{V}}{2}$ et $+\frac{\hat{V}}{2}$, où \hat{V} est la tension maximale admissible sur une céramique. Il existe deux positions extrêmes que le bloqueur d'entraînement peut prendre. Cela signifie qu'il est possible de déplacer la charge d'une distance Δu_{max} donnée par :

$$\Delta u_{max} = \frac{\eta}{K_c} \hat{V} \quad (3.19)$$

Afin de tirer profit de cette course maximale, il faut que le bloqueur d'entraînement soit activé lorsque $V_2 = 0$ et $V_1 = \hat{V}$, c'est-à-dire, quand il est à sa position maximale, et maintenu actif jusqu'à ce que $V_2 = \hat{V}$ et $V_1 = 0$.

Comme dans le cas sans précontrainte, il existe une valeur de charge pour laquelle le déplacement sera nul. La force maximale vaut :

$$F_{max} = \eta \hat{V} \quad (3.20)$$

Soit un gain de 2 par rapport au cas sans précontrainte (c.f. relation 3.9). Cependant, rappelons que le maintien des éléments n'existe que si les céramiques restent « comprimées ». Dans le cas de la céramique 1, la résultante des forces qu'elle subit s'exprime par :

$$F_{ext \rightarrow 1} = \frac{F}{2} - \eta \frac{V_1 + V_2}{2} - K_c \frac{d_0}{2} \quad (3.21)$$

En convenant de noter \bar{V} la tension moyenne $(V_1 + V_2)/2$, la céramique se désolidariserait des autres éléments (annulation de la force extérieure qu'elle subit) pour une charge limite définie par :

$$F_{limite} = 2\eta \bar{V} + K_c d_0 \quad (3.22)$$

Plus la précontrainte est importante, plus la limite en charge est repoussée. L'alimentation définit également le niveau de la charge admissible, par la tension moyenne \bar{V} . Si l'alimentation est choisie de sorte que les tensions aux bornes des céramiques soient complémentaires, cette tension moyenne vaut alors :

$$\bar{V} = \frac{\hat{V}}{2} \quad (3.23)$$

La charge limite est finalement donnée par :

$$F_{limite} = \eta\hat{V} + K_c d_0 \quad (3.24)$$

Ce type de montage est donc très avantageux par rapport au précédent car il permet de maintenir une charge deux fois plus importante, tout en offrant la même plage de déplacement à vide. Il est à noter que le doublement de la raideur grâce à la précontrainte rend l'actionneur beaucoup moins sensible aux vibrations.

3. Étude du bloqueur magnétique

Les bloqueurs magnétiques assurent la transmission par contact des efforts tangentiels s'exerçant entre l'actionneur et le substrat magnétique fixe (cas d'un fonctionnement de type mobile), ou mobile (cas d'un fonctionnement de type vérin). A cette fin, il s'agit d'exploiter un effet d'attraction entre deux éléments magnétiques parcourus par un flux magnétique commun pour supporter l'effort tangentiel dû à la charge extérieure. Pour produire cette force tangentielle à partir des efforts normaux induits par l'attraction des pièces magnétiques, deux voies sont exploitables selon que l'on utilise un effet de friction (entraînement par adhérence) ou bien un verrouillage mécanique des pièces (entraînement par obstacle).

3.1. Entraînement par frottement

3.1.1. Généralités

En l'absence de toute lubrification, lorsque deux solides sont en contact et que l'un d'entre eux tend à effectuer un mouvement par rapport à l'autre, les phénomènes au niveau de l'interface de contact sont régis par les lois du frottement sec. Tous les mécanismes qui dépendent des propriétés physico-chimiques et mécaniques intervenant au niveau de l'interface et menant à la production de frottements ne sont pas parfaitement connus à ce jour, notamment à cause de la difficulté des mesures expérimentales au niveau microscopique. Malgré cela, l'expérience a tout de même mené à l'élaboration de lois simples, les lois de Coulomb (C. Coulomb 1773), qui complètent celles de G. Amontons (1699) permettant de décrire macroscopiquement les effets du frottement sec. Nous nous baserons donc sur les trois postulats suivants (Lois de Coulomb) :

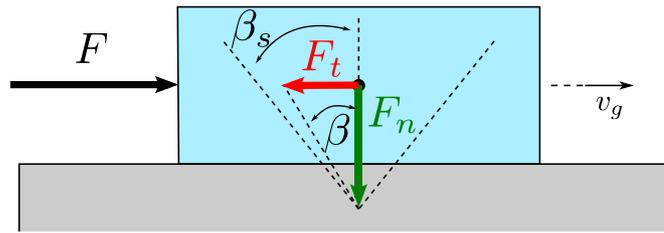


FIG. 3.4: Schéma de principe d'un frottement

- la force de frottement est indépendante de l'aire apparente de contact,
- la force de frottement est proportionnelle à la force normale de contact,
- le coefficient de frottement est indépendant de la vitesse de glissement.

3.1.2. Coefficients de frottement statique et dynamique

Lorsque l'on pousse un pavé sur plan en lui appliquant une force F , comme illustré sur la figure 3.4, il apparaît instantanément une force de frottement qui s'oppose au mouvement. Si la force appliquée est trop faible, le pavé reste immobile, et au-delà d'une certaine force, le pavé se met à glisser. Le pavé est donc immobile tant que :

$$F_t \leq \mu_s F_n \quad (3.25)$$

où μ_s est le coefficient de frottement statique défini à partir de la valeur limite que peut prendre la force tangentielle sans qu'il y ait mouvement. F_t est la composante tangentielle de la force de frottement et F_n sa composante normale.

Dès que le solide se met en mouvement, la force tangentielle de frottement chute instantanément à la valeur :

$$F_t = \mu_d F_n \quad (3.26)$$

et garde cette valeur quelle que soit la vitesse de glissement. L'existence de ces deux coefficients permet d'expliquer les phénomènes de glissements intermittents, appelés « stick-slip » qui peuvent parfois causer des dommages aux matériaux.

On définit généralement un cône de frottement d'angle β_s qui délimite la direction de la force de réaction pour laquelle le pavé ne bouge pas. Si $\beta > \beta_s$ alors le pavé glisse sur son support. On retrouvera très souvent dans la littérature le coefficient de frottement exprimé sous la forme :

$$\mu_s = \tan \beta_s \quad (3.27)$$

Ces considérations simples mènent à la définition d'un modèle du frottement représenté par le « graphe de Coulomb » de la figure 3.5.

Ce modèle est très pratique car il est linéaire par morceau, mais il ne rend pas compte d'importantes observations expérimentales, notamment que le coefficient

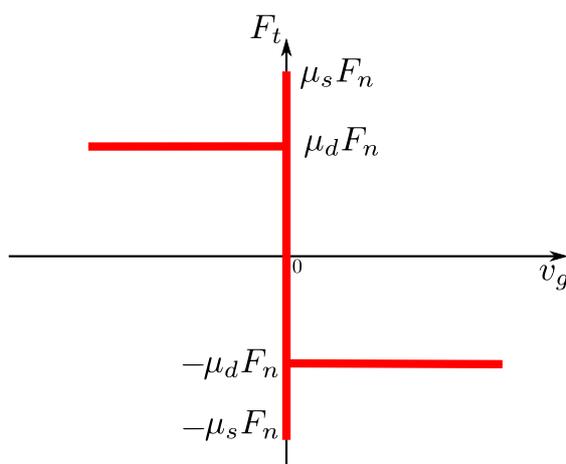


FIG. 3.5: Graphe résumant les lois de Coulomb

de frottement dépend du temps de contact stationnaire ou que le coefficient de frottement dynamique dépend généralement de la vitesse de glissement. Ainsi de nombreux modèles ont été développés afin de prendre en compte le maximum de phénomènes, à commencer par la loi de Coulomb régularisée ou la loi de Shaw [Gar06].

3.1.3. Variation du coefficient de frottement selon les matériaux

Le coefficient de frottement ne dépend pas d'un matériau, mais du couple de matériaux utilisés. On donne en général les valeurs du coefficient de frottement dynamique de ces couples de matériaux. En première approche, confondre les deux coefficients (statique et dynamique) est tout à fait raisonnable. Mais il faut savoir que pour certains couples de matériaux, les coefficients varient du simple au double, comme pour le couple verre/verre, où le coefficient de frottement statique vaut 0.9 et le coefficient dynamique 0.4. On remarque, d'après le tableau 3.1, que les coefficients dynamiques dépassent rarement 0.5. Lorsque ces derniers sont très élevés, cela est souvent lié à des phénomènes particuliers au niveau de l'interface, comme la plastification ou bien l'apparition de points de soudure entre les matériaux, ayant des conséquences négatives d'usure rapide des surfaces de contact.

3.1.4. Transmission de puissance par frottement

Dans le cadre de notre étude, le contact doit être maintenu pendant que la céramique exerce une force sur le bloqueur d'entraînement. Ainsi, en considérant le bloqueur et le substrat joints, l'ensemble subit la poussée de la céramique F_c et l'effort d'une charge extérieure F_a , et il répond au système d'équations suivant :

$$\begin{cases} F_c - F_a = (M_b + M_s)\ddot{x} \\ F_c \leq \mu_s F_m \end{cases} \quad (3.28)$$

Couple de matériaux	μ_d
Acier / Acier	0.4
Acier / Bronze	0.12 – 0.2
Acier / Fonte	0.08 – 0.2
Acier / Téflon	0.02 – 0.15
Acier / Caoutchouc	0.25 – 0.45
Fonte / Fonte	0.15
Fonte / Ferrodo	0.2 – 0.5

TAB. 3.1: Coefficients de frottement pour différents couples de matériaux

où x représente le déplacement du substrat et F_m la force magnétique exercée par le bloqueur sur le substrat. M_b et M_s sont les masses respectives du bloqueur et du substrat.

L'inéquation montre que pour transmettre l'effort F_c jusqu'à la charge, il faut que la force magnétique soit au moins égale à F_c/μ_s . Ainsi, dans le cas où le coefficient de frottement vaut 0.5, la force magnétique devra au moins être égale au double de l'effort que l'on souhaite transmettre.

3.2. Entraînement par obstacle

L'idée d'utiliser des dents, telles que pour un engrenage, comme évoqué dans le deuxième chapitre est une autre manière de considérer la transmission de la puissance. Prenons le cas d'un bloqueur qui serait constitué d'une seule dent, par exemple, comme illustré sur la figure 3.6. Le substrat magnétique possède alors un « creux » dans lequel peut se loger la dent du bloqueur.

À partir d'une analyse mécanique simplifiée, on constate que le bloqueur est soumis à la poussée F_c de la céramique, à l'attraction magnétique F_{mag} du substrat ainsi qu'à la force de réaction du substrat sur le bloqueur à l'interface de contact décomposée suivant F_{a1} et F_{a2} .

Supposons par ailleurs qu'à l'équilibre, seule une des deux faces de la dent est en contact avec une paroi d'un creux du substrat. Si la paroi n'est pas verticale, c'est encore le frottement qui est responsable de la transmission de l'effort. Par conséquent, supposant que le creux a une forme de trapèze isocèle, dont une paroi forme un angle α avec son axe de symétrie, l'équilibre mécanique est régi par les deux équations suivantes :

$$\begin{cases} F_c - F_{a1} \cos \alpha - F_{a2} \sin \alpha = 0 \\ -F_n + F_{a1} \sin \alpha - F_{a2} \cos \alpha = 0 \end{cases} \quad (3.29)$$

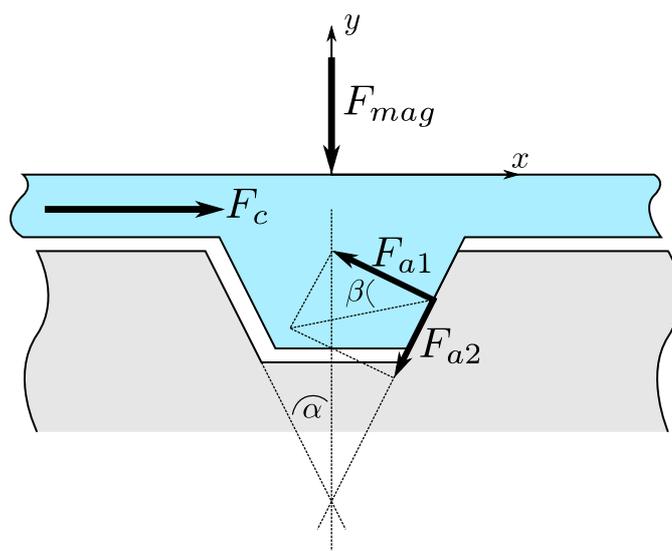


FIG. 3.6: Schéma d'une dent de transmission par obstacle

De plus, le frottement est tel qu'à l'équilibre :

$$F_{a2} = F_{a1} \tan \beta \quad (3.30)$$

où $\tan \beta$ représente le coefficient de frottement entre les éléments. Par conséquent, on peut exprimer F_c en fonction de F_n par la relation :

$$F_c = F_n \frac{1 + \tan \alpha}{\tan \alpha - \tan \beta} \quad (3.31)$$

avec la condition impérative que $\tan \alpha \geq \tan \beta$ pour respecter la deuxième équation du système 3.29. Cela veut donc dire que pour transmettre une force F_c à une charge, il faut appliquer une force F_{mag} telle que :

$$F_{mag} \geq F_c \frac{\tan \alpha - \tan \beta}{1 + \tan \alpha} \quad (3.32)$$

En imaginant un coefficient de frottement de 0.5 et un angle α de 45° , la force F_{mag} requise est alors environ 4 fois inférieure à F_c .

Certes, ces considérations sont incomplètes puisque nous n'avons pas pris en compte la force nécessaire au maintien du bloqueur en « suspension », ni considéré le système nécessaire au débrayage du bloqueur pendant sa phase désactivée, qui pourrait être constitué d'une bille à ressort par exemple. Cependant, il est clair que, au lieu de créer une force magnétique environ deux fois supérieure à l'effort tangentiel (dans le cas d'un entraînement uniquement par frottement), le rapport est inversé dans le cas d'un entraînement par obstacle.

La première difficulté de ce type d'entraînement est un problème de résistance mécanique. En effet, les dimensions de la dent étant limitées, une seule dent ne

saurait « encaisser » toute la force de poussée. Il est donc nécessaire de répartir la contrainte sur plusieurs surfaces, en multipliant le nombre de dents. Une étude de tenue mécanique doit permettre de connaître l'effort limite transmissible pour un nombre de dents donné, sachant que selon la forme de la dent (triangle, trapèze, arrondie), la résistance mécanique ne sera pas la même.

La deuxième difficulté réside dans la précision de l'espacement des dents du bloqueur et des creux du substrat. En effet, l'intervalle doit correspondre à la course d'une phase de retour du bloqueur d'entraînement, sans quoi les dents et les creux ne pourraient pas coopérer. Sachant que la course peut varier entre 50 et 100 μm , cela impose le recours à une technologie de micro-denture précise.

Afin de faciliter cette première approche de l'étude d'un actionneur magnéto-piézoélectrique, nous choisissons de privilégier un entraînement par frottement, en supposant que le passage à l'entraînement par obstacle sera susceptible, à terme, de réduire considérablement le volume de matière active magnétique mise en jeu.

3.3. Choix des matériaux magnétiques

Les deux éléments de verrouillage de la structure élémentaire de l'actionneur sont supposés identiques. Chacun doit permettre à la céramique de mettre en mouvement une charge sous un effort donné. Il s'agit donc pour l'un des bloqueurs de rester verrouillé sur le substrat magnétique, pendant que l'actionneur piézo-électrique se déforme. En considérant une transmission de l'effort par frottement, l'effort normal F_{mag} maximal que produit le bloqueur calibre donc, au coefficient de frottement près, l'effort maximal qu'il peut absorber au niveau de l'interface de contact.

Le choix du matériau pour le circuit magnétique dépendra du niveau du champ magnétique et de la fréquence de travail souhaités. Il existe a priori aujourd'hui trois principaux types de technologies utilisables pour la réalisation d'un tel circuit magnétique : les tôles magnétiques à base d'alliage de fer, les matériaux frittés (ferrites ...) et les matériaux composites à base de poudre de fer compressée. Ces trois technologies sont tour à tour examinées dans les paragraphes suivants.

3.3.1. Circuits magnétiques laminés

La canalisation d'un flux magnétique variable à l'aide d'un matériau doux impose généralement le recours à une structure feuilletée obtenue par un empilement de tôles.

Sans ce procédé, des pertes importantes par courants de Foucault sont générées. Ces pertes sont diminuées, d'une part, par l'utilisation d'alliages de fer, à base de silicium, nickel ou cobalt [Alh05], composés qui augmentent la résistivité

de l'alliage, réduisant ainsi le niveau des courants induits dans le matériau, tout en en altérant, toutefois, les propriétés mécaniques. D'autre part, l'emploi de tôles de faible épaisseur pour réduire les pertes par courants de Foucault s'impose dès lors que la fréquence de travail augmente.

Les tôles sont isolées électriquement entre elles par une fine couche généralement en phosphate minéral [Cod98]. Elles sont fabriquées de telle sorte que la perméabilité dans le plan de la tôle soit maximale. L'épaisseur des tôles varie de 0.25 à 1 *mm*. En termes de propriétés magnétiques, les tôles utilisées ont généralement de très grandes perméabilités magnétiques relatives (> 1000), un champ magnétique à saturation élevée (autour de 2 *T*), un champ coercitif faible, ce qui correspond à un cycle d'hystérésis étroit dans la caractéristique $B(H)$, et implique des pertes magnétiques réduites. Quelques caractéristiques sont présentées dans le tableau comparatif 3.2.

En termes d'intégration fonctionnelle, l'utilisation des tôles limite la forme des structures possibles des circuits magnétiques. Il est par exemple très difficile de réaliser un électroaimant cylindrique susceptible de constituer le bloqueur de notre actionneur.

En vue de disposer de la plus grande latitude pour la géométrie du bloqueur, tout en tenant compte des contraintes imposées en termes de fréquence élevée, il peut être intéressant de considérer les solutions technologiques à base de matériaux frittés.

3.3.2. Circuits magnétiques frittés

Les ferrites sont des oxydes ferrimagnétiques obtenus par moulage à forte pression, à partir d'oxydes de fer principalement et d'oxydes de carbonate, nickel, manganèse ou zinc par exemple. Il est donc possible d'obtenir des formes particulières grâce à ce procédé de fabrication (circuit en « E », plots ...).

Certains types de ferrites ont les propriétés des matériaux magnétiques doux, à savoir un cycle d'hystérésis étroit. Quelques caractéristiques d'une ferrite de type FeNi sont données à titre d'exemple dans le tableau 3.2. La résistivité des ferrites est très élevée et en fait de très bons matériaux pour une utilisation à haute fréquence. Cependant le niveau maximal du champ magnétique est généralement inférieur à 0.6 *T*, ce qui limite considérablement le niveau des forces magnétiques accessibles pour notre bloqueur. En outre, en termes d'approvisionnement, la réalisation d'une forme de circuit particulière n'est pas raisonnable à l'échelle du prototype.

3.3.3. Circuits moulés à base de poudre de fer compressée

Alternative prometteuse aux circuits magnétiques laminés, notamment dans le cas des applications à grande diffusion, la technologie des poudres de fer doux compressées (Soft Magnetic Composites - SMC) constitue une voie toute indiquée pour créer des circuits magnétiques moulés susceptibles de travailler à basse et moyenne fréquences (du continu à plusieurs dizaines de kHz).

Les SMC sont constitués de particules de fer, dont le diamètre est inférieur au dixième de millimètre, chaque grain étant enrobé d'un isolant dont l'épaisseur est de l'ordre de 30 nm [Cod03]. La forme solide est obtenue en compressant la poudre, associée à un liant et un lubrifiant. Le lubrifiant permet d'obtenir un matériau le plus compact possible et le liant améliore ses propriétés mécaniques.

L'isolation des particules de fer permet de limiter les courants de Foucault dans le matériau. Combinée à l'utilisation des additifs, cela fait apparaître des zones multiples de perméabilité magnétique proche de l'air, diminuant ainsi la perméabilité globale du matériau. La figure 3.7 illustre les caractéristiques des SMC en comparaison avec les données relatives à une tôle de référence. D'autres caractéristiques sont fournies dans le tableau comparatif 3.2.

Les SMC n'ont, semble-t-il, pas encore atteint toute leur maturité selon les fabricants [Hö06], et leurs propriétés magnétiques sont en constante amélioration. Si les premiers produits souffraient de grandes pertes magnétiques massiques, celles-ci ont considérablement diminué, notamment pour des fréquences d'utilisation supérieures à 200 Hz [Alh05]. Cependant, les pertes fer restent encore aujourd'hui supérieures aux pertes des matériaux laminés pour de plus basses fréquences.

Si les SMC disposent donc d'un niveau de champ magnétique de saturation plus faible et de pertes fer plus importantes que les matériaux laminés, ils possèdent par ailleurs des atouts souvent mis en valeur par leurs fabricants, en plus de la maîtrise

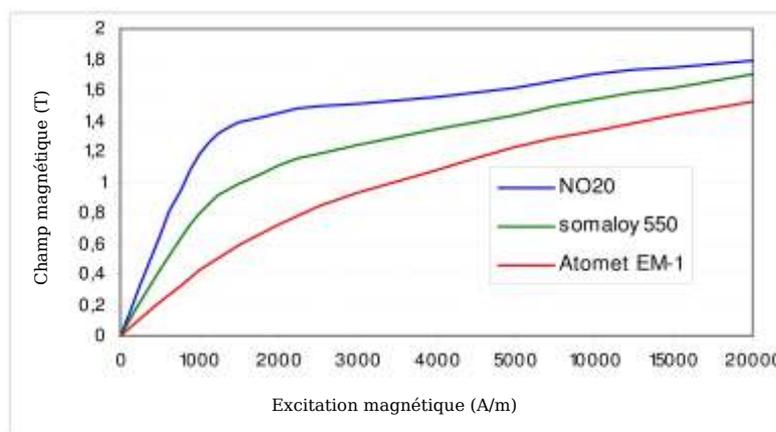


FIG. 3.7: Comparaison des courbes $B(H)$ de tôles de Fer-Silicium et de SMC [Alh05]

Paramètres	Tôles		Ferrites	SMC
	FeNi48	FeCo49	Mn-Zn	Somaloy 550
Masse Volumique ($g.cm^{-3}$)	8.8	8.2	4.7	7.34
Champ de saturation (T)	1.6	2.35	< 0.5	1.5
Perméabilité relative	4000	10000	< 2500	550
Résistivité ($\Omega.m$)	$60 \cdot 10^{-8}$	$40 \cdot 10^{-8}$	6	0.01
Cond. thermique ($W.K^{-1}.m^{-1}$)	–	–	4	20
Pertes massiques ($W.kg^{-1}$)	< 1	< 1	< 0.01	9.5
à $1T$ et 50 Hz			à $0.5 T$	

La conductivité thermique des tôles est proche de $70 W.K^{-1}.m^{-1}$ dans le plan de la tôle. Par analogie avec l'alliage FeSi [Bav91] qui possède une conductivité de $1.1 W.K^{-1}.m^{-1}$ suivant la normale à l'empilement, on peut supposer que la conduction thermique se fait principalement dans le plan de la tôle.

TAB. 3.2: Comparaisons des caractéristiques de différents matériaux [Leb05, Cod98, Hö06]

des formes géométriques. Cela concerne l'isotropie thermique des SMC, qui constitue dans notre cas un atout à exploiter. Le besoin d'un refroidissement naturel dans les actionneurs aéronautiques, défini dans le premier chapitre, pourrait effectivement être favorisé par l'utilisation de SMC. La bonne conductivité thermique ($20 W.K^{-1}.m^{-1}$), alliée à un transfert de la chaleur tridimensionnel, laisse penser que les pertes peuvent être mieux réparties et mieux dissipées. Cela permet donc d'envisager une augmentation sensible des densités de courants à échauffement donné. Une étude comparative [Alh05] de deux électroaimants aux géométries rigoureusement identiques, l'un en SMC et l'autre en tôles laminées, a démontré que l'écart de performances, en termes d'effort massique, pouvait être considérablement réduit grâce à l'augmentation de la densité de courant. Aujourd'hui des caractérisations et comparaisons précises sont menées au sein du laboratoire afin de quantifier expérimentalement les avantages de différents types de SMC par rapport aux circuits feuilletés en termes de dissipation et d'évacuation de la chaleur.

Dans le cadre de cette étude, notre choix s'est logiquement porté sur l'utilisation des SMC et l'exploitation plus particulière de blocs de Somaloy 550 fournis par la société Höganäs.

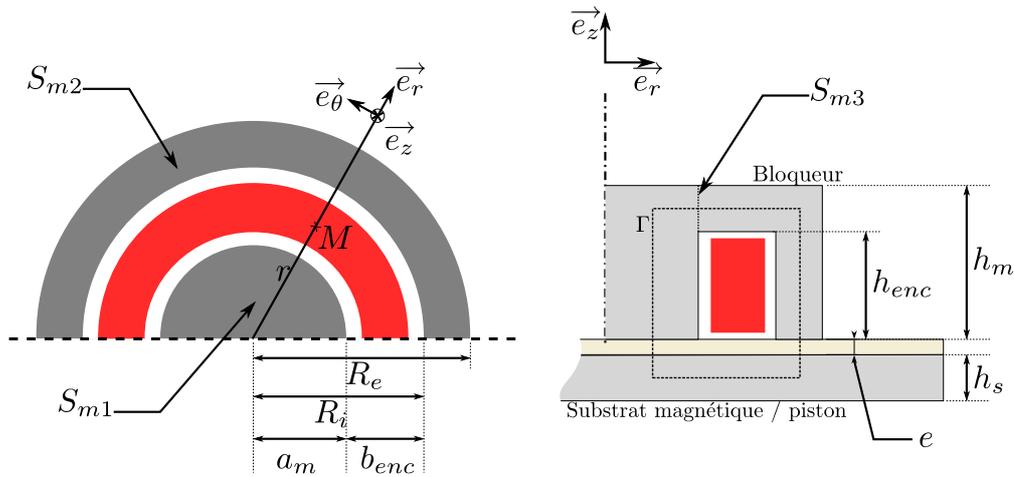


FIG. 3.8: Géométrie générale d'un bloqueur magnétique de type cylindrique

3.4. Modèle et dimensionnement du bloqueur

Afin de dimensionner le bloqueur pour une charge donnée, il s'agit d'établir les relations exprimant ses caractéristiques électromécaniques en fonction des paramètres physiques et structurels qui le définissent. Ces relations doivent également permettre, à terme, d'envisager une optimisation du dispositif en vue de minimiser certaines fonctions, telles que le volume de matière active par exemple.

3.4.1. Hypothèses de travail

La structure générale du bloqueur est présentée sur la figure 3.8. Afin de simplifier le bobinage et optimiser l'usage du cuivre, le choix de la géométrie s'est porté sur une structure de type cylindrique. D'autres formes sont toutefois possibles, telles que les formes en « E » ou en « U ».

Les hypothèses de l'étude concernent d'une part la géométrie, et d'autre part, les caractéristiques magnétiques des matériaux utilisés :

- La structure étant cylindrique, comme la distribution du courant dans le bobinage, les propriétés d'invariance par rotation autour de l'axe du bloqueur permettent de ramener le problème tridimensionnel initial à un problème en 2D. Par conséquent, dans un système de coordonnées cylindriques (r, θ, z) , cette invariance impose à la composante B_θ du champ magnétique \vec{B} d'être nulle.
- L'épaisseur de l'interface de contact e est considérée comme très petite devant la largeur d'encoche. Cela permet de considérer que la distribution du champ est uniforme au niveau de l'entrefer, et de négliger les effets de franges.
- Les matériaux constituant le bloqueur et le substrat magnétique sont supposés isotropes de perméabilités respectives μ_b et μ_s . De plus, les effets de la saturation seront négligés dans un premier temps.

Constante	Signification
a_m	rayon du noyau magnétique
h_m	hauteur du bloqueur
R_e	rayon extérieur du bloqueur
e	entrefer : épaisseur de l'interface de contact
b_{enc}	largeur d'encoche
h_{enc}	profondeur d'encoche
h_s	épaisseur du substrat magnétique
S_{m1}	surface du noyau magnétique intérieur
S_{m2}	surface noyau magnétique extérieur
S_{m3}	surface interne au noyau magnétique
μ_0	perméabilité magnétique du vide
μ_{fb}	perméabilité relative du bloqueur
μ_{fs}	perméabilité relative du substrat

TAB. 3.3: Paramètres géométriques et magnétiques d'un bloqueur

3.4.2. Formulation intégrale du problème

Conservation du flux magnétique

Considérons un tube de champ magnétique de volume V de surface S , délimité à ses extrémités par deux sections S_1 et S_2 . Sur la surface latérale du tube, le champ \vec{B} est orthogonal à l'élément de surface \vec{dS} , si bien que la conservation du flux ($\text{div } \vec{B} = 0$) impose :

$$\oint_{(S)} \vec{B} \cdot \vec{ds} = \iint_{(S_1)} \vec{B} \cdot \vec{ds} + \iint_{(S_2)} \vec{B} \cdot \vec{ds} = \iiint_{(V)} \text{div } \vec{B} \cdot dv = 0 \quad (3.33)$$

Théorème d'Ampère

En vertu de l'équation de Maxwell-Ampère ($\text{rot } \vec{H} = \vec{j}$), la circulation du champ d'excitation \vec{H} le long d'un contour Γ entourant une zone de courant de densité \vec{j} s'écrit :

$$\oint_{\Gamma} \vec{H} \cdot \vec{dl} = \iint_{S_{\Gamma}} \vec{j} \cdot \vec{dS} = Ni \quad (3.34)$$

en supposant que la distribution du courant est réalisée par un bobinage à N spires traversées par un courant i .

Conditions de passage aux interfaces

Lors d'un changement de milieu, le champ et l'excitation magnétiques sont assujettis à des relations de passage. La conservation du flux magnétique donne la condition sur la composante normale du champ magnétique :

$$B_{n1} - B_{n2} = 0 \quad (3.35)$$

où B_{n1} et B_{n2} sont les composantes normales des champs de part et d'autre de l'interface de changement de milieu. De même, en l'absence de densité surfacique de courant, les composantes tangentielles H_{t1} et H_{t2} de l'excitation magnétique de part et d'autre de l'interface sont telles que :

$$H_{t1} - H_{t2} = 0 \quad (3.36)$$

Par conséquent, au niveau d'une interface séparant l'air du fer ($\overrightarrow{H}_{fer} \simeq \overrightarrow{0}$), l'incidence des lignes de champ peut être considérée comme perpendiculaire à la surface du corps ferromagnétique.

Enthalpie libre magnétostatique

D'un point de vue énergétique, le choix des courants (plutôt que des flux) comme variables indépendantes revient à caractériser l'état du système (supposé évoluer à température constante) au moyen d'une enthalpie libre magnétostatique [Nog05] de la forme :

$$G_{mag} = - \int_V \int_0^H B_i dH_i dv \quad (3.37)$$

L'intensité de l'excitation magnétique étant faible dans les matériaux magnétiques à forte perméabilité, l'énergie se trouve majoritairement confinée dans l'entrefer séparant les éléments du circuit magnétique.

Inductance propre et force magnétique

Les grandeurs décrivant le comportement global de la structure s'obtiennent en dérivant l'enthalpie libre par rapport aux coordonnées généralisées correspondantes. Dans notre cas, le courant est responsable de l'établissement du champ magnétique. Le flux total embrassé par la bobine s'écrit alors :

$$\phi_T = - \left(\frac{\partial G_{mag}}{\partial i} \right) = L_p i \quad (3.38)$$

où L_p désigne l'inductance propre du bobinage (dans le cas d'un fonctionnement linéaire).

D'autre part, la force d'attraction magnétique qui tend à refermer l'entrefer est définie par la relation :

$$f_{mag} = - \left(\frac{\partial G_{mag}}{\partial e} \right)_{i=cte} \quad (3.39)$$

Il s'agit de la force exercée par le bloqueur sur le substrat à l'équilibre et en régime quasi-statique, sachant que, en régime quasi-statique, le substrat lui oppose une force $-f_{mag}$.

3.4.3. Application au bloqueur magnétique

Dans la résolution d'un problème sous forme intégrale, à l'aide des théorèmes généraux (conservation du flux, théorème d'Ampère), il convient de définir un contour Γ se confondant le plus possible avec le trajet moyen des lignes de champ. Comme l'illustre la figure 3.8, trois milieux différents sont traversés par le contour Γ :

- l'entrefer, constitué d'air (ou d'un matériau de perméabilité μ_0), repéré par l'indice « e » ;
- le substrat, d'indice « s », représentant une distance :

$$l_s = \frac{R_e + b_{enc}}{2} + h_s \quad (3.40)$$

- le bloqueur, d'indice « b », dont la distance vaut :

$$l_b = h_m + h_{enc} + \frac{R_e + b_{enc}}{2} \quad (3.41)$$

Ainsi, l'équation 3.34 donne :

$$2H_e e + l_b H_b + l_s H_s = J_{Cu} S_{Cu} = Ni \quad (3.42)$$

où J_{Cu} est la densité surfacique du courant et S_{Cu} la section réelle de cuivre, N représente le nombre de spires constituant le bobinage et i le courant parcourant les spires.

Les relations dans les matériaux s'écrivent :

$$H_{b,s} = \frac{B_{b,s}}{\mu_0 \mu_{fb,s}} \quad \text{et} \quad H_e = \frac{B_e}{\mu_0} \quad (3.43)$$

L'hypothèse sur l'incidence du champ sur les interfaces, associée à l'application de la conservation du flux magnétique permet d'égaliser les différents champs magnétiques, en imposant l'égalité des surfaces S_{m1} et S_{m2} (ainsi que S_{m3}). Le champ

Grandeur	Expression
Champ magnétique	$B = \frac{\mu_0 Ni}{2e}$
Force magnétique	$f_{mag} = \frac{B^2 S}{2\mu_0}$ S étant la surface totale de contact
Inductance propre	$L_p = \frac{\mu_0 N^2 S_m}{2e}$

TAB. 3.4: Expressions simplifiées du champ magnétique dans l'entrefer et de la force d'attraction du bloqueur

magnétique s'écrit alors :

$$B = \frac{\mu_0 Ni}{2e} c_m$$

avec
$$c_m = \frac{1}{1 + \frac{l_b}{2e\mu_{fb}} + \frac{l_s}{2e\mu_{fs}}}$$
 (3.44)

En supposant que l'énergie magnétique est concentrée dans l'entrefer, au niveau des surfaces S_{m1} et S_{m2} , l'équation 3.37 permet d'exprimer l'enthalpie libre :

$$G_{mag} = -\frac{\mu_0 N^2 i^2 S_m}{4e} c_m$$
 (3.45)

où $S_m = S_{m1} = S_{m2}$. D'après la relation 3.39, la force exercée par le bloqueur sur le substrat magnétique s'écrit donc :

$$f_{mag} = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S_m}{4e^2} c_m^2$$
 (3.46)

Dans l'hypothèse où les perméabilités du bloqueur et du substrat sont très grandes devant celle de l'air, les grandeurs précédentes se ramènent aux expressions simplifiées ($c_m = 1$) rassemblées dans le tableau 3.4. Ces dernières peuvent être utilisées pour un pré-dimensionnement rapide et obtenir notamment des valeurs approchées des longueurs des circuits magnétiques. Le niveau maximal du champ magnétique est défini de telle sorte que les matériaux magnétiques ne soient pas saturés.

3.4.4. Le bobinage

Afin d'obtenir un champ magnétique suffisant pour créer l'effort normal désiré, on relie le potentiel magnétique à la surface de cuivre nécessaire par l'expression 3.42. Par l'intermédiaire d'un coefficient de bobinage (ou de remplissage) k_{Cu} , en général proche de 0.5 pour un enroulement solénoïdal de dimension centimétrique, l'aire S_b de l'encoche est définie par :

$$S_b = b_{enc} h_{enc} = \frac{Ni}{k_{Cu} J_{Cu}} \quad (3.47)$$

Bien qu'elles aient été négligées, les fuites de flux magnétique dans l'encoche existent et peuvent être exprimées approximativement par l'intermédiaire d'une inductance de fuite [Fog99] :

$$l_{enc} = \frac{\pi\mu_0 N^2}{3} \left(\frac{2a_m h_{enc} + h_{enc} b_{enc}}{b_{enc}} \right) \quad (3.48)$$

En fixant une valeur limite au rapport entre l'inductance propre du bobinage du bloqueur et l'inductance de fuite (5% par exemple), on peut calculer les dimensions de l'encoche.

Enfin, la hauteur du bloqueur est fixée par le calcul de sa partie supérieure. Afin de maintenir un fonctionnement non saturé, la conservation du flux magnétique doit être appliquée sur la surface S_{m3} si bien que :

$$h_m - h_{enc} = \frac{S_m}{2\pi a_m} \quad (3.49)$$

3.4.5. Les pertes

Lorsqu'un noyau magnétique est parcouru par un flux magnétique variable, les pertes générées sont classiquement décomposées en deux contributions : les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault [Du 99].

Il faut également tenir compte des pertes par effet Joule liées à la résistance ohmique des bobines excitatrices.

Les pertes par hystérésis, également appelées pertes statiques, apparaissent dès lors que le champ magnétique subit des variations cycliques. Une partie de l'énergie est stockée dans le matériau, mais une autre partie est dissipée en chaleur. Celle-ci correspond à l'aire du cycle décrit par la caractéristique $B(H)$ (Fig. 3.9). La puissance dissipée par unité de volume s'écrit alors :

$$P_h = f \int H dB = f A_{hyst} \quad (3.50)$$

où H est le champ d'excitation appliqué et f sa fréquence.

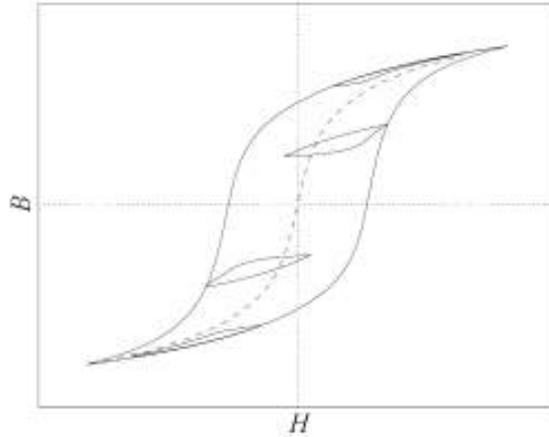


FIG. 3.9: Différentes boucles d'hystérésis (cycles « mineurs »), la courbe en pointillé représentant la courbe de première aimantation

Il existe de nombreux modèles numériques permettant d'analyser les pertes par hystérésis avec précision, comme le modèle de Preisach [Deb01]. Cependant, afin d'évaluer ces pertes, une formulation empirique est commode pour tirer directement profit des données fournies par le fabricant du matériau :

$$P_h = C_h \left(\frac{f}{f_0} \right) \left(\frac{\hat{B}}{B_0} \right)^2 M \quad (3.51)$$

où C_h (W/kg) est le coefficient de pertes spécifiques par hystérésis, f_0 et B_0 sont respectivement la fréquence et le champ magnétique de référence pour le calcul des pertes spécifiques, et M est la masse du matériau magnétique.

La détermination des pertes par courant de Foucault associées au phénomène d'induction électromagnétique impose une prise en compte précise de la géométrie du problème. Ainsi, leur détermination est délicate, et cela même si l'on exploite les ressources du calcul numérique du champ en trois dimensions. Toutefois, en première approximation, ces deux types de pertes sont regroupés en une formulation empirique unique donnée par :

$$P_{fer} = C_{fer} \left(\frac{f}{f_0} \right)^k \left(\frac{\hat{B}}{B_0} \right)^2 M \quad (3.52)$$

où C_{fer} (W/kg) est le coefficient total des pertes fer et k est un facteur pouvant être compris entre 1.5 et 1.8.

Les fabricants des matériaux donnent généralement les pertes fer massiques pour différentes fréquences et différents niveaux de champs magnétiques. A titre de comparaison entre un circuit magnétique feuilleté et un circuit magnétique réalisé

à partir de poudre de fer compressée, le tableau 3.5 présente les niveaux de pertes massiques dans le cas d'une variation sinusoïdale de l'excitation magnétique. Les circuits à base de SMC ne sont donc véritablement compétitifs, en termes de pertes massiques, que pour des fréquences avoisinant le kHz .

Pertes Fer	Somaloy 3P	Somaloy 500	Fer-Silicium feuilleté
1 T à 60Hz	5.5	9.5	2
1 T à 400Hz	43	80	11.5
1 T à 1000Hz	125	220	140

TAB. 3.5: Comparaison des pertes fer en W/kg pour différents matériaux

Le bobinage possède une résistance qui dépend de la longueur du bobinage, de la section du conducteur et de la résistivité du conducteur. La puissance dissipée par effet Joule lorsque le conducteur est parcouru par un courant continu s'écrit :

$$P_j = R_{cont} I^2 \quad (3.53)$$

où R_{cont} est la résistance en continu du bobinage, qui se calcule à l'aide de l'expression :

$$R = \frac{\rho l}{S} \quad (3.54)$$

$$\text{d'où } R_{cont} = \frac{4\rho N l_{Cu}}{\pi d_{Cu}^2} \quad (3.55)$$

où ρ et d_{Cu} sont respectivement la résistivité et le diamètre du conducteur, N le nombre d'enroulements du bobinage et l_{Cu} la longueur moyenne d'une spire.

La résistivité est dépendante de la température. Dans le cas du cuivre, la résistivité à $20^\circ C$ vaut $1.72 \cdot 10^{-8} \Omega m$ et l'expression générale, déterminée empiriquement, s'écrit :

$$\rho(T) = \rho(20^\circ C) \cdot (0.9125 + 4.125 \cdot 10^{-3} T) \quad (3.56)$$

Si le courant dans le bobinage est alternatif, la résistance du bobinage augmente avec la fréquence du courant, à cause de l'effet pelliculaire, ou effet de peau : le courant a tendance à se concentrer en surface du conducteur. La densité du courant décroît exponentiellement vers le centre du conducteur. On définit généralement une profondeur de pénétration correspondant à l'épaisseur d'une couche parcourue par 63% du courant total. Cette épaisseur est déterminée par l'expression :

$$\delta = \sqrt{\frac{\rho}{\mu_0 \mu_{Cu} \pi f}} \quad (3.57)$$

où f est la fréquence du courant et μ_{Cu} la perméabilité magnétique relative du cuivre.

Il apparaît donc que si la profondeur de pénétration est inférieure au diamètre du fil de cuivre utilisé, il faut considérer que la densité de courant est confinée sur un anneau d'une épaisseur proche de δ . À titre d'exemple, le tableau 3.6 donne quelques valeurs de la profondeur de pénétration dans différents cas pour le cuivre.

Température	50Hz	1000Hz
20°C	9.3 mm	2.1 mm
100°C	10.6 mm	2.4 mm

TAB. 3.6: Exemples de profondeurs de pénétration en fonction de la température et de la fréquence du courant

Pour les hautes fréquences, l'utilisation de fils de Litz permettra de remédier efficacement à l'effet de peau. En effet, en subdivisant le conducteur en un grand nombre de brins, on peut réduire le diamètre d'un brin à une valeur inférieure à la profondeur de pénétration, afin d'uniformiser la distribution du courant dans toute la section du fil. Dans bien des cas cependant, le recours aux fils de Litz (et les surcoût associés) pourra être évité, grâce à un choix judicieux de la section de fil utilisée, et, le cas échéant, à la mise en parallèle de sections bobinées « plusieurs fils en main ». Dans le cas de MAGZO, nous faisons le choix d'adapter la section de cuivre afin de ne pas avoir recours au fils de Litz et en simplifier le bobinage.

4. Première validation expérimentale du concept

4.1. Réalisation de la maquette

4.1.1. Cahier des charges

Afin de valider expérimentalement le principe de fonctionnement de la structure MAGZO, on se propose de réaliser un actionneur de type mobile, capable de maintenir un effort tangentiel de 500 N. Dans le cadre d'une transmission de l'effort par frottement, l'interface choisie est une couche élastomère fixée sur les surfaces du bloqueur, d'une épaisseur de 0.18 mm. Le coefficient de frottement est alors de l'ordre de 0.5. La force magnétique normale nécessaire est donc de 1000 N.

4.1.2. Choix de la céramique

Nous avons vu précédemment que l'élément le plus contraignant dans l'élaboration d'un actionneur magnéto-piézoélectrique, tel que la structure MAGZO, est le bloqueur magnétique. Le choix de la céramique est donc relativement libre pour cette première approche. Compte tenu des exigences de disponibilité des éléments

Force de blocage	6000 N
Tension	-20 à 150 V
Capacité C_0	11.5 μF
Dimensions	10x10x35 mm
Poids	50 g

TAB. 3.7: Caractéristiques d'une céramique PXE54 de Morgan Electroceramics

piézoélectriques commercialisés, le choix se porte sur une céramique PXE54 fabriquée par Morgan Electroceramics, dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau 3.7. Cela conduit à privilégier un fonctionnement de la céramique à grande amplitude de déformation plutôt que de tirer parti de l'effort.

La céramique est maintenue en légère compression par l'intermédiaire d'une armature en aluminium. Une étude par éléments finis a permis de s'assurer qu'une déformation de 45 μm nécessaire à l'introduction du barreau piézoélectrique n'engendre pas de contraintes supérieures à 77 MPa , comme l'illustre la figure 3.10. L'armature n'est donc pas sollicitée au-delà de sa limite d'élasticité.

Une vis de précontrainte permet d'augmenter si besoin la pression que subit la céramique à l'état de repos.

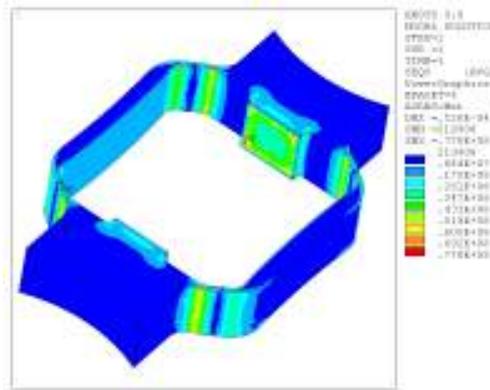


FIG. 3.10: Vérification par simulation FEM de la tenue mécanique de l'armature d'aluminium

4.1.3. Dimensions du bloqueur

Le circuit magnétique du bloqueur, en forme de pot, est réalisé à partir de SMC SOMALOY 550 (figure 3.12), dont le comportement reste linéaire en-dessous de $B_{max} = 1.1 T$. Le bloqueur et le substrat ont les mêmes caractéristiques magnétiques.

Paramètres	Valeur
Courant total Ni	315 A
Section du noyau magnétique S_m	1038 mm ²

TAB. 3.8: Contrainte sur la surface magnétique et la quantité de courant pour l'obtention d'un effort normal de 1000 N

La densité de courant surfacique dans le bobinage est fixée à $5A/mm^2$, ce qui correspond à un échauffement modéré de la structure, même lorsqu'elle est activée de manière continue.

Enfin, le bloc de matériau magnétique disponible nous impose des dimensions limites, comme la hauteur $h_m = 24 mm$, et le rayon extérieur maximal, $R_e = 32 mm$.

La méthode employée pour la conception du bloqueur consiste à établir, dans un premier temps, un pré-dimensionnement à partir des relations du tableau 3.4. La limitation du champ magnétique, associée aux autres contraintes du cahier des charges impose, en première approximation, les valeurs de courant total et de section du noyau magnétique données dans tableau 3.8. L'évaluation du coefficient c_m (c.f. relation 3.44) permet dans un second temps d'ajuster les dimensions ou bien la densité de courant pour que la force magnétique corresponde au cahier des charges.

Le coefficient c_m est évalué dans notre cas à 0.68. Plutôt que de redimensionner le bloqueur, nous faisons le choix d'augmenter la densité surfacique de courant, ce qui revient donc à augmenter le courant total Ni . Pour la simulation, nous utilisons alors une densité de $7.25 A/mm^2$ pour une surface de cuivre de $63.4 mm^2$. Les dimensions du bloqueur sont rassemblées dans le tableau 3.9.

Dimensions	Valeur en mm
a_m	18
h_m	24
R_e	32
e	0.18
b_{enc}	8.45
h_{enc}	15
h_s	9

TAB. 3.9: Dimensions d'un bloqueur pour l'obtention d'un effort normal de 1000 N

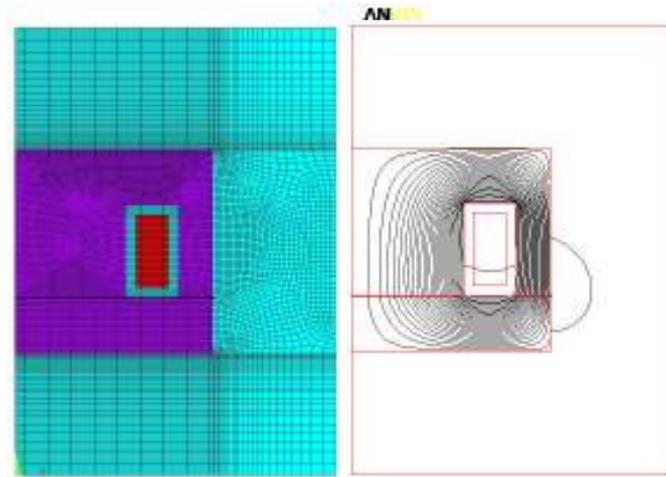


FIG. 3.11: Domaine d'étude du bloqueur : maillage et lignes de champ dans les milieux magnétiques

4.1.4. Simulation par éléments finis

La méthode par éléments finis est utilisée pour le calcul de l'effort exercé par le bloqueur sur le substrat magnétique. En vertu des propriétés d'axi-symétrie de la structure, l'étude magnétostatique est réalisée en deux dimensions. La figure 3.11 représente le dessin et le maillage effectués sous le logiciel ANSYS, ainsi que la distribution du champ magnétique dans le bloqueur.

Dans un premier temps, une simulation en régime linéaire, pour laquelle la perméabilité du matériau ferromagnétique a été fixée à $\mu_f = 550$, a donné une force résultante supérieure de 15% à celle obtenue par un calcul analytique simplifié. Cependant, l'analyse du champ magnétique dans les matériaux a montré que le niveau atteint est supérieur à la limite de saturation fixée pour les calculs analytiques. Une simulation tenant compte de la non linéarité du SOMALOY a donc été effectuée dans un second temps, en utilisant la courbe $B(H)$ figure 3.12. Le code utilisé pour cette simulation est présenté en annexe C. Les résultats sont illustrés sur la figure 3.13 associés à une comparaison avec le calcul analytique

	FEM linéaire	FEM non linéaire	Calcul analytique
Champ magnétique dans l'entrefer (en T)	1.2	1	1.1
Force magnétique (en N)	1132	836	991

TAB. 3.10: Comparaison du champ magnétique et de la force exercée par le bloqueur sur le substrat magnétique par calcul analytique et par simulation numérique

dans le tableau 3.10.

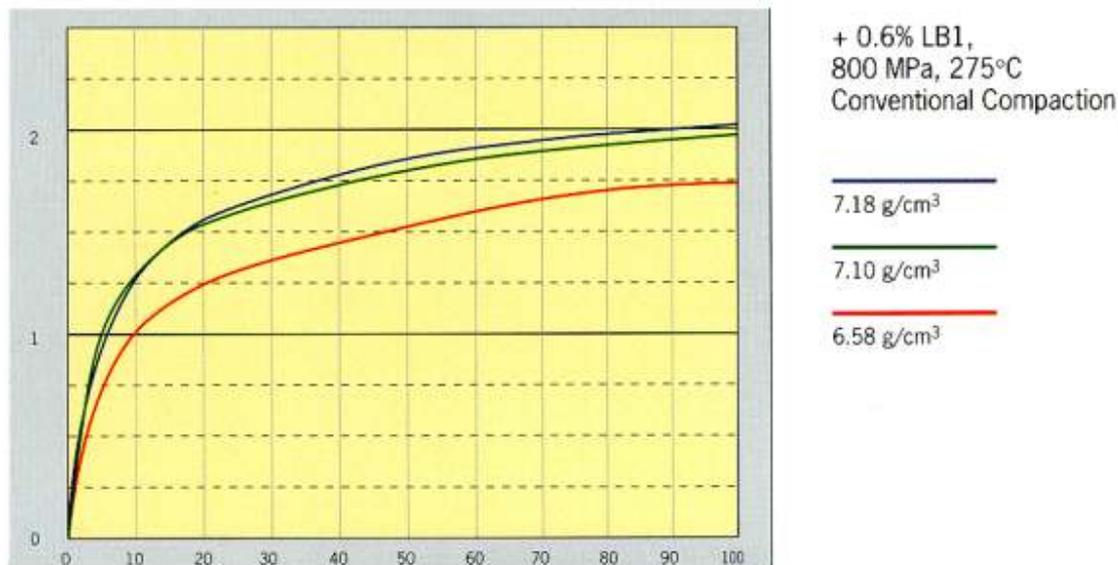


FIG. 3.12: Courbe B(H) du somaloy 550

La prise en compte de la saturation du matériau montre une forte diminution de la force résultante sur le substrat. L'écart avec le calcul analytique atteint 16%. L'erreur est essentiellement due à la perméabilité magnétique du SOMALOY utilisée dans le calcul analytique. La valeur de 550 correspond à la valeur maximale pour ce matériau, mais elle s'avère en moyenne plus proche de 350.

Malgré ces différences, le dimensionnement effectué est maintenu, car il suffit amplement à l'étape de validation fonctionnelle du concept. Ce choix se fait au détriment d'une diminution de la force tangentielle finale disponible, qui sera plus proche de 450 N que de 500 N. Cependant, la mesure expérimentale du coefficient de frottement présentée en annexe D dont la valeur atteint 0.57 permet tout de même d'envisager l'obtention de forces plus conséquentes. Ainsi, les bloqueurs seront réalisés à partir des dimensions du tableau 3.9. L'actionneur global est représenté sur la figure 3.14, sans le substrat magnétique.

4.2. Résultats expérimentaux intermédiaires

4.2.1. Protocole de mesures

Les tests expérimentaux de ce démonstrateur sont basés sur une mesure de l'effort maximal qu'est capable de transmettre l'actionneur au substrat magnétique. La figure 3.15 illustre le mode opératoire utilisé : le principe étant de charger l'actionneur en plaquant le substrat sur le bâti à l'aide d'un serre-joint. Lorsque

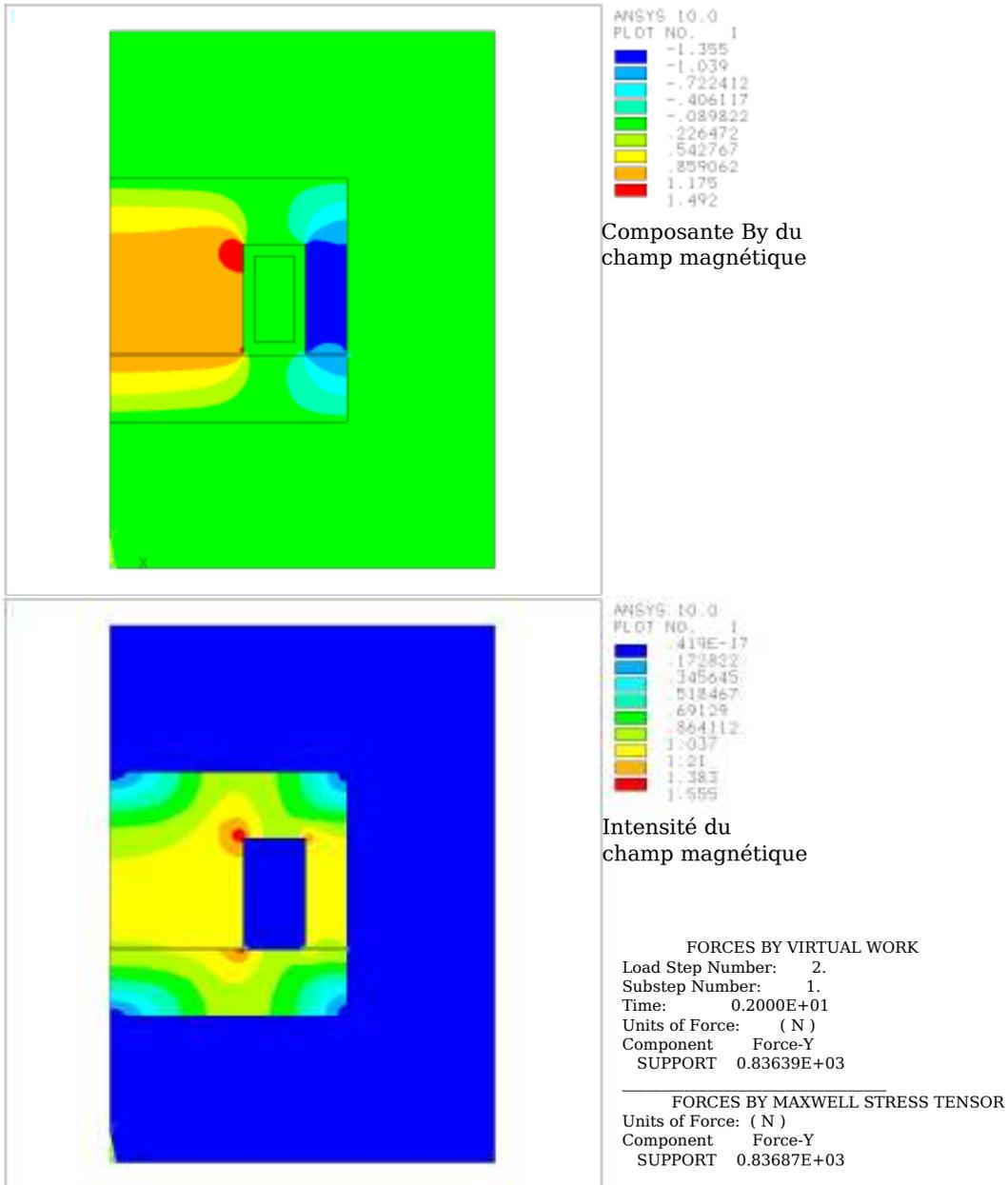


FIG. 3.13: Résultats de la simulation non linéaire d'un bloqueur magnétique

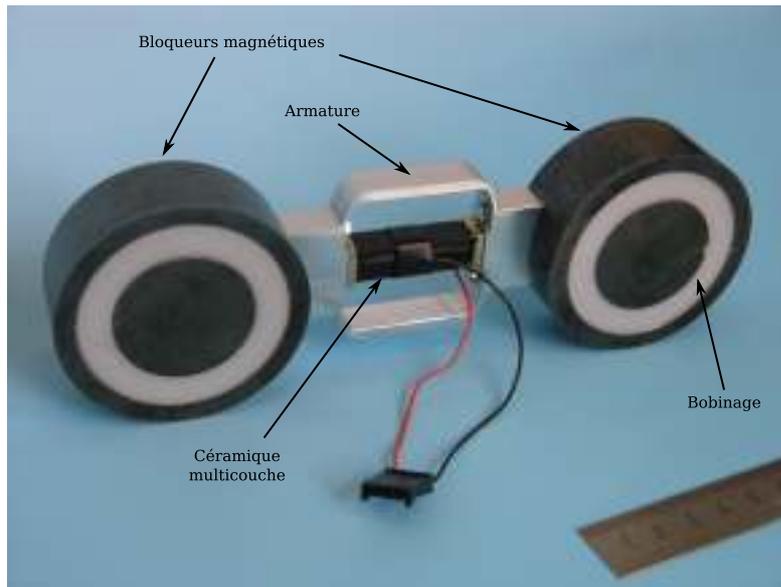


FIG. 3.14: Vue de la maquette de validation intermédiaire du concept MAGZO

le bloqueur d'entraînement est activé, dès que la céramique s'allonge, le substrat magnétique est déplacé, tant que la force de frottement imposée sur le substrat par le serre-joint ne dépasse pas la force limite du bloqueur. La force exercée par le substrat sur le bloqueur est mesurée par un capteur d'effort fixé entre le bâti et le bloqueur. L'augmentation du serrage du serre-joint augmente le frottement entre le substrat et le bâti et par conséquent augmente l'effort d'opposition au mouvement du bloqueur d'entraînement. Lorsque cette opposition dépasse un certain seuil, le bloqueur d'entraînement glisse sur le substrat, sans pouvoir le déplacer.

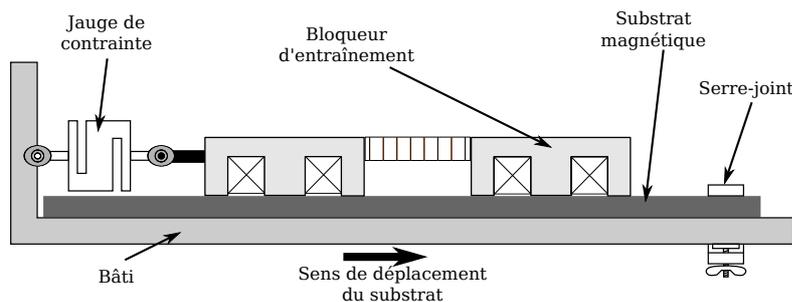


FIG. 3.15: Schéma du protocole expérimental pour la mesure de l'effort transmis par l'actionneur au substrat magnétique

4.2.2. Alimentation séparée

Une première série d'essais a été effectuée en utilisant une configuration d'alimentations indépendantes pour la céramique et l'ensemble des deux bloqueurs. L'aiguillage du courant vers l'un ou l'autre des bloqueurs est obtenu à l'aide de

deux diodes.

Les bobinages des bloqueurs ont été réalisés de telle manière qu'un courant maximal de 2 A donne l'effort normal maximal. En statique, c'est-à-dire à courant constant, la force tangentielle maximale atteinte par les bloqueurs, avant glissement, restait légèrement inférieure à 520 N . Cette valeur, légèrement supérieure à celle évaluée lors du dimensionnement, s'explique par un coefficient de frottement plus élevé que prévu.

L'alimentation des différents éléments a été effectuée grâce à l'utilisation d'un amplificateur linéaire à deux voies construit au laboratoire, dont la tension de sortie était limitée à 120 V et le courant crête à 1.5 A . Deux signaux sinusoïdaux de 500 Hz servent de références à l'amplificateur. Les signaux appliqués sur la maquette, après un réglage des niveaux des références sont présentés sur la figure 3.16.

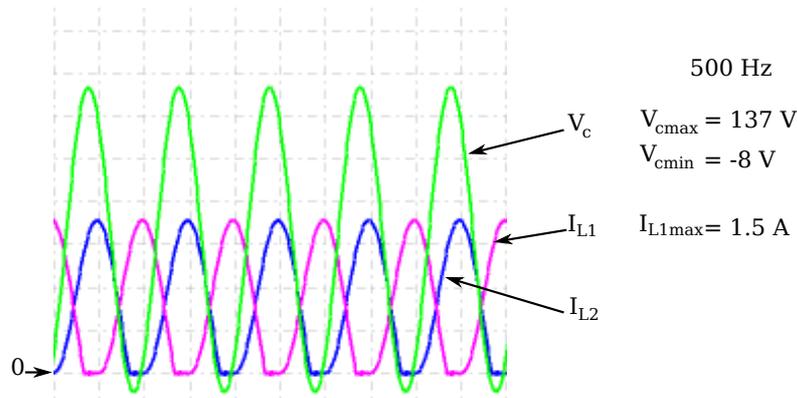


FIG. 3.16: Formes d'ondes des courants dans les bloqueurs et de la tension appliquée aux bornes de la céramique

La céramique multicouche se déformant à vide de $40\ \mu\text{m}$ par cycle, la vitesse de déplacement théorique de l'actionneur mobile est égale à $20\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ pour un fonctionnement à 500 Hz . Or, la vitesse mesurée reste inférieure à $10\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Cette différence est une conséquence directe de l'utilisation des diodes « d'aiguillage » du courant dans les bobines. Il existe en effet, pendant un certain temps, une conduction simultanée du courant dans les deux bobines (Fig. 3.16). Cet empiètement tient à l'utilisation de diodes au sein d'un circuit inductif comme cela est analysé en annexe E. Les diodes étant conductrices dès que la tension à leurs bornes est positive, les deux bloqueurs sont activés en même temps, alors que la céramique n'a pas terminé sa course, créant ainsi une incertitude sur le sens de déplacement de l'actionneur. Cela se caractérise donc par une diminution de l'amplitude du mouvement global.

Il faut ajouter à cette perte une imprécision de la synchronisation de l'allongement de la céramique avec l'activation d'un bloqueur. Si le déphasage entre la tension d'alimentation des bobines et le courant y circulant est très proche de 90° , ce n'est pas le cas entre le signal de commande de la céramique et la tension effec-

tivement appliquée à ses bornes, où le déphasage varie en fonction de la fréquence. Un ajustement du déphasage entre les signaux de référence est donc nécessaire pour synchroniser le fonctionnement des éléments de l'actionneur.

4.2.3. Alimentation monophasée

La configuration en série, décrite au paragraphe 4.2.2. du chapitre 2, est utilisée pour l'essai avec une alimentation sinusoïdale monophasée. La tension d'alimentation possède une composante alternative d'amplitude 45 V et une composante continue de 70 V . Cela permet d'obtenir aux bornes de la céramique une tension variant de -2 à 150 V pour une fréquence de 280 Hz qui correspond à la fréquence de résonance du circuit électrique. Les figures 3.17 et 3.18 illustrent quelques unes des formes d'ondes obtenues.

La conduction simultanée du courant dans les deux bloqueurs est à nouveau présente. Cependant, il faut noter la synchronisation quasi parfaite de l'allongement de la céramique par rapport à l'activation d'un bloqueur (Fig. 3.18). Le facteur de puissance obtenu à cette fréquence vaut 0.79 , ce qui est très intéressant. Il existe cependant une fréquence pour laquelle le courant et la tension d'alimentation sont en phase, comme l'illustre la figure 3.19, associée à une légère atténuation de la tension aux bornes des céramiques. Cette fréquence est très proche de la fréquence de résonance du circuit constitué par la capacité de la céramique en série avec les deux inductances des bloqueurs en parallèle, soit l'équivalent d'une inductance deux fois plus petite.

Du point de vue mécanique, la vitesse de déplacement mesurée à vide n'est que de 5 mm.s^{-1} au lieu de 11.8 mm.s^{-1} comme prévu en théorie ($f = 280\text{ Hz}$). Cette fois encore, l'empêchement des courants empêche l'exploitation complète de la course de la céramique multicouche. La force maximale, mesurée lorsque le substrat de se déplace plus, ne dépasse pas 100 N .

4.3. Améliorations nécessaires

4.3.1. Maîtrise du courant dans les bobines

Les deux modes d'alimentation précédents ont montré expérimentalement différentes limites d'utilisation du concept proposé. Dans les deux cas, l'utilisation des diodes n'a pas permis de maîtriser convenablement l'alternance du courant dans les bloqueurs. La seule alternative possible consiste à utiliser des interrupteurs commandés à l'ouverture et à la fermeture, afin d'appliquer le courant exactement au moment voulu.

Par ailleurs, la force disponible en sortie de l'actionneur est fortement tributaire du courant résultant dans les bobines, dans le cas monophasé. Afin de caractériser convenablement l'actionneur, il est intéressant de pouvoir séparer totalement les alimentations : une pour la céramique et une pour chacun des bloqueurs. En outre,

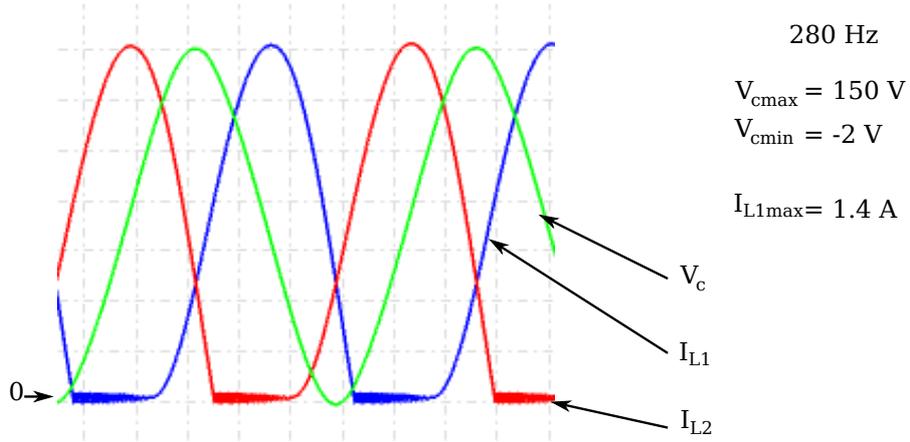


FIG. 3.17: Courants dans les contacteurs et tension aux bornes de la céramique pour une alimentation monophasée à 280 Hz

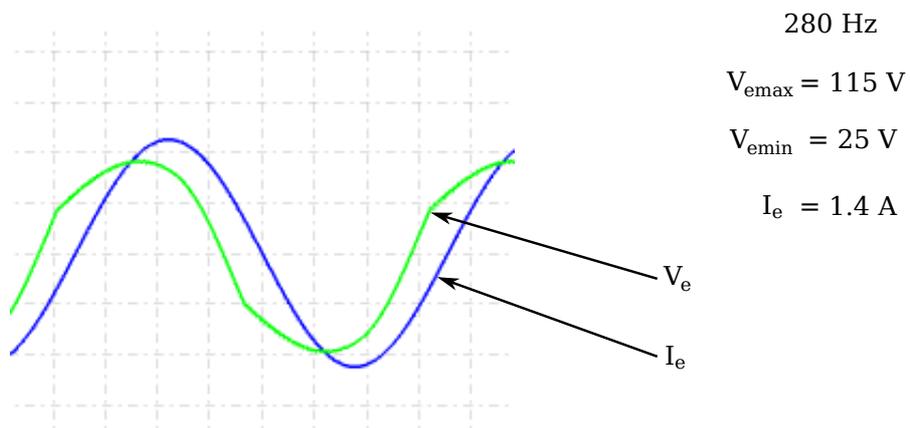


FIG. 3.18: Courants et tension d'alimentation en monophasé à 280 Hz

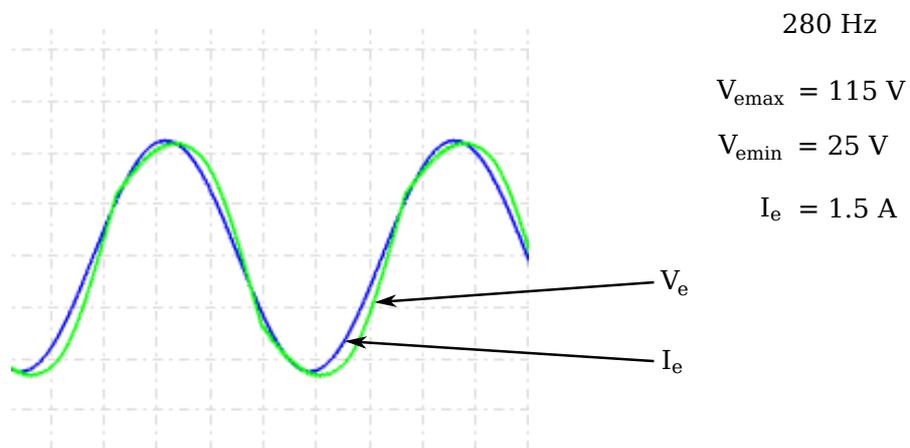


FIG. 3.19: Courants et tension d'alimentation en monophasé à 390 Hz

une forme d'onde de type trapèze pour le courant devrait permettre de mieux maîtriser l'activation alternée des bloqueurs pendant les phases d'extension ou de rétraction de la céramique.

4.3.2. Nécessité de l'amplification du mouvement

La limitation de la force de sortie est fortement tributaire du frottement entre les interfaces de contact, ce qui limite par conséquent le niveau de puissance transmissible par l'actionneur. Selon la qualité de cette interface, la force mesurée n'est pas la même. Nous avons vu qu'un entraînement par obstacle avec une position au repos débrayée, serait une bonne solution, mais difficilement réalisable d'un point de vue technologique dans le cadre de cette étude. Une autre manière d'augmenter la puissance de sortie, sans avoir besoin de recourir à de grandes fréquences d'alimentation, consiste donc à introduire un dispositif d'amplification du mouvement au sein de l'actionneur.

5. Conclusion

Ce chapitre a permis de poser les premiers éléments de conception et de dimensionnement de la structure MAGZO.

L'analyse de la fonction d'actionnement a démontré les avantages de l'architecture de type push-pull pour générer les déplacements et efforts bidirectionnels requis, au moyen d'éléments piézoélectriques multicouches.

S'agissant de la fonction de blocage magnétique, l'utilisation des théorèmes généraux de la magnétostatique a permis d'établir une formulation simplifiée pour le pré-dimensionnement des bloqueurs. En ce qui concerne le choix du matériau magnétique, les fonctionnalités et propriétés des poudres de fer compressées (SMC), tant en termes de moulage de formes variées qu'en matière de limitation et d'évacuation tridimensionnelle des pertes à haute fréquence, font de cette technologie une solution tout à fait adaptée à la réalisation des organes de verrouillage de la structure MAGZO. Certes, la perméabilité de ces composés étant globalement plus faible que celle des tôles, un sur-dimensionnement magnétique est à prévoir d'un point de vue strictement magnétostatique, par rapport à un circuit feuilleté. Néanmoins, la prise en compte des différents aspects du problème spécifique que constitue la conception de l'actionneur MAGZO, supposé fonctionner à terme à une fréquence relativement élevée (pouvant atteindre plusieurs kHz), justifie pleinement l'usage des matériaux composites.

Enfin, une maquette de validation du principe de fonctionnement proposé a été testée avec succès. Les tests expérimentaux ont démontré que l'association d'élé-

ments piézoélectriques et magnétiques offrait de bonnes perspectives, notamment d'un point de vue énergétique, à condition que l'alimentation soit bien adaptée à l'utilisation. L'augmentation de la puissance mécanique transmise à la charge repose sur plusieurs voies d'amélioration possibles : en augmentant soit le niveau d'effort transmis grâce à un entraînement par obstacle, soit la vitesse de déplacement en amplifiant la déformation élémentaire. L'entraînement par obstacle demandant la réalisation d'une micro-denture encore relativement délicate à mettre en œuvre d'un point de vue technologique, l'option retenue portera plus spécifiquement sur l'application d'un principe d'amplification mécanique du mouvement élémentaire de l'actionneur, procédé dont la mise en œuvre fait l'objet du chapitre suivant.

Chapitre 4

Amplification mécanique à double action – structure en pont à pivots flexibles

1. Introduction

Nous avons évoqué à plusieurs reprises les possibilités offertes par une amplification mécanique du mouvement transmis de la céramique vers la charge (par l'intermédiaire du bloqueur d'entraînement et du substrat magnétique). Le chapitre précédent en a démontré la nécessité si l'on souhaite exploiter l'actionneur magnéto-piézoélectrique dans la gamme de puissance mécanique ciblée par la présente étude.

L'amplification mécanique du déplacement produit par les éléments piézoélectriques est une méthode très utilisée en robotique ou en optique pour le déplacement précis de miroirs, et de manière plus générale, dans tous les domaines nécessitant des déplacements de précision micrométrique le long d'une course relativement importante. De fait, il existe un grand nombre de structures étudiées ou commercialisées, accompagnées de modèles plus ou moins précis. Si dans les domaines cités précédemment, la recherche du déplacement maximal constitue très souvent l'objectif principal, les actionneurs dédiés à l'aéronautique doivent cependant nécessairement transmettre des forces et des mouvements conséquents. En effet le but, ici, est de transmettre à la fois un effort important et un déplacement nettement supérieur à la déformation initiale des céramiques.

Au cours du chapitre 2, l'intérêt des structures en pont, de type flexenseur a été mentionné. Dans ces structures, l'énergie de déformation peut être localisée (utilisation de joints flexibles) ou répartie sur toute la structure. Les actionneurs existant actuellement sur le marché, pour les deux types de variantes, atteignent les mêmes performances statiques. De manière générale, les actionneurs proposés sont bidirectionnels à action simple. L'architecture préconisée pour le concept d'actionneur magnéto-piézoélectrique est à action double de type push-pull. Compte tenu de l'intérêt, en termes d'énergie stockée des variantes à énergie localisée, une architecture d'amplification à pivots flexibles a été privilégiée.

Dans ce chapitre, nous nous intéressons par conséquent à l'étude théorique et pratique d'un système d'amplification mécanique des déformations à double action, basé sur une structure en pont à énergie de déformation localisée. A partir des considérations d'un cas idéal et d'une présentation du principe des articulations flexibles, une structure réelle est modélisée à l'aide des théories classiques de la mécanique des solides déformables. Afin de réaliser en pratique cette structure des hypothèses simplificatrices supplémentaires permettent de proposer un modèle de pré-dimensionnement à partir duquel un dimensionnement optimal des articulations par simulation numérique, à l'aide du calcul par éléments finis, est effectué.

2. Amplification mécanique à double action à l'aide d'une structure en pont

2.1. Architecture de l'amplificateur mécanique

L'amplificateur mécanique à structure en pont est basé sur le principe simple du cric. Il est constitué de plusieurs bras rigides reliés les uns aux autres par des liaisons pivots. En écartant horizontalement les sommets opposés du polygone déformable, la structure s'écrase et inversement, en comprimant horizontalement la structure, celle-ci s'écarte verticalement, comme illustré sur la figure 4.1.

L'action est double si l'on peut agir horizontalement dans les deux sens. Il faut donc envisager de placer des céramiques piézoélectriques, non seulement à l'intérieur, mais aussi à l'extérieur de la structure d'amplification. Le principe « push-pull » est alors appliqué aux céramiques, c'est-à-dire que les céramiques intérieures doivent se rétracter pendant que les céramiques extérieures s'allongent et vice versa.

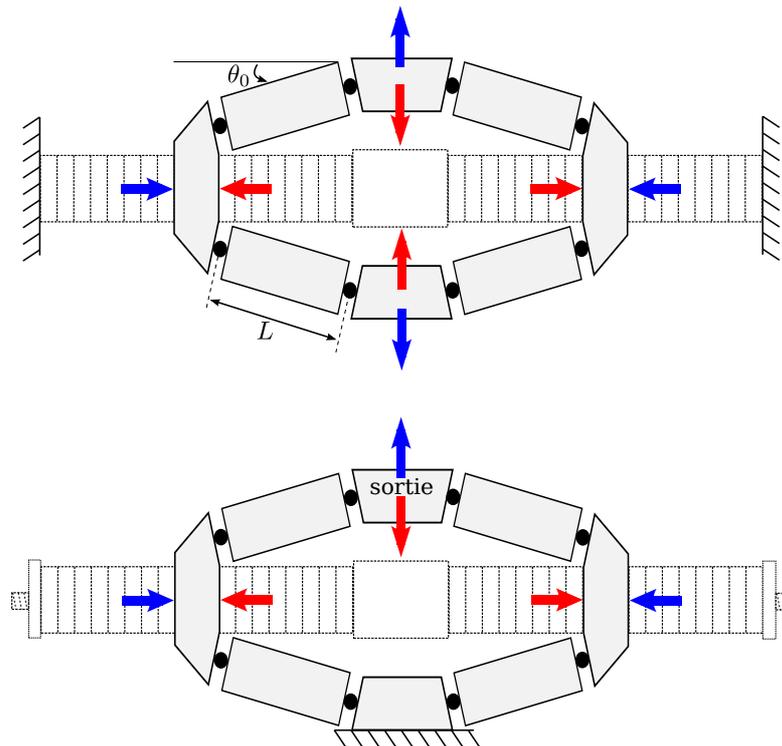


FIG. 4.1: Schéma de principe de la structure en pont préconisée

La problématique réside dans le maintien des céramiques extérieures : si celles-ci sont fixées au bâti, il n'est pas possible d'envisager une déformation verticale en bloquant un des côtés (ce qui est le cas lorsqu'un bloqueur est activé). Il est donc nécessaire d'ajouter un degré de liberté dans l'axe transverse à l'axe des céramiques. La solution consiste à maintenir la compression de l'ensemble à l'aide

d'une pièce indépendante. Nous avons choisi d'utiliser une tige interne traversant les céramiques : cela implique par conséquent d'utiliser des céramiques cylindriques creuses.

2.2. Évaluation du gain d'amplification

Considérons le cas où les pivots sont idéaux, exempts de tout frottement. Il est alors possible d'évaluer analytiquement le rapport d'amplification du dispositif de manière simple. Pour cela, considérons le schéma de la figure 4.2 qui ne représente qu'un quart de la structure, du fait des deux symétries d'axes perpendiculaires qui caractérisent la géométrie étudiée. Initialement, le bras de longueur L est incliné d'un angle θ_0 par rapport à l'axe horizontal de la structure. Si l'on impose un déplacement δx en entrée, les contraintes géométriques engendrent un déplacement δy en sortie de telle sorte que le bras fasse un angle θ_f avec l'axe horizontal.

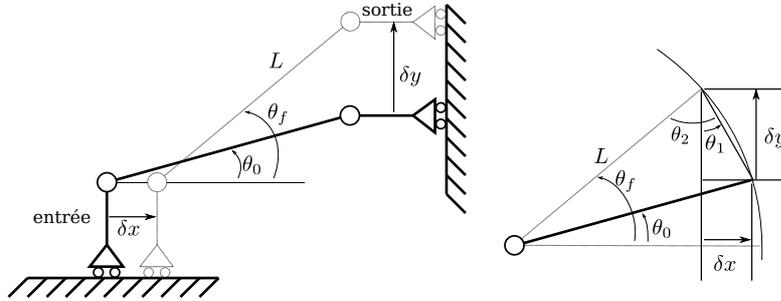


FIG. 4.2: Schéma du quart de la structure d'amplification

Nous pouvons alors écrire les relations angulaires suivantes :

$$\begin{cases} \theta_2 = \frac{\pi - (\theta_f - \theta_0)}{2} \\ \theta_2 - \theta_1 = \frac{\pi}{2} - (\theta_f - \theta_0) \end{cases} \quad (4.1)$$

Il vient alors l'expression de θ_1 en fonction de θ_0 et θ_f :

$$\theta_1 = \frac{\theta_f + \theta_0}{2} \quad (4.2)$$

Par conséquent, l'amplification mécanique correspondant au rapport du déplacement en sortie sur le déplacement en entrée s'écrit :

$$\eta_m = \frac{\delta y}{\delta x} = \cotan\left(\frac{\theta_f + \theta_0}{2}\right) \quad (4.3)$$

Cette relation montre, d'une part, que l'amplification de cette structure n'est pas linéaire et d'autre part, qu'elle est indépendante de la longueur du bras. Par ailleurs, si l'on considère que les déplacements sont très petits, on peut supposer que l'angle final est très proche de l'angle initial θ_0 . Une première approximation

de l'amplification dans un cas idéal, pour de petits déplacements peut donc s'écrire sous la forme :

$$\eta_m \simeq \frac{1}{\tan \theta_0} \quad (4.4)$$

Ce qui veut donc dire qu'en première approximation, l'amplification pourra être déterminée par l'angle initial entre l'axe des deux pivots et l'axe horizontal de la structure.

En ce qui concerne le rapport de transformation entre la force horizontale nécessaire à un déplacement δx et la force verticale opposée par une charge en sortie, à l'équilibre mécanique statique, on retrouvera exactement l'inverse de la relation 4.3 :

$$\frac{F_y}{F_x} = \tan \left(\frac{\theta_f + \theta_0}{2} \right) \simeq \tan \theta_0 \quad (4.5)$$

2.3. Inconvénients des liaisons pivots classiques

La déformation élémentaire dont il est question dans cette étude est inférieure à la centaine de micromètres. Il est donc difficile d'envisager la fabrication ou l'utilisation de liaisons pivots classiques à base de roulements à billes ou de paliers lisses, car les jeux inhérents à de tels sous-systèmes ne sont pas négligeables devant les déplacements souhaités. Ainsi, pour des roulements d'alésage inférieur à 20 mm, les jeux radiaux en fonctionnement peuvent atteindre 30 μm [Mor90] et pour des roulements miniatures de haute précision de 2 mm de diamètre interne, les jeux sont supérieurs à 3 μm [NTN06] dans le cas d'un montage serré.

De plus, dans notre cas, les forces mises en jeu sont très importantes. Imaginons une structure d'amplification dont les bras font un angle de 10° avec l'axe de symétrie horizontal. Le rapport de transformation en première approximation vaut environ 5.7. Pour bloquer une charge verticale opposant un effort constant de 500 N, il faudra, dans ces conditions, une force horizontale de 2500 N. Cela correspond à des efforts radiaux au niveau d'une liaison pivot proches de 1250 N. Or les roulements miniatures de précision ne supportent généralement pas ces niveaux de charge statique.

Enfin, l'objectif principal de cette étude est de proposer un actionneur exempt des sous-systèmes classiques de transmission de puissance par roulement car ils peuvent être le siège de grippages, particulièrement dans les cas où les niveaux de charges sont importants, et ils sont soumis à une usure inéluctable. Par conséquent, l'alternative réside dans l'utilisation d'articulations flexibles, adaptées aux petits mouvements.

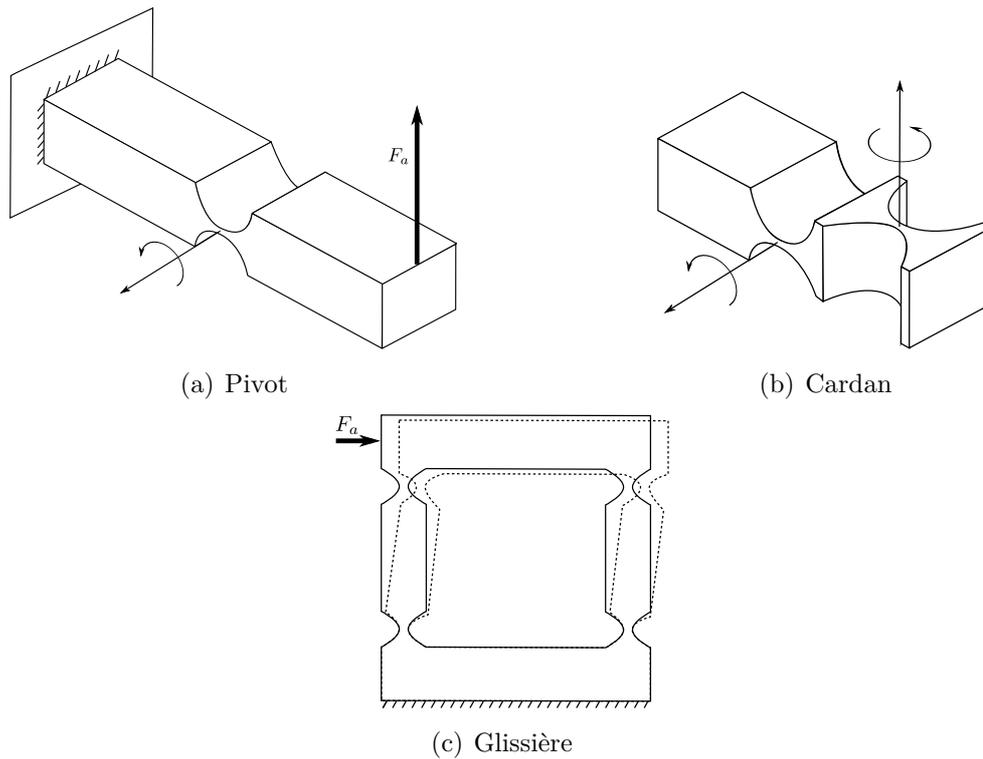


FIG. 4.3: Exemples d'articulations flexibles élémentaires

3. Liaisons à articulations élastiques : pivots flexibles

3.1. Généralités

On peut considérer qu'une articulation élastique est mise en jeu à partir du moment où il existe un étranglement localisé au niveau d'un solide élastique. Dès lors, la rigidité de la pièce se retrouve localement diminuée et si celle-ci est placée sous contrainte mécanique, c'est au niveau de l'étranglement que se produit l'essentiel du mouvement. La forme et la combinaison de ces étranglements définissent la rigidité suivant les différents axes et par conséquent les degrés de liberté pour les mouvements des pièces reliées par ces articulations. La figure 4.3-a) illustre un mouvement de rotation privilégié, l'articulation étant alors équivalente à une liaison pivot. La figure 4.3-b) donne l'exemple d'une combinaison permettant d'obtenir une liaison équivalente de type cardan. En robotique ou lorsque le positionnement précis est recherché, le dispositif de type glissière schématisé sur la figure 4.3-c) est très souvent utilisé (conservation du parallélisme).

Les articulations flexibles peuvent également être appelées « joints flexibles », car elles permettent de relier deux solides pour permettre leur mouvement relatif. Ces solides sont des éléments rigides, en comparaison à la plus grande déformabilité de leur liaison.

Les structures déformables à base d'articulations élastiques sont utilisées dans de très nombreux domaines, tant pour des mouvements macro ou microscopiques, en raison de la précision des déplacements, que pour la fiabilité, la facilité de fabrication et le niveau d'intégration important qu'elles procurent. L'idée de mettre en mouvement relatif des éléments rigides par l'intermédiaire d'un ensemble de pivots flexibles semble très répandue dans l'automobile et l'aérospatiale pour des capteurs ou des accéléromètres [Hon06], le médical, pour des mécanismes de chirurgie peu invasifs [Kot05], les télécommunications ou l'optique, pour le positionnement précis d'antennes ou de miroirs [Bel00] ou pour tout ce qui a trait aux systèmes micro-électro-mécaniques (MEMS) de positionnement pour lesquels il existe une très grande quantité de brevets, ou bien encore la robotique [Hen00, Bac03].

Le concept de mécanisme flexible est quant à lui, vieux de plusieurs millénaires si l'on considère les structures flexibles où de l'énergie est accumulée dans un matériau déformable pour la propulsion de projectiles, comme les arcs ou les catapultes (les premières catapultes à ressort ayant été imaginées par Léonard de Vinci dans les années 1490). L'articulation flexible, en elle-même, est présente sur tous les livres présentant une couverture rigide.

Par contre les articulations flexibles telles qu'on les utilise aujourd'hui n'ont été étudiées de manière systématique qu'au milieu du vingtième siècle. Ainsi voit-on apparaître des méthodes de conception et de modélisation des articulations flexibles dans les années 60 avec Weinstein [Wei65] mais surtout Paros et Weisbord [Par65] qui proposent l'expression analytique d'un pivot flexible à étranglement circulaire. Quelques applications sont étudiées dans les années qui suivent, comme les travaux de Scire et Teague en 1978 [Sci78] qui combinent un actionneur piézoélectrique et un système d'amplification uniaxiale de type levier.

C'est surtout à partir de la fin des années 90 que la littérature se densifie. De nombreux modèles de différentes architectures d'articulations flexibles sont proposés dans différents pays, grâce à l'enthousiasme pour les MEMS, mais surtout à l'amélioration des calculs par éléments finis permettant les comparaisons avec les modèles analytiques [Het99, Smi92, Hen00, Xu96]. On peut noter deux courants différents dans l'approche de ces mécanismes avec Howell [How01], d'une part, qui propose l'idée d'un modèle pseudo-rigide permettant de simplifier les modèles pour faciliter le dimensionnement des structures, basé sur l'utilisation de coefficients correcteurs calculés numériquement. D'autre part, Lobontiu [Lob02], qui s'inspire des travaux de Paros et Weisbord, a une approche purement analytique des articulations flexibles et propose des méthodes de calcul des matrices de souplesse de pivots flexibles de sections circulaires, elliptiques, paraboliques ou hyperboliques.

3.2. Principaux avantages des pivots flexibles

Les différents auteurs cités précédemment s'accordent tous sur les avantages de l'utilisation des articulations flexibles, dans la mesure où elles sont utilisées dans un domaine élastique :

- ces mécanismes flexibles ont un fonctionnement similaire à celui d'un ressort, impliquant une réversibilité. L'application d'une force engendre un déplacement prévisible et précis et inversement, un déplacement donné engendre une force connue ;
- les forces mises en jeu au sein du matériau sont uniquement des forces électrostatiques au niveau des atomes, la résolution disponible est alors potentiellement très importante. De plus, la déformation se fait sans frottement, sans nécessité de lubrification, de manière continue, sans à-coups ;
- pendant la déformation, il n'y a aucun hystérésis ;
- la fabrication de pivots flexibles se fait par usinage dans la masse d'une pièce maîtresse de telle sorte que le mécanisme complet tient en un seul bloc, il est dit monolithique. Il n'y a donc pas d'assemblage, de vis ou de boulons, ce qui rend le mécanisme exempt de tout micro-déplacement parasite.

Cependant, des inconvénients existent, limitant leur utilisation dans les différents domaines. En effet, les angles des pivots flexibles sont limités par la contrainte maximale correspondant à la limite élastique du matériau. La rotation n'est pas parfaite car l'articulation est soumise à de multiples contraintes : cisaillement, flexion et compression. Le centre de rotation n'est donc pas fixe pendant la déformation. De plus, la sensibilité des matériaux aux variations de température engendre une modification des propriétés de l'articulation, notamment sa raideur. Enfin la modélisation analytique des articulations flexibles, et donc leur dimensionnement, ne constitue pas un problème mécanique simple.

3.3. Les profils de pivots flexibles

On trouvera dans la littérature deux formes extrêmes adoptées pour la conception des pivots flexibles. La plus basique correspond au profil rectangulaire (Fig. 4.4-a). Cependant, l'étranglement circulaire (Fig. 4.4-c) est le profil le plus utilisé dans les mécanismes d'amplification des déplacements. D'autres formes ont été étudiées, comme par exemple les profils rectangulaires munis de congés (4.4-b), elliptiques (4.4-d) ou hybrides (4.4-e) [Che05].

L'utilisation de profils particuliers prend son sens lorsque l'on considère la précision des déplacements ou les contraintes que subissent les articulations flexibles. En effet, il a été démontré [Xu96] que les profils circulaires permettent de bénéficier de la précision optimale car la déformation du joint se fait quasi parfaitement autour de son centre. En revanche, les contraintes sont concentrées au niveau de ce centre,

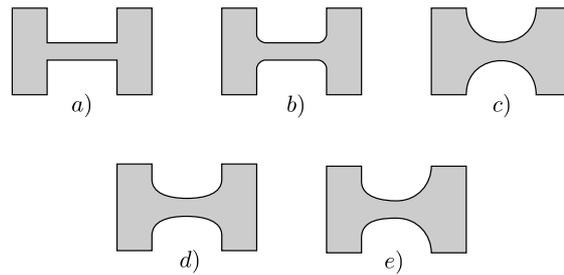


FIG. 4.4: Exemples de différents profils de pivots flexibles

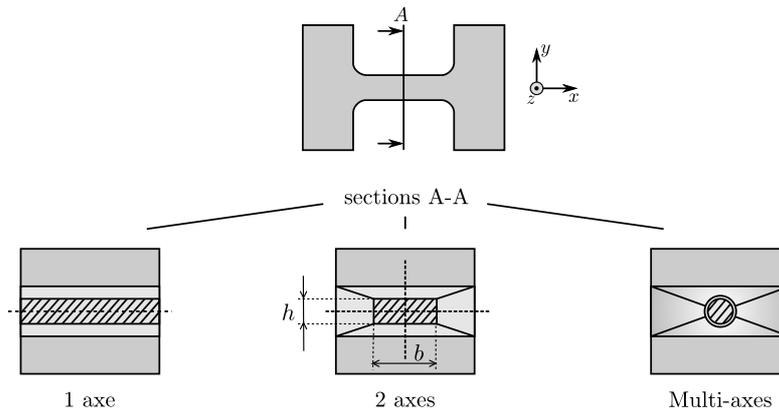


FIG. 4.5: Axes de rotation privilégiés

où l'épaisseur du joint est minimale. Cela tend à réduire les efforts applicables au niveau de l'articulation. De plus, les profils circulaires possèdent une plus grande rigidité que les autres, ce qui limite également l'amplitude de la déformation.

Lorsque les contraintes s'éloignent du centre de l'articulation, la précision diminue, mais la souplesse augmente. Le profil rectangulaire est le plus flexible, malheureusement la concentration des contraintes se fait au niveau des angles, ce qui le fragilise considérablement. L'utilisation de congés permet alors de mieux répartir les contraintes dans le matériau.

Tous les autres profils, notamment le profil elliptique, procèdent d'un compromis entre la recherche d'une grande précision et la tenue de contraintes résultantes élevées, sous l'effet des efforts appliqués sur l'articulation.

Selon l'objectif de la structure et de l'application, le choix du profil ne sera donc pas le même. Ainsi, pour une structure d'amplification du déplacement comme la nôtre, qui est intégrée dans un actionneur à déplacement macroscopique, la précision n'est pas un critère primordial, contrairement à l'amplitude du déplacement disponible en sortie de la structure. Le profil rectangulaire à congés est donc tout à fait adapté dans notre cas.

La majorité des profils est réalisée de manière à disposer d'un mouvement dans un plan. On parle alors d'articulations à un seul axe de rotation. L'articulation a

la forme d'un parallélépipède dont la hauteur est suivant l'axe de rotation (Fig. 4.5). Si l'on souhaite bénéficier d'un axe de rotation supplémentaire, il suffit alors de réduire la hauteur du joint. Enfin, il existe des profils d'étranglement à section circulaire qui ne privilégient aucun axe de rotation particulier.

4. Modèle analytique général d'une articulation flexible

L'articulation flexible étant l'élément clé de la structure d'amplification multi-pivot flexible, il est nécessaire de procéder à une étude mécanique basée sur les théories classiques de la résistance des matériaux [Tim68]. Celle-ci établit dans un premier temps une formulation analytique du comportement de l'articulation en termes de déformation sous contrainte, comportement défini en général par une matrice de rigidité ou de souplesse. Complétée par les considérations relatives à la tenue mécanique de l'articulation et d'une application du principe d'équilibre statique à l'ensemble de la structure, l'étude présentée ici permet le pré-dimensionnement de l'articulation avant son optimisation à l'aide d'un outil de calcul par éléments finis. Enfin, un modèle dynamique analytique au premier ordre permet de préciser les limites d'exploitation du joint flexible en termes de bande passante.

4.1. Hypothèses d'étude

L'analyse mécanique de l'articulation proposée est basée sur les hypothèses classiques de la théorie de l'élasticité. Cela revient à considérer que :

- la matière est considérée comme un milieu continu,
- les déformations (déplacements et angles de rotation) sont très petites,
- les matériaux sont élastiques et répondent à la loi de Hooke, à savoir que les déformations sont proportionnelles aux forces ou couples appliqués,
- les matériaux sont homogènes et isotropes, c'est-à-dire que les propriétés sont les mêmes dans tout le matériau et dans toutes les directions.

En outre, l'application du principe de réciprocité est primordial pour étudier les déformations élastiques. En résumé, il établit que, dans un système élastique, la déformation exercée sur un point i pendant qu'une charge unitaire est appliquée en un point différent j est la même que la déformation obtenue en j par l'application d'une charge unitaire en i . Ce principe permet, notamment, d'appliquer le principe de superposition, c'est-à-dire de calculer séparément chaque déformation en un point i associée à une charge particulière, puis de les sommer pour connaître la déformation totale. Ainsi, en supposant qu'un corps élastique subit n charges $F_{i=1..n}$

en un point i , la déformation au point i s'écrit :

$$u_i = \sum_{j=1}^n C_{ij} F_j \quad (4.6)$$

où C_{ij} sont des coefficients qui constituent la matrice de souplesse $[C]$. Le principe de réciprocité permet d'écrire :

$$C_{ij} = C_{ji} \quad (4.7)$$

La matrice de souplesse est donc symétrique.

Il est important de noter dès à présent que dans toute la suite de l'étude, nous emploierons le terme « moment », terme malheureusement traduit de l'anglais dans de très nombreux ouvrages, pour désigner un couple et non pas un moment de force.

4.2. Calcul des matrices de souplesse et de rigidité d'une articulation flexible

4.2.1. Forme générale des matrices de souplesse et de rigidité

En considérant tous les degrés de liberté de mouvement au point $i = 1$ (Fig. 4.6), on note $\{u\}$ le vecteur de déformation (à ne pas confondre avec le tenseur de déformation) composé des déplacements et des rotations suivant les trois axes de l'espace, et $\{F\}$ le vecteur d'effort tels que :

$$\begin{aligned} \{u\} &= \{u_x \ u_y \ u_z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z\}^T \\ \{F\} &= \{F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z\}^T \end{aligned} \quad (4.8)$$

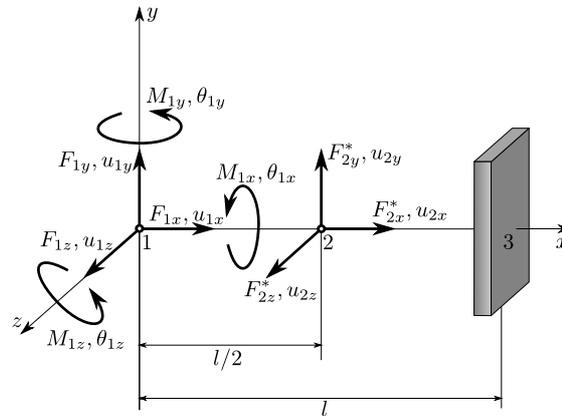


FIG. 4.6: Degrés de liberté d'une articulation flexible

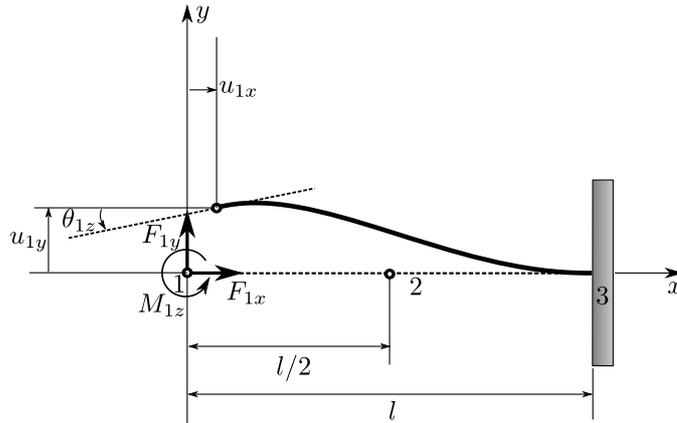


FIG. 4.7: Déformations à l'équilibre mécanique dans un plan de l'extrémité libre d'une articulation flexible à profil rectangulaire, soumise à des efforts plans F_{1x} et F_{1y} et à un moment M_{1z}

La figure 4.7 illustre les termes du vecteur de déformation dans le cas où l'articulation se déforme dans un plan unique.

À l'équilibre mécanique, les vecteurs de déformation et d'effort sont alors reliés par la matrice de souplesse suivant l'équation :

$$\{u\} = [C]\{F\} \quad (4.9)$$

La forme générale d'une matrice de souplesse au point $i = 1$ (Fig. 4.6) s'écrit :

$$C_1 = \begin{bmatrix} C_{1,x-F_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{1,y-F_y} & 0 & 0 & 0 & C_{1,y-M_z} \\ 0 & 0 & C_{1,x-F_x} & 0 & C_{1,z-M_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{1,\theta_x-M_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{1,\theta_y-F_z} & 0 & C_{1,\theta_y-M_y} & 0 \\ 0 & C_{1,\theta_z-F_y} & 0 & 0 & 0 & C_{1,\theta_z-M_z} \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

avec les égalités suivantes, liées au principe de réciprocité :

$$\begin{cases} C_{1,\theta_z-F_y} = C_{1,y-M_z} \\ C_{1,\theta_y-F_z} = C_{1,z-M_y} \end{cases} \quad (4.11)$$

Le principe de réciprocité permet également d'inverser la relation 4.9 de manière à exprimer les efforts résultant d'une déformation du corps élastique par l'intermédiaire de la matrice de rigidité, suivant la relation :

$$\{F\} = [K]\{u\} \quad (4.12)$$

telle que la matrice $[K]$ s'écrit :

$$K_1 = \begin{bmatrix} K_{1,x-F_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{1,y-F_y} & 0 & 0 & 0 & K_{1,y-M_z} \\ 0 & 0 & K_{1,x-F_x} & 0 & K_{1,z-M_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{1,\theta_x-M_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{1,z-M_y} & 0 & K_{1,\theta_y-M_y} & 0 \\ 0 & K_{1,y-M_z} & 0 & 0 & 0 & K_{1,\theta_z-M_z} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

où $[K]$ est simplement l'inverse de la matrice de souplesse, ce qui donne les relations suivantes entre les différents coefficients :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1,x-F_x} \\ K_{1,\theta_x-M_x} \\ K_{1,y-F_y} \\ K_{1,y-M_z} = K_{1,\theta_z-F_y} \\ K_{1,z-M_y} \\ K_{1,\theta_z-M_z} \end{array} \right. = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{C_{1,x-F_x}} \\ \frac{1}{C_{1,\theta_x-M_x}} \\ \frac{C_{1,\theta_z-M_z}}{C_{1,\theta_z-M_z}C_{1,y-F_y} - C_{1,y-M_z}^2} \\ -\frac{C_{1,y-M_z}}{C_{1,\theta_z-M_z}C_{1,y-F_y} - C_{1,y-M_z}^2} \\ -\frac{C_{1,z-M_y}}{C_{1,z-M_z}C_{1,\theta_y-M_y} - C_{1,z-M_y}^2} \\ \frac{C_{1,y-F_y}}{C_{1,\theta_z-M_z}C_{1,y-F_y} - C_{1,y-M_z}^2} \end{array} \right. \quad (4.14)$$

Dans la plupart des cas, les articulations élastiques sont utilisées dans un seul plan. C'est le cas pour notre structure en pont. Cela permet de simplifier grandement les écritures matricielles de la souplesse et de la raideur. Ainsi, on ne considère que les déformations de type rotation autour de l'axe z et déplacement suivant les axes x et y . L'équation au point 1 de l'articulation s'écrit par conséquent sous la forme :

$$\begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ \theta_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{1,x-F_x} & 0 & 0 \\ 0 & C_{1,y-F_y} & C_{1,y-M_z} \\ 0 & C_{1,y-M_z} & C_{1,\theta_z-M_z} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_{1z} \end{Bmatrix} \quad (4.15)$$

ou encore, conformément à l'écriture inverse, sous la forme :

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{1,x-F_x} & 0 & 0 \\ 0 & K_{1,y-F_y} & K_{1,y-M_z} \\ 0 & K_{1,y-M_z} & K_{1,\theta_z-M_z} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ \theta_{1z} \end{Bmatrix} \quad (4.16)$$

où les termes u_{1x} et u_{1y} représentent respectivement les déplacements du point 1 selon les axes $(1-x)$ et $(1-y)$ et θ_{1z} correspond à la variation d'angle de la tangente à la ligne moyenne (Fig. 4.7). La ligne moyenne joint les centres des sections droites élémentaires de l'articulation.

4.2.2. Méthode de Castigliano

Il existe de nombreuses manières de déterminer les déformations d'un solide déformable. Les plus utilisées sont basées sur la variation d'une énergie, telles que le principe de moindre action, le second théorème de Castigliano ou encore le principe des travaux virtuels. Le second énoncé de Castigliano est tout à fait adapté à nos hypothèses de départ. Il exprime une déformation suivant un axe en un point donné, en fonction de la dérivée partielle de l'énergie de déformation élastique totale stockée dans la structure par rapport à une force ou un moment dans l'axe considéré.

Si en un point i d'un solide déformable est appliqué un effort F_i , en j un moment M_j , on utilise les relations suivantes, selon que l'on cherche un angle de rotation ou un déplacement linéaire :

$$\begin{aligned} u_i &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial F_i} \\ \theta_j &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial M_j} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Si l'on souhaite connaître la déformation en un point qui ne subit pas d'effort ou de moment extérieur, il suffit de considérer une charge fictive en ce point et de procéder de la même manière. Ces charges sont notées F_i^* .

4.2.3. Énergie de déformation élastique

Classiquement, l'énergie de déformation élastique emmagasinée dans une poutre déformable s'exprime en fonction des charges qu'elle subit suivant quatre types de déformations : la flexion, la compression ou la dilatation, correspondant à une déformation axiale (dans l'axe de la poutre), le cisaillement et la torsion.

Admettant que ces déformations sont indépendantes, on peut donc définir l'énergie de déformation totale comme la somme des énergies nécessaires aux quatre types de déformations citées précédemment suivant l'expression :

$$\mathcal{U} = \mathcal{U}_{flexion} + \mathcal{U}_{axiale} + \mathcal{U}_{cisaillement} + \mathcal{U}_{torsion} \quad (4.18)$$

En considérant que la poutre d'axe x subit des flexions autour des axes transverses, une torsion autour de son axe, des cisaillements, et une compression, lorsque

la poutre est en équilibre, chaque section d'abscisse x subit les moments M_x , M_y et M_z (correspondant à la somme des couples et des moments des forces respectivement selon l'axe x , y et z), et les forces N_x (traction/compression), V_y et V_z (cisaillement vertical). On calcule alors les énergies associées aux déformations privilégiées tout le long de la poutre de longueur L et de section A par les relations suivantes :

$$\mathcal{U}_{flexion} = \int_L \frac{M_y^2}{2EI_y} ds + \int_L \frac{M_z^2}{2EI_z} ds \quad (4.19)$$

$$\mathcal{U}_{torsion} = \int_L \frac{M_x^2}{2GI_G} ds \quad (4.20)$$

$$\mathcal{U}_{axiale} = \int_L \frac{N_x^2}{2EA} ds \quad (4.21)$$

$$\mathcal{U}_{cisaillement} = \int_L \frac{\alpha V_y^2}{2GA} ds + \int_L \frac{\alpha V_z^2}{2GA} ds \quad (4.22)$$

où E est le module d'Young du matériau, G le module de cisaillement (ou de Coulomb) tel que :

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (4.23)$$

μ étant le coefficient de Poisson

I_y , I_z sont les moments quadratiques suivant les axes associés pour des sollicitations en flexion, I_G , le moment quadratique associé à la torsion d'axe x et α est un coefficient qui dépend de la section considérée. Pour une section rectangulaire, α est très souvent considéré comme étant égal à $6/5$ [aut90]. En pratique, il varie entre 1.2 et 1.5.

D'après le schéma de la figure 4.5, les moments d'inertie pour une section droite s'écrivent :

$$I_z = \frac{bh^3}{12} \quad (4.24)$$

$$I_y = \frac{hb^3}{12} \quad (4.25)$$

$$I_G = I_z + I_y \quad (4.26)$$

Dans le cas d'une articulation déformable dans un plan et comportant une extrémité libre (l'autre étant fixée au bâti), soumise aux efforts F_{1x} et F_{1y} ainsi

qu'au moment M_{1z} , on écrit les charges le long de l'articulation, en un point d'abscisse x , sous la forme :

$$\begin{cases} M_z = M_{1z} - F_{1y}x \\ V_y = F_{1y} \\ N_x = F_{1x} \end{cases} \quad (4.27)$$

4.2.4. Formulation analytique des coefficients des matrices de souplesse et de raideur

De manière générale, pour calculer les coefficients de la matrice de souplesse, il faut, dans un premier temps, définir l'évolution de l'épaisseur du profil de l'articulation $h(x)$ (Fig. 4.8). Le tableau 4.1 donne les épaisseurs de différents profils de pivots flexibles. Puis il suffit d'appliquer les relations 4.17 sur les énergies calculées par les relations 4.19 à 4.22.

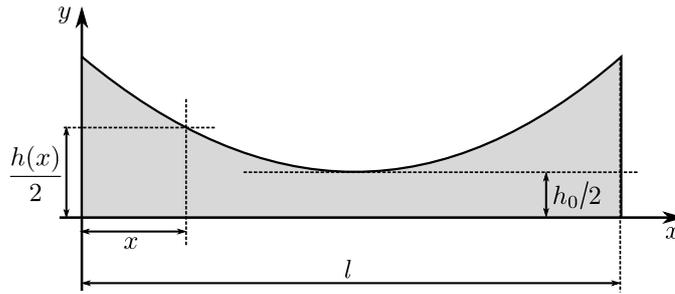


FIG. 4.8: Variation de l'épaisseur d'une articulation flexible

En général, la contribution au cisaillement de l'effort vertical V_y , c'est-à-dire $-F_y$, est négligée. L'annexe F montre que pour un rapport $\frac{h_0}{l}$ inférieur à $\frac{1}{4}$, la contribution du cisaillement sur le déplacement est inférieure à 5% de la contribution de flexion.

Dans le cas de déformations dans un seul plan, les coefficients de la matrice de souplesse s'écrivent, quel que soit le profil choisi :

$$C_{1,x-F_x} = \frac{1}{Eb} \int_0^l \frac{dx}{h(x)} \quad (4.28)$$

$$C_{1,y-F_y} = \frac{12}{Eb} \int_0^l \frac{x^2 dx}{h(x)^3} \quad (4.29)$$

$$C_{1,y-M_z} = -\frac{12}{Eb} \int_0^l \frac{x dx}{h(x)^3} \quad (4.30)$$

$$C_{1,\theta_z-M_z} = \frac{12}{Eb} \int_0^l \frac{dx}{h(x)^3} \quad (4.31)$$

Profil	Épaisseur en fonction de x
Rectangulaire	$h(x) = h_0$
Circulaire Rayon R	$h(x) = h_0 + 2 \left(R - \sqrt{x(2R - x)} \right)$
Elliptique Demi petit axe c	$h(x) = h_0 + 2c \left(1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2x}{c} \right)^2} \right)$
Rectangulaire à congés de rayon R	$h_0 + 2 \left(R - \sqrt{x(2R - x)} \right) , x \in [0, R]$ $h(x) = h_0 , x \in [R, l - R]$ $h_0 + 2 \left(R - \sqrt{(l - x)(2R - (l - x))} \right) , x \in [l - R, l]$

TAB. 4.1: Variation de l'épaisseur pour différents profils

4.2.5. Application au cas d'une section rectangulaire

En appliquant les relations 4.28 à 4.31 au cas d'une articulation de profil rectangulaire de longueur l et d'épaisseur h_0 , avec la condition $h_0/l < 0.1$ la matrice de souplesse dans un plan s'écrit :

$$[C_1] = \begin{bmatrix} \frac{l}{Ebh_0} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4l^3}{Ebh_0^3} & -\frac{6l^2}{Ebh_0^3} \\ 0 & -\frac{6l^2}{Ebh_0^3} & \frac{12l}{Ebh_0^3} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

La matrice de raideur se déduit par conséquent de $[C_1]$, sous la forme :

$$[K_1] = \begin{bmatrix} \frac{Ebh_0}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{Ebh_0^3}{4l^3} & \frac{Ebh_0^3}{2l^2} \\ 0 & \frac{Ebh_0^3}{2l^2} & \frac{Ebh_0^3}{3l} \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

4.3. Notions sur la précision de rotation de l'articulation

Une manière objective d'évaluer la qualité d'une articulation consiste à étudier le déplacement de son centre géométrique au cours de la déformation. Dans le cas d'un pivot classique, le centre de rotation est immobile et les éléments qui y sont liés tournent autour de ce point. Dans le cas d'une articulation flexible symétrique, le centre géométrique n'est pas fixe. On peut donc considérer que plus ce point s'éloigne de sa position d'origine, moins la rotation est précise.

Des comparaisons ont déjà été effectuées sur différents profils [Lob02] et ont permis de démontrer que, plus le profil tendait vers la forme circulaire, moins le point central se déplaçait. Un profil rectangulaire n'est pas précis selon le critère qui vient d'être présenté, mais il fournit la plus grande flexibilité.

Dans le cas d'un mécanisme à plusieurs articulations flexibles dont le mouvement de sortie se fait selon un seul axe, la précision de rotation n'est pas nécessairement le critère le mieux adapté pour juger de la qualité de la liaison. Si une comparaison doit être effectuée sur plusieurs profils, il est préférable de considérer l'amplitude du déplacement en sortie et la raideur globale du mécanisme.

Toutefois, est présentée ici, succinctement, une méthode de calcul du déplacement du centre géométrique de l'articulation, dans le cas d'une déformation dans un plan. Cette étude fait intervenir des efforts fictifs dont il a été fait mention dans le paragraphe 4.2.2..

D'après la figure 4.6, le point 2 est le centre de la liaison. On note F_{2x}^* et F_{2y}^* les efforts fictifs en ce point, qui permettent de calculer par la méthode de Castigliano les déplacements u_{2x} et u_{2y} en ce même point, donnés par :

$$\begin{aligned} u_{2x} &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial F_{2x}^*} \\ u_{2y} &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial F_{2y}^*} \end{aligned} \quad (4.34)$$

où \mathcal{U} est l'énergie de déformation totale emmagasinée dans le segment 2-3 de l'articulation, définie par les équations 4.18 à 4.22. Le point 2 est donc soumis aux charges suivantes :

$$\begin{cases} M_z = M_{1z} + F_{1y}x + F_{2y}^* \left(x - \frac{l}{2} \right) \\ V_y = F_{1y} + F_{2y}^* \\ V_x = F_{1x} + F_{2x}^* \end{cases} \quad (4.35)$$

Dans le calcul de la dérivée de l'énergie de déformation, l'hypothèse de linéarité permet de dériver les termes à l'intérieur de l'intégrale. Il suffit ensuite d'annuler

tous les termes comportant F_{2x}^* ou F_{2y}^* . Tout calcul fait, l'équation du déplacement du point 2 s'écrit sous la forme :

$$\begin{Bmatrix} u_{2x} \\ u_{2y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{2,x-F_x} & 0 & 0 \\ 0 & C_{2,y-F_y} & C_{2,y-M_z} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ M_{1z} \end{Bmatrix} \quad (4.36)$$

les coefficients utiles de la matrice de souplesse étant calculés par les relations suivantes :

$$\begin{cases} C_{2,x-F_x} = \frac{1}{Eb} \int_{\frac{l}{2}}^l \frac{dx}{h(x)} \\ C_{2,y-F_y} = \frac{12}{Eb} \left(\int_{\frac{l}{2}}^l \frac{x dx}{h(x)^3} - \frac{l}{2} \int_{\frac{l}{2}}^l \frac{x^2 dx}{h(x)^3} \right) \\ C_{2,y-M_z} = \frac{12}{Eb} \left(\int_{\frac{l}{2}}^l \frac{x dx}{h(x)^3} - \frac{l}{2} \int_{\frac{l}{2}}^l \frac{dx}{h(x)^3} \right) \end{cases} \quad (4.37)$$

4.4. Contraintes maximales admissibles dans une articulation flexible

La section précédente permet d'exprimer le déplacement d'un point libre, en bout d'une articulation flexible, soumis à des efforts et des moments donnés. Nous avons supposé pour établir les différentes relations que le solide déformable que constitue l'articulation restait dans son domaine de déformation linéaire. Il est donc nécessaire de définir quels sont les efforts ou les déplacements limites à ne pas dépasser afin de satisfaire à cette hypothèse.

Dans l'étude des solides déformables, on rencontre trois types de détériorations des matériaux. Dans l'ordre croissant de déformation (Fig. 4.9), les matériaux rencontrent une limite d'élasticité (point σ_e), puis une résistance limite (point σ_c) au-delà de laquelle le solide se rompt. Cependant, même si la limite élastique n'est jamais dépassée, au bout d'un certain nombre de cycles d'utilisation, on observe une détérioration liée à la fatigue. C'est cette limite qui nous concerne plus particulièrement, puisqu'il est préférable qu'une articulation flexible soit fonctionnelle le plus longtemps possible.

Si σ représente une contrainte normale que subit une section S , en compression ou en traction, sous l'effet de la composante F_N d'une force appliquée au centre de la section, elle est définie par la relation :

$$\sigma = \frac{F_N}{S} \quad (4.38)$$

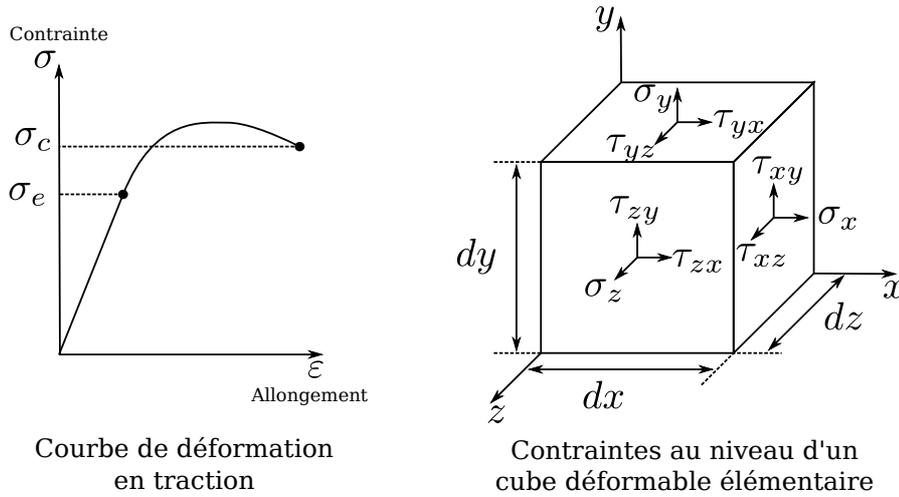


FIG. 4.9: Déformations et contraintes

On note τ la contrainte de cisaillement qui est liée à la composante tangentielle d'une force appliquée sur cette même surface.

Quel que soit le référentiel choisi, on peut définir trois contraintes, dites « principales », $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, comme étant les solutions d'une équation du 3^{ème} degré [How01] :

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (4.39)$$

où I_1, I_2 et I_3 représentent des invariants dépendant des contraintes normales et de cisaillement d'un élément infinitésimal :

$$\begin{cases} I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \\ I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \\ I_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 \end{cases} \quad (4.40)$$

Une première manière de définir la limite élastique d'un matériau est de considérer la contrainte prépondérante, calculée à la limite de cassure d'un échantillon lorsqu'il est soumis à une traction ou une compression, par le calcul suivant :

$$\sigma_e = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (4.41)$$

Cependant, ce critère nécessite de connaître toutes les contraintes principales.

4.4.1. Contrainte de Von Mises

Très utilisé dans l'étude de la tenue mécanique des matériaux, le critère de Von Mises est basé sur des considérations énergétiques. On considère que la limite élastique est atteinte lorsque l'énergie de déformation atteint l'énergie critique de déformation lors d'un essai en compression ou en traction.

Dans le cas d'une déformation dans un plan, la contrainte équivalente de Von Mises est donnée par la relation :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.42)$$

Dans de nombreux cas, le terme σ_y est négligé. La contrainte équivalente de Von Mises se résume alors à l'expression :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.43)$$

Au cours d'un essai statique, il faut donc s'assurer que la relation suivante est respectée :

$$\sigma_e < R_{\text{élastique}} \quad (4.44)$$

où $R_{\text{élastique}}$ correspond à une limite élastique pour des essais en traction au-delà de laquelle apparaissent des déformations plastiques (irréversibles et non linéaires). Les normes en vigueur amènent les fabricants de matériaux à donner, dans leur catalogue, la limite conventionnelle d'élasticité $R_{p_{0.02\%}}$. Cette valeur limite correspond à la contrainte générant un allongement au-delà de la zone de linéarité d'une valeur relative de 0.02%.

4.4.2. Critère de fatigue

Lorsqu'un matériau est soumis à des contraintes variant de manière cyclique, sa résistance mécanique tend à diminuer au cours du temps. En effet, sous l'action répétée d'applications et de suppressions de charges, des micro-fractures peuvent se produire, et ce pour des contraintes inférieures aux limites déterminées par des essais statiques. Cette diminution de la résistance mécanique est appelée « fatigue ». Comme le rappelle Timoshenko, selon l'idée de Bauschinger, la limite élastique réelle ne peut s'établir que si le matériau a été soumis au préalable à des cycles de contraintes. Cette limite doit permettre de définir un intervalle de sécurité pour une utilisation des matériaux en régime cyclique.

La limite en fatigue est d'autant plus critique que le matériau possède des imperfections. La moindre craquelure se verra augmentée en cas d'utilisation en traction répétée, par exemple.

D'autre part, tous les dispositifs n'ont pas le même nombre de cycles d'utilisation. Jusqu'à 1000 cycles, correspondant à un niveau bas d'endurance, il est possible de solliciter le matériau selon des contraintes proches de la limite élastique. Pour un niveau de cycle plus élevé, la contrainte d'utilisation doit être beaucoup plus faible. Très souvent, l'endurance du dispositif doit même être illimitée. C'est le cas par exemple d'un arbre de moteur, qui en tournant à 1000 tours par minute pendant seulement 17 heures, a déjà fait plus d'un million de

cycles.

Afin de maîtriser la durée de vie du dispositif que nous cherchons à concevoir, il est nécessaire de connaître, a priori, la contrainte maximale que le matériau utilisé subit et le nombre de cycles souhaité.

Toutefois, le problème peut être simplifié dans le cas d'une durée de vie illimitée. Ainsi, lorsqu'une articulation flexible est soumise à une contrainte fluctuant entre une contrainte minimale σ_{min} et une contrainte maximale σ_{max} , on définit deux contraintes particulières que sont la contrainte moyenne σ_m et l'amplitude de la fluctuation σ_a :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \quad (4.45)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{min} - \sigma_{max}}{2} \quad (4.46)$$

Goodman a proposé l'utilisation d'un facteur de sécurité SF afin de déterminer la contrainte maximale admissible pour une durée de vie illimitée [How01], reliant la contrainte moyenne et l'amplitude de la contrainte :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{SF} = \frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{R_m} \\ \text{ou,} \\ SF = \frac{R_p}{\sigma_a + \sigma_m} \end{array} \right. \quad (4.47)$$

où σ_D est une limite d'endurance donnée par le fabricant. Pour les aciers, le rapport σ_D/R_m est souvent compris entre 0.45 et 0.55 [Mur93]. R_m est la résistance à la traction du matériau et R_p la limite conventionnelle d'élasticité.

Dans le cas où la contrainte est purement alternative, la contrainte maximale est simplement comparée à la limite élastique du matériau. Le facteur de sécurité est alors donné par :

$$SF = \frac{\sigma_D}{\sigma_{max}} \quad (4.48)$$

Dans tous les cas, si le facteur de sécurité est supérieur à 1, la durée de vie peut être considérée comme illimitée. Par contre, si SF est inférieur à 1, le nombre de cycles est alors limité et pourra être évalué à partir des diagrammes « S-N » spécifiques aux matériaux, qui représentent les différentes résistances (S) en fonction du nombre de cycles (N), comme l'illustre la figure 4.10. Le lecteur pourra se référer à [How01] et [Hen00] pour le détail des calculs de durée de vie des dispositifs flexibles.

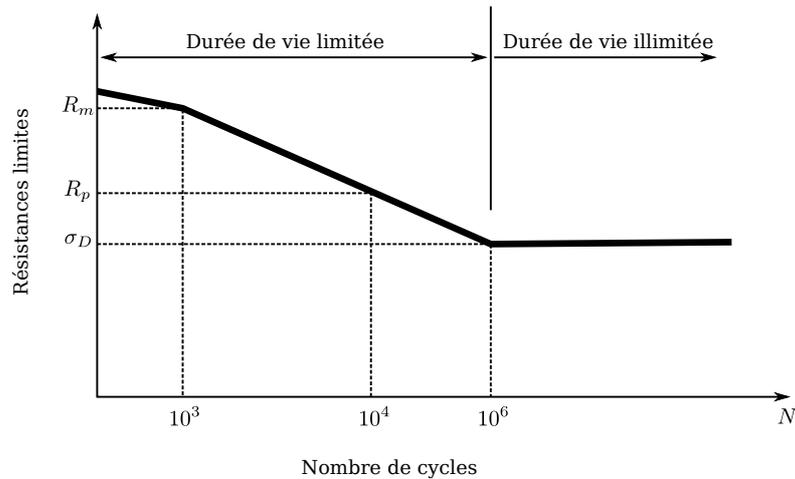


FIG. 4.10: Diagramme S-N typique des aciers

4.4.3. Contraintes dans une articulation flexible à profil rectangulaire

Dans le cas où l'extrémité libre d'une articulation à profil rectangulaire d'épaisseur h_0 et de longueur l est soumise à un effort quelconque, de composantes normale F_{1x} et tangentielle F_{1y} , combiné à un moment de flexion M_{1z} , les contraintes maximales se situent au niveau de la fibre intérieure du matériau (Fig. 4.11).

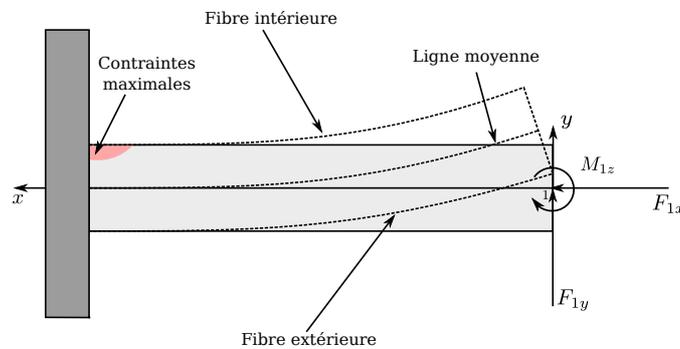


FIG. 4.11: Localisation des contraintes pour un profil rectangulaire

Dans le cas d'une compression, la contrainte normale est donnée par :

$$\sigma_x = \frac{F_{1x}}{bh_0} \quad (4.49)$$

Dans le cas d'une flexion, due à un moment total M , la contrainte normale est donnée par la relation :

$$\sigma_x = \frac{Mh_0}{2I_z} \quad (4.50)$$

Alliage	Acier classique S355	Acier Maraging W720	Aluminium AU2GN	Titane 6Al-4V	Bronze CN8TM04
Constitution		X3NiCoMoTi18-9-5		Ti Al6 V4	Cu Ni 15 Sn 8
Module d'Young E (GPa)	205	193	73	114	127
Module de glissement G (MPa)	80	72	28	41	44
Limite de Rupture R_m (MPa)	490	2000	450	900	1300
Limite d'élasticité $R_{p0.2}$ (MPa)	355	1815	380	830	1100
Contrainte limite 10 millions de cycles σ_D (MPa)		735	100	500	225
Densité (Kg.dm ⁻³)	7.8	7.6	2.79	4.45	8.94
Rapport (E/ρ) ^{1/2} (rad.s ⁻¹)	5127	4974	5115	5061	3769
Rapport σ_D/E	-	0.38 %	0.14 %	0.44 %	0.18 %

TAB. 4.2: Propriétés mécaniques de différents métaux

sachant que le moment total au point de concentration maximale est composé du moment M_{1z} et du moment généré par la force F_{1y} sur la longueur l .

En négligeant les contraintes de cisaillement, il ne reste que la contrainte normale maximale totale à calculer, donnée par :

$$\sigma_{x_{max}} = \frac{1}{bh_0} \left(F_{1x} + \frac{6(F_{1y}l + M_{1z})}{h_0} \right) \quad (4.51)$$

En ce qui concerne les autres profils, il est nécessaire de prendre en compte l'effet de concentration des contraintes. En fonction de la sensibilité du matériau à la présence « d'entailles latérales », le calcul de la contrainte maximale est modifié par l'utilisation de facteurs de concentration de contrainte. Un facteur est affecté à la composante liée à l'effort axial et un autre à la composante liée à la flexion. Pour plus de détails, le lecteur pourra se référer à [Tim68].

L'équation 4.51 est utile si l'on souhaite dimensionner une articulation flexible lorsque les efforts sont connus. Si au contraire les déplacements sont imposés, il est naturel d'exprimer la contrainte en fonction des déplacements u_{1x} et u_{1y} et de l'angle de rotation θ_{1z} :

$$\sigma_{x_{max}} = \frac{1}{bh_0} \begin{bmatrix} u_{1x} & u_{1y} & \theta_{1z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{1,x-F_x} \\ \frac{6}{h_0} (lK_{1,y-F_y} + K_{1,\theta_z-M_z}) \\ \frac{6}{h_0} (lK_{1,y-M_z} + K_{1,\theta_z-M_z}) \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

4.4.4. Critères de choix des matériaux

A titre d'exemple, le tableau 4.2 donne les valeurs caractéristiques de quelques matériaux. En particulier, il permet de se rendre compte de la nécessité d'une sélection judicieuse du matériau si l'on souhaite tirer parti des articulations flexibles, au regard des caractéristiques très différentes d'un métal à l'autre.

Les caractéristiques facilement disponibles auprès des fabricants sont le module d'Young et la masse volumique. La racine carrée du rapport E/ρ est intéressante du point de vue dynamique, ce rapport étant homogène à une pulsation de résonance. Il est à noter, d'après le tableau 4.2, que la plupart des matériaux ont à peu près le même comportement dynamique. En d'autres termes, à dimensions identiques, des articulations flexibles constituées de ces différents matériaux présenteront des fréquences de résonance très proches.

Dans le cas d'articulation flexible, la limite d'élasticité constitue une caractéristique à connaître en priorité, bien qu'elle ne soit pas toujours disponible. Mais, nous l'avons abordé précédemment, la limite en fatigue est plus adaptée dans le

cas d'applications à cycles multiples. Il n'est malheureusement pas toujours aisé de l'obtenir. Le rapport E/σ_D donne une idée de la capacité de déformation cyclée d'un matériau dans son domaine d'élasticité, sans risque de dégradation. Deux articulations flexibles, identiques en termes de dimensions, mais constituées de matériaux différents, verront leurs rotations ou leurs flèches dépendre linéairement de ce rapport. D'après les exemples présentés dans la littérature, le titane est un très bon candidat pour la réalisation de pivots flexibles, mais son coût étant relativement élevé, le recours à des alliages de fer à base de nickel et de cobalt demeure un bon compromis d'un point de vue technico-économique.

5. Modèle analytique de l'amplificateur mécanique de la structure MAGZO

5.1. Équilibre statique dans le plan d'une structure à plusieurs articulations flexibles

Un mécanisme flexible constitué de plusieurs articulations flexibles peut se schématiser par une succession de liaisons flexibles (articulations flexibles) et de liaisons indéformables, connectées par l'intermédiaire de nœuds qui correspondent aux points terminaux des liaisons. La figure 4.12 schématise un mécanisme à $n + 1$ nœuds de liaisons. Les liaisons rigides sont considérées comme indéformables si leur épaisseur est très grande devant celle des articulations flexibles. Afin d'utiliser une écriture générale pour chaque nœud, qu'il s'agisse d'une liaison rigide ou flexible, la matrice de souplesse sera systématiquement utilisée, ses coefficients étant identiques dans le cas d'une liaison indéformable.

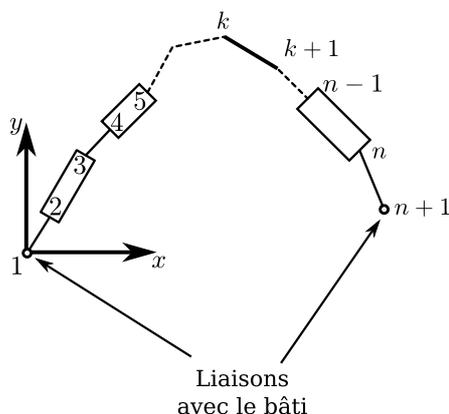
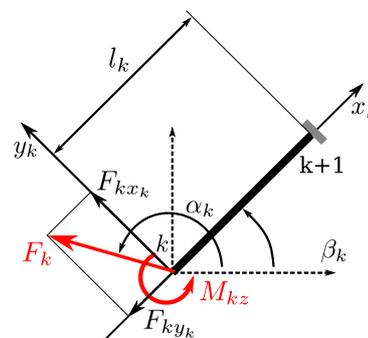


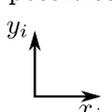
Schéma d'un mécanisme à articulations flexibles multiples



Géométrie, forces et moment d'une liaison k pour un mécanisme flexible se déformant dans un plan unique

FIG. 4.12: Topologie générale d'un mécanisme flexible plan

En général, l'équilibre d'un mécanisme flexible ne peut pas être déterminé simplement par l'application des principes fondamentaux de la dynamique, comme le serait un système composé de barres rigides et d'articulations en série, où une extrémité, soumise à une force et/ou un moment de flexion, est libre de tout mouvement et l'autre fixée au bâti. Ainsi, selon les conditions de liaison avec le bâti au niveau des extrémités, des forces ou des moments de « réaction » viennent s'ajouter au bilan des efforts du mécanisme et constituent des inconnues à calculer. Heureusement, ces liaisons d'extrémités sont accompagnées de contraintes de déplacement qui permettent d'établir des équations supplémentaires permettant de résoudre le problème statique. Quelques exemples de liaisons d'extrémités et les inconnues et contraintes associées sont illustrés dans le tableau 4.3.

Types de liaisons possibles avec le bâti  $i = 1$ ou n	 libre	 pivot glissant	 glissière	 fixe
Inconnues supplémentaires correspondantes	Aucune	F_{1x_1} ou $-F_{n+1x_n}$	F_{1x_1} ou $-F_{n+1x_n}$ M_{1z} ou M_{n+1z}	F_{1x_1} ou $-F_{n+1x_n}$ F_{1y_1} ou $-F_{n+1y_n}$ M_{1z} ou M_{n+1z}
Contraintes de déplacement associées $k = 1$ ou $n + 1$	Aucune	$u_{kx_k} = 0$	$u_{kx_k} = 0$ $\theta_{kz} = 0$	$u_{kx_k} = 0$ $u_{ky_k} = 0$ $\theta_{kz} = 0$

TAB. 4.3: Conditions aux limites d'un mécanisme à articulations flexibles

La mise en équation de l'équilibre statique d'un mécanisme flexible plan se fait par la méthode exposée précédemment, dans le cas d'une articulation simple, à partir du second énoncé de Castigliano. Ainsi le déplacement d'un nœud k dans un référentiel lié au bâti s'écrit :

$$\begin{aligned}
 u_{kx} &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial F_{kx}} \\
 u_{ky} &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial F_{ky}} \\
 \theta_{kz} &= \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial M_{kz}}
 \end{aligned}
 \tag{4.53}$$

où F_{kx} , F_{ky} , M_{kz} sont les efforts et le moment que subit le nœud k . L'énergie de déformation \mathcal{U} correspond à l'énergie emmagasinée dans les articulation flexibles,

du nœud k au nœud $n + 1$. Cela revient à écrire les déplacements sous la forme :

$$\begin{aligned} u_{kx} &= \sum_{j=k}^n \left(\int_0^{l_j} \frac{M_j}{E_j I_j z} \frac{\partial M_j}{\partial F_{kx}} dx_j + \int_0^{l_j} \frac{N_j}{E_j A_j} \frac{\partial N_j}{\partial F_{kx}} dx_j \right) \\ u_{ky} &= \sum_{j=k}^n \left(\int_0^{l_j} \frac{M_j}{E_j I_j z} \frac{\partial M_j}{\partial F_{ky}} dx_j + \int_0^{l_j} \frac{N_j}{E_j A_j} \frac{\partial N_j}{\partial F_{ky}} dx_j \right) \\ \theta_{kz} &= \sum_{j=k}^n \int_0^{l_j} \frac{M_j}{E_j I_j z} \frac{\partial M_j}{\partial M_{kz}} dx_j \end{aligned} \quad (4.54)$$

La suite consiste à exprimer les termes M_j (moments de flexion au nœud j) et les forces N_j (forces dans l'axe de la liaison $j - j + 1$) en fonction des forces et moments exprimés dans les repères locaux afin de faire apparaître les coefficients connus des matrices de souplesse de chaque liaison flexible.

A titre d'illustration, le calcul du déplacement u_{kx} doit aboutir à une expression générale de la forme :

$$u_{kx} = \sum_{j=k}^n (A_{jx} C_{j,x-F_x} + B_{jx} C_{j,y-F_y} + D_{jx} C_{j,y-M_z} + H_{jx} C_{j,\theta_z-M_z}) \quad (4.55)$$

où les coefficients A_{jx} , B_{jx} , D_{jx} et H_{jx} dépendent de l'angle de la liaison j , β_j , des longueurs des liaisons l_m qui précèdent la liaison j , des forces F_{ix} et F_{iy} et du moment M_{iz} appliqués aux nœuds 1 à j . Les coefficients A_{jx} et B_{jx} s'écrivent sous la forme :

$$\begin{aligned} A_{jx} &= \cos \beta_j \left(\cos \beta_j \sum_{i=1}^j F_{ix} + \sin \beta_j \sum_{i=1}^j F_{iy} \right) \\ B_{jx} &= \sin \beta_j \left(\sin \beta_j \sum_{i=1}^j F_{ix} + \cos \beta_j \sum_{i=1}^j F_{iy} \right) \end{aligned} \quad (4.56)$$

Au vu de la complexité des équations générales d'une structure à articulations flexibles multiples à l'équilibre statique, l'étude de notre mécanisme a été menée en cherchant à réduire le nombre des grandeurs à calculer, afin d'obtenir les relations spécifiques qui gouvernent le comportement de la structure d'amplification choisie.

5.2. Simplification de l'étude

Le schéma de la figure 4.13-a) définit l'ensemble des nœuds et des liaisons d'une structure en pont. On suppose que toutes les articulations flexibles ont la même

géométrie, de même pour les liaisons rigides $(3-4)_a$, $(7-8)_a$, $(11-12)_a$ et $(15-16)_a$ ¹ de la figure 4.13-a). De plus, le mécanisme doit être monté de telle sorte que les liaisons rigides $(1-2)$ et $(9-10)$ restent parallèles, de même pour les liaisons $(5-6)_a$ et $(13-14)_a$. Le mouvement de la liaison $(5-6)$ se fait, par conséquent, uniquement suivant l'axe des y .

Deux axes de symétrie du mécanisme permettent ainsi de ne considérer qu'un quart de la structure, sachant que les efforts passant par ces axes sont alors réduits de moitié (Fig. 4.13-b). Le déplacement résultant u_{6y} est alors égal à la moitié du déplacement qu'aurait la liaison $(5-6)_b$ dans le cas où la liaison $(14-13)_b$ est fixée au bâti. Par conséquent, des conditions et des contraintes de déplacement particulières aux noeuds 1_b et 6_b permettent de résoudre le problème statique avec l'approche initiée dans le paragraphe 5.1.. Le déplacement utile en sortie u_y s'écrit alors :

$$u_y = 2u_{6y} \quad (4.57)$$

Cependant, il est possible de simplifier encore l'étude en identifiant un point particulier de la liaison $(3-4)_b$ pour lequel le torseur mécanique se réduit à une simple résultante. À l'équilibre statique, l'effort de réaction F_6 est égal à $\frac{F_x}{2}$ et l'effort de réaction F_1 est égal à $\frac{F_y}{2}$. Projétons toutes les forces sur l'axe commun aux liaisons $(2-3)_b$, $(3-4)_b$ et $(4-5)_b$. On obtient les composantes F_{2x_2} , F_{5x_2} et F_{2y_2} , F_{5y_2} respectivement égales et opposées deux à deux. On peut ramener le schéma de la figure 4.13-b) à celui de la figure 4.14. Les conditions aux limites imposent que la section de matière aux nœuds 1_b et 6_b ne subisse pas de rotation, ce qui est aussi le cas pour les nœuds 2_b et 5_b , de par les liaisons rigides entre 1 et 2 d'une part, et 5 et 6 d'autre part. Par conséquent, cela se traduit par l'existence d'un moment de réaction M_1 (ou M_2) qui « s'oppose » au moment de la force F_{6y_2} (respectivement F_{5y_2}). De même, le moment de réaction M_6 (respectivement M_5) « s'oppose » au moment de la force F_{1y_2} (respectivement F_{2y_2}). Or ces deux forces sont opposées, les moments de réaction le sont donc aussi. Par conséquent, le bilan des moments de flexion (comprendre couples) en un point de l'axe $(2-5)$ s'écrit :

$$M_x = M_2 - M_5 + F_{2y_2}x - F_{5y_2}(l_{2-5} - x) = F_{2y_2}(2x - l_{2-5}) \quad (4.58)$$

l_{2-5} étant la distance séparant les points 2 et 5.

Cette relation, associée à la figure 4.14, montre que le centre de la liaison $(3-4)_b$ subit un moment de flexion nul. On peut en outre considérer que le comportement de part et d'autre de ce point est identique, à cela près que les sens sont inversés.

Cette constatation permet donc de simplifier à nouveau l'étude, comme l'illustre la figure 4.13-c), où le nœud 1_c correspond au centre de la liaison $(3-4)_b$. Les déplacements d'entrée u_x et de sortie u_y peuvent alors s'exprimer en fonction des

¹l'indice a,b,c ou d des liaisons ou des noeuds correspond au schéma simplifié considéré dans la figure 4.13

4. Amplification mécanique à double action – structure en pont à pivots flexibles

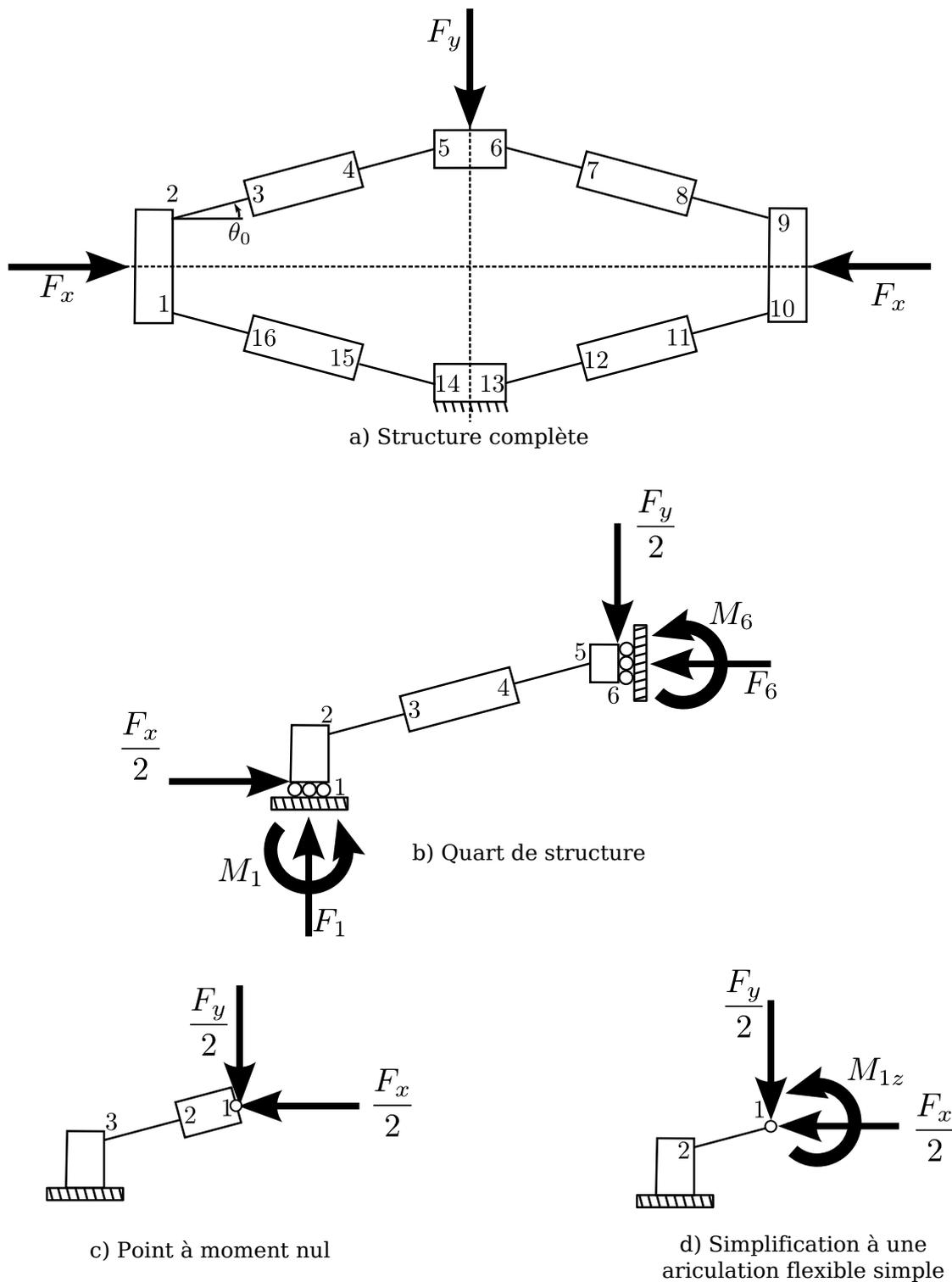


FIG. 4.13: Étapes de la simplification de l'étude statique de l'amplificateur

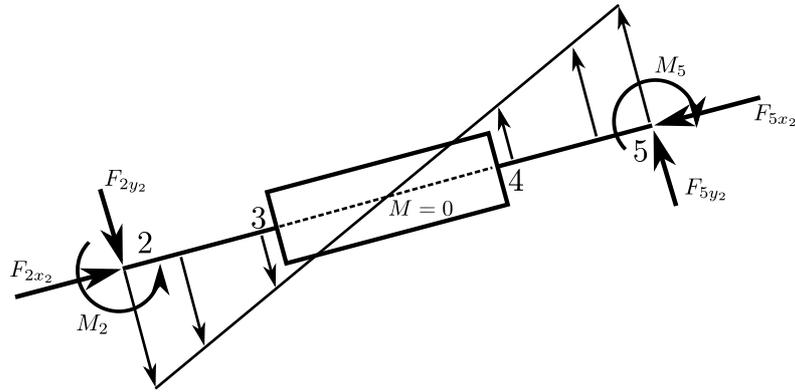


FIG. 4.14: Localisation d'un nœud de moment nul pour un quart de structure en pont

déplacements du nœud 1_c , u_{1y_1} et u_{1x_1} calculés dans le repère local du nœud 1_c (avec la convention de la figure 4.12) sous la forme :

$$u_x = 2(-u_{1_c x_1} \cos \theta_0 + u_{1_c y_1} \sin \theta_0) \quad (4.59)$$

$$u_y = -4(u_{1_c y_1} \cos \theta_0 + u_{1_c x_1} \sin \theta_0) \quad (4.60)$$

Enfin, une dernière simplification consiste à calculer le déplacement du nœud 2_c , puisque la liaison $(1-2)_c$ est indéformable. Cela revient à considérer le schéma de la figure 4.13-d), où l'on retrouve les efforts $\frac{F_y}{2}$ et $\frac{F_x}{2}$ au nœud 1_d , accompagnés d'un moment M_{1z} égal au moment créé par l'effort résultant sur l'axe y_1 appliqué à une distance $\frac{l_{bras}}{2}$. La longueur l_{bras} correspond à la longueur de liaison $(3-4)_b$. La figure 4.15 donne le détail des éléments considérés dans cette simplification du problème.

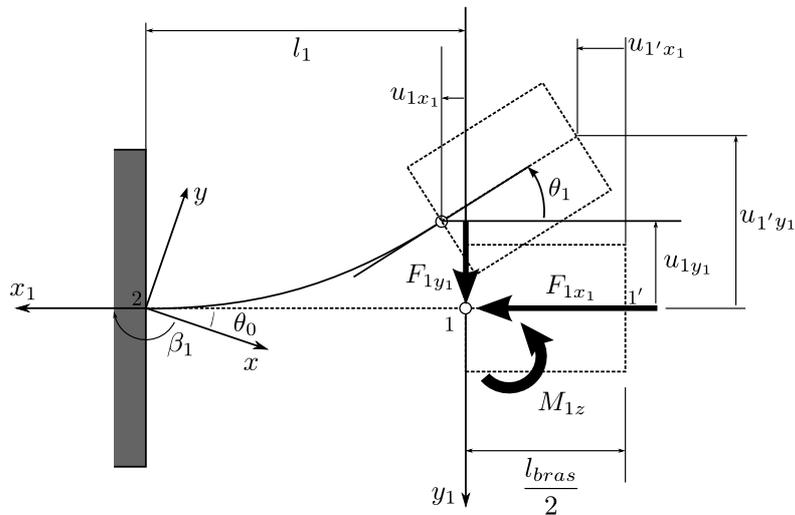


FIG. 4.15: Schéma détaillé du problème statique simplifié

5.3. Équations de l'équilibre statique à partir de la structure simplifiée

Les forces F_{1x_1} et F_{1y_1} dans le repère local du nœud 1 sont données par les relations :

$$F_{1x_1} = \frac{1}{2}(F_x \cos \theta_0 + F_y \sin \theta_0) \quad (4.61)$$

$$F_{1y_1} = \frac{1}{2}(-F_x \sin \theta_0 + F_y \cos \theta_0) \quad (4.62)$$

où F_x et F_y sont les composantes des efforts appliqués conformément au schéma 4.13-d). L'expression de F_{1y_1} montre en particulier qu'un déplacement négatif (dans le repère local lié au nœud 1) n'est possible que si F_{1y_1} est négative, ce qui impose une relation de contrainte importante pour la phase de dimensionnement à venir :

$$\frac{F_y}{F_x} < \tan \theta_0 \quad (4.63)$$

Le moment M_{1z} se calcule suivant la relation :

$$M_{1z_1} = -\frac{l_{bras}}{2}F_{1y_1} \quad (4.64)$$

le signe négatif signifie qu'une force F_{1y_1} positive appliquée au point 1' tend à faire tourner l'articulation dans le sens indirect θ_1 . Les déplacements du point 1' dans le repère lié au nœud 1 s'écrivent :

$$u_{1'x_1} = u_{1x_1} - \frac{l_{bras}}{2}(\cos \theta_1 - 1) \quad (4.65)$$

$$u_{1'y_1} = u_{1y_1} - \frac{l_{bras}}{2}\sin \theta_1 \quad (4.66)$$

Les déplacements d'entrée et de sortie u_y et u_x sont, dans un premier temps, exprimés par :

$$u_x = 2(-u_{1'x_1} \cos \theta_0 + u_{1'y_1} \sin \theta_0) \quad (4.67)$$

$$u_y = 4(-u_{1'x_1} \sin \theta_0 - u_{1'y_1} \cos \theta_0) \quad (4.68)$$

ou encore :

$$u_x = 2 \left\{ -\frac{l_{bras}}{2} [\cos(\theta_0 - \theta_1) + \cos \theta_0] - u_{1x_1} \cos \theta_0 + u_{1y_1} \sin \theta_0 \right\} \quad (4.69)$$

$$u_y = 4 \left\{ \frac{l_{bras}}{2} [\sin(\theta_0 + \theta_1) - \sin \theta_0] - u_{1x_1} \sin \theta_0 - u_{1y_1} \cos \theta_0 \right\} \quad (4.70)$$

où on rappelle que u_{1x_1} , u_{1y_1} et θ_1 désignent les déplacements et l'angle de rotation au nœud 1, exprimés dans le repère local lié au nœud 1. Afin de rendre l'équation linéaire, on peut prendre en compte l'hypothèse des petites déformations et écrire :

$$u_x = 2 \left[-\frac{l_{bras}}{2} (\theta_1 \sin \theta_0) - u_{1x_1} \cos \theta_0 + u_{1y_1} \sin \theta_0 \right] \quad (4.71)$$

$$u_y = 4 \left[\frac{l_{bras}}{2} (\theta_1 \cos \theta_0) - u_{1x_1} \sin \theta_0 - u_{1y_1} \cos \theta_0 \right] \quad (4.72)$$

Dès lors, il suffit de combiner les relations issues de 4.15 avec les relations 4.71 et 4.72 pour exprimer les déplacements dans le repère fixe, en fonction des coefficients de souplesse de l'articulation :

$$u_x = [A_x C_{1,x-F_x} + B_x C_{1,y-F_y} + D_x C_{1,y-M_z} + H_x C_{1,\theta_z-M_z}] \quad (4.73)$$

$$u_y = 2 [A_y C_{1,x-F_x} + B_y C_{1,y-F_y} + D_y C_{1,y-M_z} + H_y C_{1,\theta_z-M_z}] \quad (4.74)$$

avec :

$$\begin{cases} A_x = -F_x \cos^2 \theta_0 - F_y \cos \theta_0 \sin \theta_0 \\ B_x = -F_x \sin^2 \theta_0 + F_y \cos \theta_0 \sin \theta_0 \\ D_x = l_{bras} (F_x \sin^2 \theta_0 - F_y \cos \theta_0 \sin \theta_0) \\ H_x = \frac{l_{bras}^2}{4} (-F_x \sin^2 \theta_0 + F_y \cos \theta_0 \sin \theta_0) \end{cases} \quad (4.75)$$

$$\begin{cases} A_y = -F_x \cos \theta_0 \sin \theta_0 - F_y \sin^2 \theta_0 \\ B_y = +F_x \cos \theta_0 \sin \theta_0 - F_y \cos^2 \theta_0 \\ D_y = l_{bras} (-F_x \cos \theta_0 \sin \theta_0 + F_y \cos^2 \theta_0) \\ H_y = \frac{l_{bras}^2}{4} (F_x \cos \theta_0 \sin \theta_0 - F_y \cos^2 \theta_0) \end{cases} \quad (4.76)$$

Il est alors possible d'exprimer le gain de l'amplification par la relation :

$$\eta_m = \frac{|u_y|}{|u_x|} \quad (4.77)$$

On peut également connaître l'effort bloqué lorsque le déplacement $u_y = 0$ en annulant l'équation 4.74, ce qui donne la relation :

$$F_{y\text{bloqué}} = F_x \frac{\cos \theta_0 \sin \theta_0 \left(-C_{1,x-F_x} + C_{1,y-F_y} - l_{bras} C_{1,y-M_z} + \frac{l_{bras}^2}{4} C_{1,\theta_z-M_z} \right)}{\sin^2 \theta_0 C_{1,x-F_x} + \cos^2 \theta_0 \left(C_{1,y-F_y} - l_{bras} C_{1,y-M_z} + \frac{l_{bras}^2}{4} C_{1,\theta_z-M_z} \right)} \quad (4.78)$$

Il est également intéressant de connaître les raideurs d'entrée et de sortie, exprimées par les relations :

$$k_x = \frac{F_x}{u_x} \quad (4.79)$$

$$k_y = \frac{F_y}{u_y} \quad (4.80)$$

calculées lorsque F_y est nul.

5.4. Domaine de validité du modèle statique de l'amplificateur

Afin de valider les équations des déformations de la structure à l'équilibre statique, les calculs des déformations u_x et u_y ont été comparés aux résultats obtenus par simulation numérique par éléments finis (logiciel ANSYS), pour différentes valeurs de charges, et différents jeux de dimensions de la structure ont tour à tour été considérés.

La géométrie simulée correspond à un quart du mécanisme d'amplification, simplifié de telle sorte que les simulations soient plus rapides, comme l'illustre la figure 4.16. Les conditions aux limites sont exactement les mêmes que pour le schéma de la figure 4.13-b).

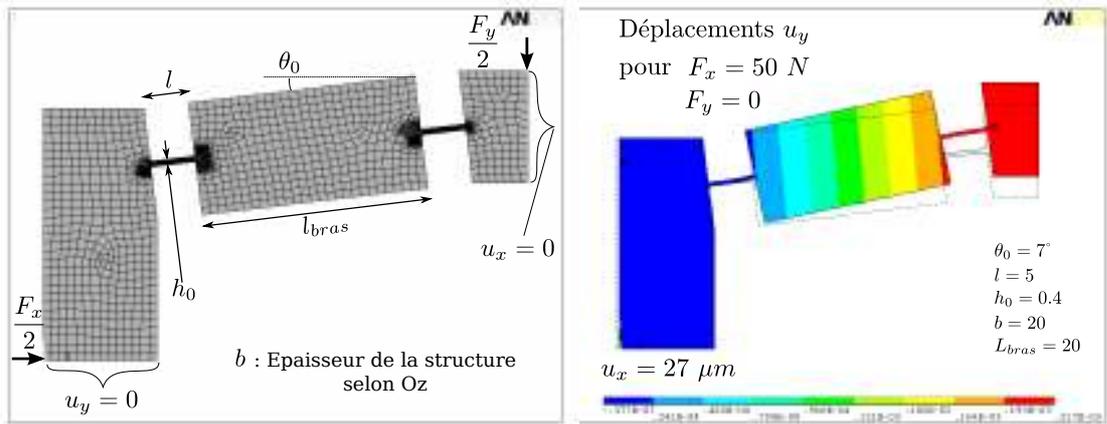


FIG. 4.16: Quart de structure maillé pour la simulation par éléments finis

La géométrie utilisée pour la simulation possède des congés au niveau des articulations. Ils permettent d'effectuer un moyennage de la contrainte maximale calculée au niveau des angles des articulations. Toutefois, leur rayon est suffisamment petit pour ne pas avoir d'incidence importante sur les déplacements.

Dans un premier temps, nous nous intéressons à la variation du paramètre h_0 . En fixant la longueur de l'articulation l , cela revient à faire varier le rapport h_0/l . Le tableau 4.4 établit une comparaison pour quelques valeurs de h_0 .

$l = 10 \text{ mm}, b = 25 \text{ mm}, l_{bras} = 20 \text{ mm}, \theta_0 = 7^\circ, F_x = 200 \text{ N}, F_y = 0$					
		Simulation $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Analytique $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Erreur %	Gain
$h = 0.5 \text{ mm}$	u_x	132	127.5	3.4	16.19
	u_y	2128	2064	2.9	
	σ_{max}	374	359	4	
$h = 0.8 \text{ mm}$	u_x	33.8	31.4	7	16
	u_y	536	504	6	
	σ_{max}	175	142	19	
$h = 1 \text{ mm}$	u_x	17.6	16.2	8	15.9
	u_y	275.2	258	6.3	
	σ_{max}	99	92	7	
$h = 1.5 \text{ mm}$	u_x	5.68	5	12	15.32
	u_y	85.2	76.6	10.1	
	σ_{max}	51	41	20	

TAB. 4.4: Déformations et contrainte maximale en fonction de l'épaisseur de l'articulation

Ce tableau montre avant tout que le modèle proposé est d'autant plus fiable que le rapport h_0/l est faible. On peut constater, en effet, que l'erreur relative sur les déplacements reste inférieure à 10% tant que le rapport h_0/l ne dépasse pas 0.1.

Par ailleurs, on peut constater que l'augmentation de l'épaisseur h_0 des articulations permet de mieux répartir les contraintes, tout en réduisant les déplacements, sans qu'il y ait pour autant d'incidence sur le gain de l'amplificateur. Des articulations flexibles épaisses rendent le mécanisme plus rigide.

Les comparaisons pour les autres paramètres sont consignées en annexe G. Pour tous, excepté la longueur de l'articulation, le modèle analytique est peu sensible aux variations. La variation de longueur de la liaison rigide a une légère influence sur la raideur du mécanisme.

On retrouve le résultat précédent sur la variation de l . Dès que la condition sur le rapport h_0/l est respectée, l'augmentation de l induit l'accroissement des déplacements et de la contrainte maximale, sans que le gain d'amplification soit modifié.

L'augmentation de l'épaisseur b du mécanisme accroît sa raideur, ce qui a pour

$l = 6 \text{ mm}, b = 25 \text{ mm}, l_{bras} = 20 \text{ mm}, \theta_0 = 7^\circ, F_x = 4350 \text{ N}, F_y = 500$					
		Simulation	Analytique	Erreur	Gain
		$\mu\text{m} / \text{MPa}$	$\mu/\text{MPa}\text{m}$	%	
$h = 0.4 \text{ mm}$	u_x	175	164.6	4.2	15
	u_y	2522	2475	1.9	
	σ_{max}	859	879	2.3	

TAB. 4.5: Déformations et contrainte sous charges en x et en y

conséquence de diminuer les déplacements et les contraintes mécaniques au sein du matériau pour une même force. Ces diminutions sont à peu près inversement proportionnelles à b .

Enfin, comme cela a pu être évalué en début de chapitre, le gain de l'amplification dépend principalement de l'angle d'inclinaison des articulations flexibles. Ainsi, la relation 4.4 permet de calculer un gain théorique (gain parfait) de 8.14 pour une inclinaison de 7° d'un quart de la structure dans le cas où les pivots sont parfaits, soit un gain de 16.28 pour le mécanisme complet. Les résultats du tableau G.5 montrent que les articulations flexibles permettent d'atteindre les mêmes gains.

Des calculs et des simulations prenant en compte des efforts F_x et F_y non nuls ont également donné des résultats similaires, comme l'illustre le tableau 4.5. Nous pouvons donc considérer que le modèle statique proposé convient parfaitement pour effectuer un dimensionnement de l'amplificateur, à condition que :

$$\frac{h_0}{l} < 0.1 \quad (4.81)$$

La première explication de cette limitation pourrait être liée aux effets de cisaillement, négligés en première approche (la contribution du cisaillement ne dépassait pas 1% pour un rapport h_0/l inférieur à 0.1). Toutefois, malgré une correction du coefficient de souplesse $C_{1,y-F_y}$, grâce à la relation F.7, l'écart entre les résultats des calculs analytiques et des simulations est faiblement réduit.

Il reste alors à considérer la répartition des contraintes dans la structure, qui ne sont certainement plus concentrées uniquement dans l'articulation. On ne peut donc plus calculer les déplacements par dérivation de l'énergie de déformation prise uniquement au niveau des articulations.

6. Dimensionnement de la structure d'amplification de l'actionneur MAGZO

6.1. Établissement des contraintes de dimensionnement

Le dimensionnement de la structure d'amplification doit être effectué en prenant en compte les céramiques piézoélectriques. En effet, il s'agit en premier lieu de concevoir une structure qui permette de tirer le meilleur parti de la puissance convertie par les céramiques.

Si F_{bmax} désigne la force maximale qu'est capable de fournir une céramique lorsqu'elle est encastrée, et ΔL_{max} sa déformation maximale lorsqu'elle est libre, la figure 2.14 rappelle que le point de fonctionnement optimal à charge constante est tel que la déformation correspond à $\Delta L_{max}/2$ et la force à $F_{bmax}/2$.

F_{Tmag} désignant la force tangentielle qu'un bloqueur est capable d'exercer, le rapport d'amplification mécanique maximal est donné par :

$$\eta_m = \frac{F_{bmax}/2}{F_{Tmag}} \quad (4.82)$$

D'après la relation 4.63, il faudra donc que les forces vérifient l'inégalité :

$$\arctan\left(\frac{F_{bmax}/2}{F_{Tmag}}\right) < \theta_0 \quad (4.83)$$

Par ailleurs, les articulations flexibles doivent être dimensionnées de telle sorte que les contraintes mécaniques maximales qu'elles subissent soient limitées pour ne pas altérer leur fonctionnement. D'après la section 4.4., il faudra que les dimensions de la structure d'amplification respectent la condition :

$$\sigma_{max} < \sigma_D \quad (4.84)$$

En reprenant les paramètres du schéma 4.15 , la contrainte maximale vaut :

$$\sigma_{max} = \frac{F_{xmax}}{2bh_0} \left[\left(\cos \theta_0 + \frac{1}{\eta_m} \sin \theta_0 \right) + \frac{6}{h_0} (l_1 + l_{bras}) \left(\sin \theta_0 - \frac{1}{\eta_m} \cos \theta_0 \right) \right] \quad (4.85)$$

La force F_x maximale correspond à $F_{bmax}/2$.

Ces quelques relations ne suffisent pas à elles-seules pour déterminer une géométrie unique d'actionneur. Plusieurs paramétrages de la structure étant susceptibles de convenir a priori, il faudra fixer des contraintes supplémentaires, en termes d'encombrement par exemple. L'idéal serait de formuler le problème en termes d'optimisation globale en vue de satisfaire à un ensemble de contraintes et de critères spécifiques.

6.2. Dimensions de référence de l'amplificateur

Le matériau choisi pour la réalisation de l'amplificateur est très proche de l'acier Maraging en termes de propriétés mécaniques. Le module d'Young et la contrainte maximale admissible pour une utilisation illimitée valent dans ce cas :

$$E = 210 \text{ GPa} \quad \sigma_D = 650 \text{ MPa} \quad (4.86)$$

Les céramiques à notre disposition ont les caractéristiques du tableau 4.6

Course à vide	30 μm
Force bloquée F_{max}	8700 N
Capacité bloquée C_0	430 nF
Tension maximale	1000 V
Longueur	27 mm
Diamètre intérieur	16 mm
Diamètre extérieur	25 mm

TAB. 4.6: Caractéristique d'une céramique P-025.20H [Phy06]

Les efforts et les déformations imposés pour le dimensionnement sont donc :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{bmax} = 4350 \text{ N} \\ F_{Tmag} = 500 \text{ N} \\ u_x = 15 \mu m \end{array} \right. \quad (4.87)$$

Pour effectuer le dimensionnement, intéressons-nous à la variation des déplacements en fonction des paramètres principaux θ_0 , $\frac{h_0}{l}$ et b et l_{bras} . On peut fixer par exemple l'épaisseur b de l'amplificateur, de telle sorte qu'elle soit égale au diamètre extérieur d'une céramique piézoélectrique, soit 25 mm. On sait que lorsque l_{bras} augmente, les déplacements, le gain et la contrainte maximale augmentent. Sa valeur peut être fixée de telle sorte que deux céramiques au minimum puissent être logées dans la partie intérieure de l'amplificateur mécanique. Une valeur proche de 20 mm paraît adaptée comme point de départ.

Restent alors deux paramètres à définir. On remarque que deux couples (h_{01}, l_1) et (h_{02}, l_2) tels que les rapport h_0/l soient les mêmes, ne donnent pas les mêmes résultats de déplacement. Dans le cadre de ce pré-dimensionnement, on fixe arbitrairement la valeur de la longueur d'une articulation à 10 mm. La figure 4.17 montre l'évolution des déplacements, du gain et de la contrainte maximale en fonction de ces paramètres. Pour un déplacement u_x donné, on remarque qu'il existe une valeur de l'inclinaison permettant d'obtenir un gain mécanique maximal. À cette valeur particulière correspond un couple (h_0, l) . La figure 4.18 illustre la variation du gain en fonction de θ_0 et les valeurs prises par θ_0 et le rapport l_0/l

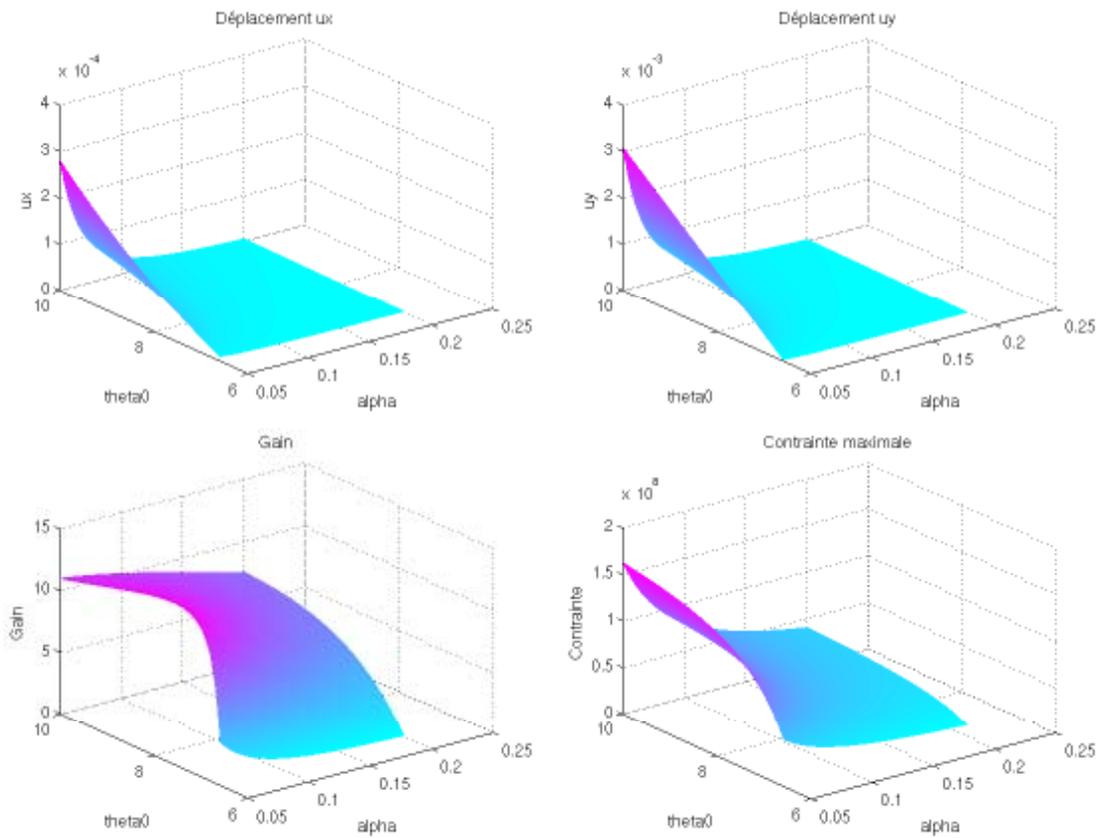


FIG. 4.17: Évolution des déplacements, de la contrainte et du gain d'amplification en fonction de l'inclinaison et du rapport de l'épaisseur sur la longueur de l'articulation flexible, pour des forces de 4350 N en entrée et de 500 N en sortie.

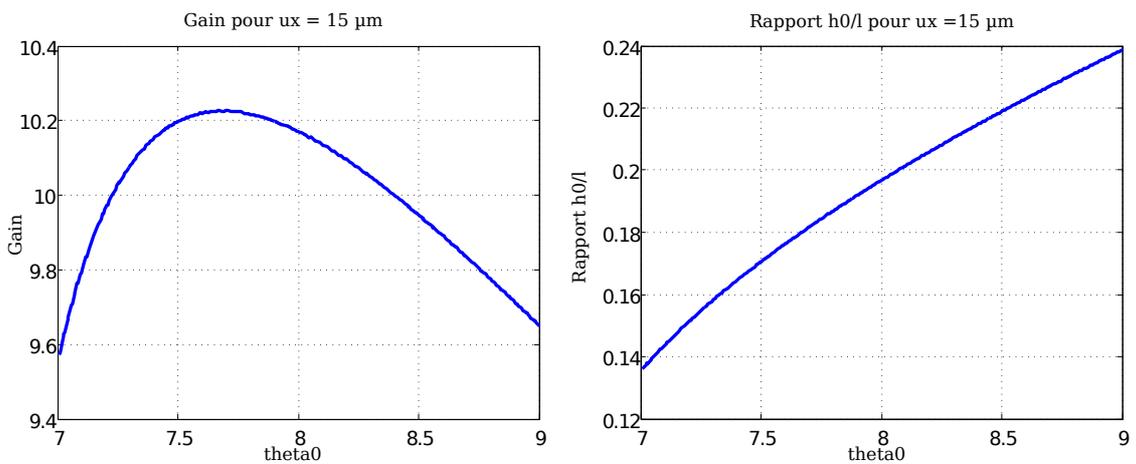


FIG. 4.18: Gain, inclinaison et rapport épaisseur/longueur de l'articulation pour un déplacement des céramiques de 15 µm

pour un déplacement de $15 \mu m$. La contrainte maximale ne pose pas de problème, car dans la plage d'étude, elle reste très inférieure à la contrainte maximale admissible pour le matériau choisi. Les dimensions ainsi définies sont rassemblées dans le tableau 4.7

Paramètre	Notation	Valeur
Angle d'inclinaison	θ_0	7.65°
Longueur de l'articulation	l	10 mm
Épaisseur de l'articulation	h_0	1.82
Rapport épaisseur/longueur	h_0/l	0.182
Épaisseur de l'amplificateur	b	25 mm
Longueur de la liaison rigide	l_{bras}	20 mm

TAB. 4.7: Dimensions provisoires de l'amplificateur mécanique

Il faut remarquer cependant que le rapport de l'épaisseur sur la longueur de l'articulation flexible est bien supérieur à 0.1, rapport qui limite le domaine de validité du modèle proposé. En augmentant l'épaisseur du mécanisme d'amplification, il serait a priori possible de ramener le dimensionnement obtenu à l'intérieur du domaine de validité, mais les valeurs de b nécessaires seraient alors beaucoup trop élevées en termes d'encombrement (autour de 100 mm !).

Il faut donc conclure que les contraintes établies pour le dimensionnement de l'amplificateur imposent de recourir à des rapports h_0/l supérieurs à 0.1. Par conséquent, le pré-dimensionnement effectué ici, bien que valide en première approche, doit être considéré comme point de départ d'un dimensionnement optimal réalisable à partir d'un logiciel de simulation par éléments finis.

6.3. Optimisation de l'amplificateur par calcul par éléments finis

Nous nous proposons donc d'optimiser la géométrie d'un quart de la structure d'amplification sur la base des simulations effectuées précédemment. Sans rentrer ici dans le détail des principes d'optimisation, il est nécessaire de définir les intervalles de variation des paramètres, les contraintes sur ces paramètres et le ou les objectifs d'optimisation, sous forme d'une fonction dont il faudra trouver la valeur maximale ou minimale.

Cette optimisation consiste à réaliser conjointement plusieurs objectifs. Celui qui peut paraître primordial concerne l'optimisation du gain d'amplification

mécanique. Cependant, considérée de manière isolée, cette fonction objectif peut conduire à des dimensions très encombrantes. Un objectif supplémentaire, tel que la minimisation du volume de l'amplificateur, est donc intéressant à prendre en compte également.

Le tableau 4.8 présente le problème d'optimisation, tel qu'il a été établi pour l'optimisation par simulation.

Objectifs	
1. $\frac{u_y}{u_x}$ MAX	2. Volume MIN
Intervalles	
θ_0 en degrés	[6, 15]
l en <i>mm</i>	[0.8, 10]
h_0 en <i>mm</i>	[0.1, 2]
b en <i>mm</i>	[10, 25]
l_{bras} en <i>mm</i>	[20, 60]
Contraintes	
u_x	15 μm
σ_{max}	650 <i>MPa</i>

TAB. 4.8: Problème d'optimisation par simulation par éléments finis

Le logiciel ANSYS utilise une méthode d'optimisation non déterministe. La recherche de l'optimum global, sans pour autant que son obtention de cette manière soit garantie, impose l'essai de différents points de départ, afin d'éviter de ne considérer qu'un optimum local. L'optimum global recherché correspond alors au maximum maximorum, s'il s'agit d'une maximisation de fonction.

6.4. Principales dimensions de la structure d'amplification

Les résultats de la minimisation du volume sont très proches des résultats obtenus pour l'optimisation du gain d'amplification. Nous n'effectuons pas d'optimisation de type multi-critère. Les dimensions optimales selon les critères fixés sont notées dans le tableau 4.9, ainsi que les résultats de simulation des déplacements et de la contrainte maximale.

Paramètre	Notation	Valeur
Angle d'inclinaison	θ_0	6.87°
Longueur de l'articulation	l	0.90 mm
Épaisseur de l'articulation	h_0	0.47
Rapport épaisseur/longueur	h_0/l	0.182
Épaisseur de l'amplificateur	b	25 mm
Longueur de la liaison rigide	l_{bras}	23 mm
Résultats de simulation		
Déplacement horizontal	u_x	15 μm
Déplacement vertical	u_y	152 μm
Gain d'amplification	η_m	10.14
Contrainte maximale	σ_{max}	462 MPa

TAB. 4.9: Dimensions optimales obtenues par simulation par éléments finis

6.5. Approche du comportement dynamique de l'actionneur MAGZO

L'actionneur MAGZO est conçu de telle sorte que son fonctionnement soit de type quasi-statique. Cependant, l'assemblage de plusieurs éléments élastiques (les céramiques piézoélectriques et la structure d'amplification mécanique), associé au mouvement de la masse constituée par le bloqueur d'entraînement (l'autre étant considéré comme fixe), impose de déterminer, ou tout au moins d'estimer, la limite fréquentielle d'utilisation de l'actionneur.

En d'autres termes, il s'agit de définir la plage de fréquence sur laquelle l'actionneur peut être considéré comme fonctionnant en mode quasi-statique, en l'absence de tout phénomène de résonance mécanique.

6.5.1. Résonance mécanique de l'amplificateur

En première approche, l'amplificateur peut être assimilé à un ressort de raideur k_y , défini par la relation 4.80, prenant en compte la transformation du mouvement. Si on fait l'hypothèse que la masse M_b du bloqueur est prépondérante devant les masses des liaisons rigides de l'amplificateur mécanique, on peut se ramener alors à étude très simplifiée d'un système masse-ressort.

Dans ce cas, on peut définir une fréquence propre définie par la relation :

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_y}{M}} \quad (4.88)$$

Des simulations de la structure optimale sous des charges F_x variables montrent que la déformation u_y est proportionnelle à F_y . La raideur k_y vaut $1.28 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-1}$.

Les bloqueurs, quant à eux, ont une masse d'environ 500 g.

Par conséquent l'estimation, à l'aide de la relation 4.88, de la résonance mécanique dans l'axe y du système complet donne :

$$f_p = 255 \text{ Hz} \quad (4.89)$$

Notons que cette fréquence est certainement surestimée, la masse équivalente des liaisons rigides ayant été négligée.

6.5.2. Obtention de la résonance mécanique par simulation

Afin d'obtenir un idée plus précise des fréquences propres caractérisant la structure de l'actionneur en régime dynamique, une analyse modale par simulation par éléments finis a été effectuée sous le logiciel ANSYS. Les dimensions utilisées pour l'amplificateur sont celles obtenues au terme du calcul d'optimisation précédent. En revanche, le bloqueur a été assimilé à un élément cubique simple, dont la masse totale est exactement celle d'un bloqueur. De plus, un seul bloqueur a été pris en considération, dans la mesure où l'autre, censé être fixé au bâti, n'intervient pas dans la dynamique de l'actionneur retenu, dans le cas du fonctionnement en mobile tel que décrit au chapitre 2.

Par ailleurs, on peut remarquer sur la figure 4.19 présentant les résultats de simulation, que seules les céramiques intérieures ont été prises en compte. Cela ne pose a priori pas de problème dans cette approche, car les deux paires de céramiques sont censées fonctionner en complémentarité, c'est-à-dire que lorsqu'une paire s'allonge, l'autre paire qui se rétracte n'oppose pas de raideur en plus de la précontrainte éventuelle.

Les résultats obtenus permettent de constater, d'une part, qu'il existe des modes propres à basse fréquence et, d'autre part, que l'un d'eux au moins ne correspond pas à une déformation dans l'axe d'entraînement de l'actionneur. Ainsi, autour de 80 Hz, des vibrations parasites pourront exister. La fréquence propre relative à la déformation symétrique qui nous intéresse, se situe autour de 180 Hz. Bien que cette résonance puisse être attrayante en termes d'amplitude de déformation, il n'est pas souhaitable de s'en approcher dans le cadre du présent dimensionnement. De trop grandes déformations pourraient engendrer, en effet, des contraintes mécaniques non admissibles dans la structure, pouvant conduire à sa détérioration rapide.

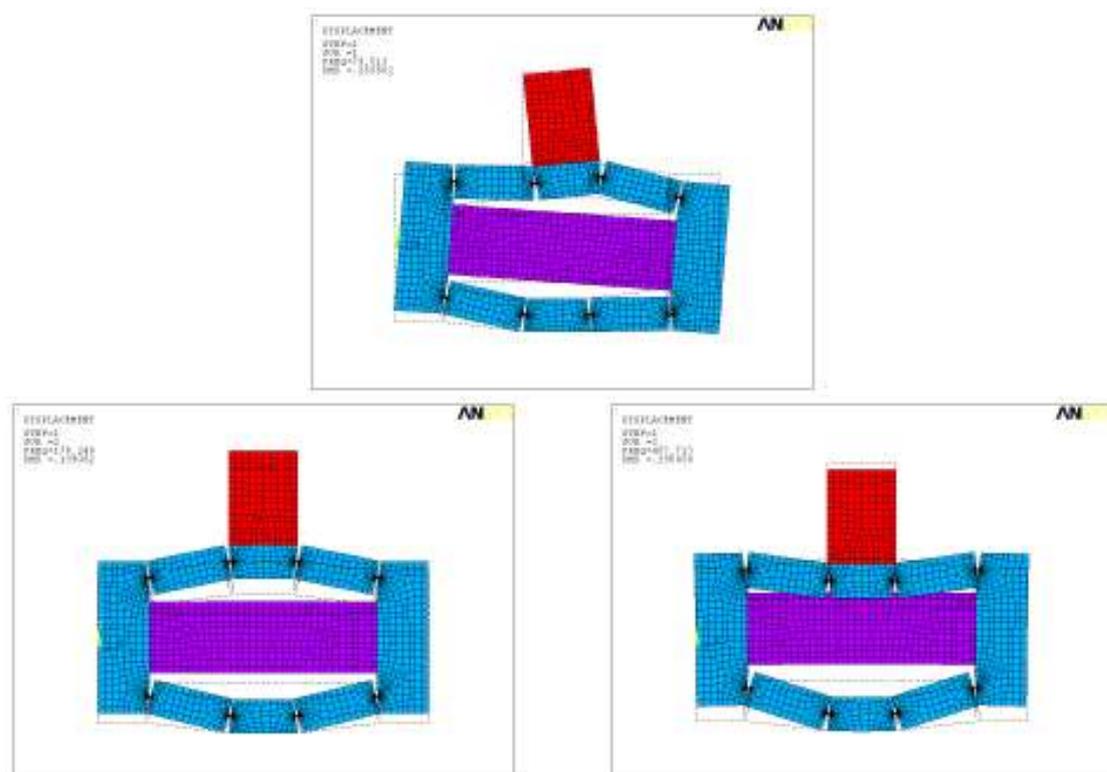


FIG. 4.19: Modes propres de l'actionneur MAGZO simplifié

Notons également qu'autour de 460 Hz existe un mode de résonance antisymétrique qui semble relativement bien couplé, tout en restant inexploitable puisque les déplacements produits de part et d'autre de l'axe des céramiques se compensent presque totalement.

Fort de ces résultats qui valident les choix technologiques et les dimensionnements effectués, il s'agit maintenant de valider expérimentalement le comportement de la structure d'amplificateur retenue.

7. Conclusion

L'étude des structures d'amplification mécanique à articulations flexibles, présentée dans ce chapitre, a permis de démontrer quantitativement l'intérêt de cette technique pour la conception d'actionneurs piézoélectriques quasi-statiques à grands efforts et basses vitesses. Les avantages spécifiques d'une transmission de mouvement et d'effort par l'intermédiaire de liaisons élastiques tiennent à l'absence de frottement et de risque de grippage, en comparaison avec l'utilisation de liaisons articulées de type pivot ou rotule. De plus, la palette de profils d'articulations flexibles étant suffisamment variée, le concepteur peut aisément les adapter à ses objectifs, qu'ils soient liés à la recherche d'une grande précision ou de grandes amplitudes de déformation.

La formulation analytique générale proposée en vue de caractériser le comportement statique d'une articulation flexible conduit à des relations simples et linéaires entre les charges appliquées et les déformations correspondantes. Cette formulation repose sur la détermination d'une matrice de raideur généralisée, constituée uniquement des paramètres géométriques de l'articulation et reliant forces, moments et déplacements de son extrémité libre. Ainsi, associée à la connaissance des contraintes maximales supportées par le matériau, la méthode proposée permet le dimensionnement systématique d'une articulation flexible répondant à un besoin donnée. Dans le cadre d'un dimensionnement « à durée de vie illimitée », un critère de fatigue, défini par une contrainte maximale admissible qui varie selon le matériau utilisé, a été introduit dans le schéma de dimensionnement.

La structure d'amplification proposée dans cette étude, basée sur le principe du parallélogramme déformable, se devait de tirer profit de liaisons élastiques, conformément aux objectifs d'efforts et de déplacements souhaités. Ramenée à un modèle à une seule articulation, l'application de la théorie proposée a abouti à une expression analytique des déplacements d'entrée et de sortie, ainsi que de la contrainte au sein du matériau et du gain d'amplification. Le modèle obtenu demeure valable sur un large domaine dimensionnel couvrant une variation des paramètres géométriques et des charges relativement étendue. Grâce à une comparaison systématique avec des résultats de simulations par éléments finis, la limite de validité de ce modèle analytique a été déterminée : l'erreur observée sur les déplacements calculés reste inférieure à 10% tant que le rapport de l'épaisseur de l'articulation à sa longueur ne dépasse pas 0.1.

Un dimensionnement servant de base à un calcul par simulation numérique, visant à optimiser le gain d'amplification et le volume global, a donc été effectué en tenant compte du critère d'exploitation optimale des céramiques du point de vue énergétique. Cette procédure d'optimisation par calcul par éléments finis a permis de déterminer les paramètres géométriques principaux de la structure d'amplification de l'actionneur MAGZO, le rendant théoriquement capable de développer un effort de 500 N pour un pas élémentaire égal à 150 μm . L'analyse dynamique de cette structure a mis en lumière l'existence de modes de résonance relativement bien discriminés mais qu'il n'est pas préférable d'exciter, afin de ne pas détériorer le mécanisme.

En conclusion, la structure proposée, innovante par son effet à double action, obtenu au moyen de céramiques placées à l'intérieur et à l'extérieur du parallélogramme déformable, offre la possibilité de maîtriser le déplacement d'une charge en poussée et en traction de manière active, à la différence des solutions classiques

4. Amplification mécanique à double action – structure en pont à pivots flexibles

à rappel élastique. L'utilisation de pivots flexibles conduit à un amplificateur mécanique sans jeu, de gain voisin de 10.

Compte tenu de ses performances prometteuses, tant du point de vue statique que dynamique, cet amplificateur mécanique a donc été retenu pour procéder à la validation expérimentale du concept d'actionneur MAGZO, à l'aide du démonstrateur présenté au chapitre suivant.

Chapitre 5

Réalisation et caractérisation de l'actionneur MAGZO

1. Introduction

Les deux chapitres précédents ont précisé les éléments théoriques et technologiques permettant le dimensionnement des fonctions piézoélectriques et magnétiques de l'actionneur MAGZO que sont respectivement l'actionneur d'entraînement et la paire de bloqueurs. Afin de valider d'une part le dimensionnement de l'amplificateur de déplacement proposé pour l'actionneur (chapitre 4) et de tester, d'autre part, le fonctionnement global du concept d'actionneur MAGZO (chapitre 2), un démonstrateur a été fabriqué et testé au laboratoire. Ce démonstrateur est décrit dans la première partie du présent chapitre.

Le dispositif électronique d'alimentation et de commande nécessaire au pilotage du démonstrateur est ensuite présenté. Enfin, dans la mesure où nous nous intéressons plus particulièrement aux performances de l'amplificateur mécanique et aux efforts et déplacements que peut produire l'actionneur MAGZO, les résultats d'essais sont détaillés et mis en perspective quant à l'exploitation de l'actionneur MAGZO, dans les domaines ciblés au début du mémoire.

2. Réalisation de l'actionneur

Plusieurs éléments de l'actionneur MAGZO ont été réalisés au sein du laboratoire LAPLACE. C'est le cas, par exemple, des bloqueurs magnétiques, que ce soit pour l'usinage du circuit magnétique à base de poudres SMC (cf. III.3.3.3.) ou du bobinage. D'autres éléments, tels que l'amplificateur mécanique ou les céramiques piézoélectriques ont été l'objet d'une sous-traitance.

2.1. Description des éléments constitutifs

La figure 5.1 présente la totalité des éléments constituant l'actionneur MAGZO. On retrouve les deux bloqueurs en haut à gauche, constitués d'un circuit magnétique en SMC et d'un bobinage maintenu dans une carcasse plastique. Ce sont les mêmes que ceux qui ont été dimensionnés dans le chapitre 3. L'amplificateur mécanique est à leur droite ; juste en-dessous, la tige centrale est « habillée » d'une enveloppe en Teflon qui permet de centrer les céramiques (en bas à droite) sans entraver leur déformation. En bas à gauche se trouvent une rondelle épaisse en acier et un écrou de précision (pas de 0.75 mm), permettant une précontrainte précise de l'ensemble des éléments engagés sur l'axe central.

Les dimensions des céramiques utilisées sont données dans le tableau 4.6. Elles sont ici revêtues d'une gaine permettant l'isolation électrique des électrodes. Cette protection devra pourtant être supprimée car l'espace libre pour les céramiques avait été optimisé sans la prise en compte des gaines. Une résine a été appliquée en guise de couche protectrice.

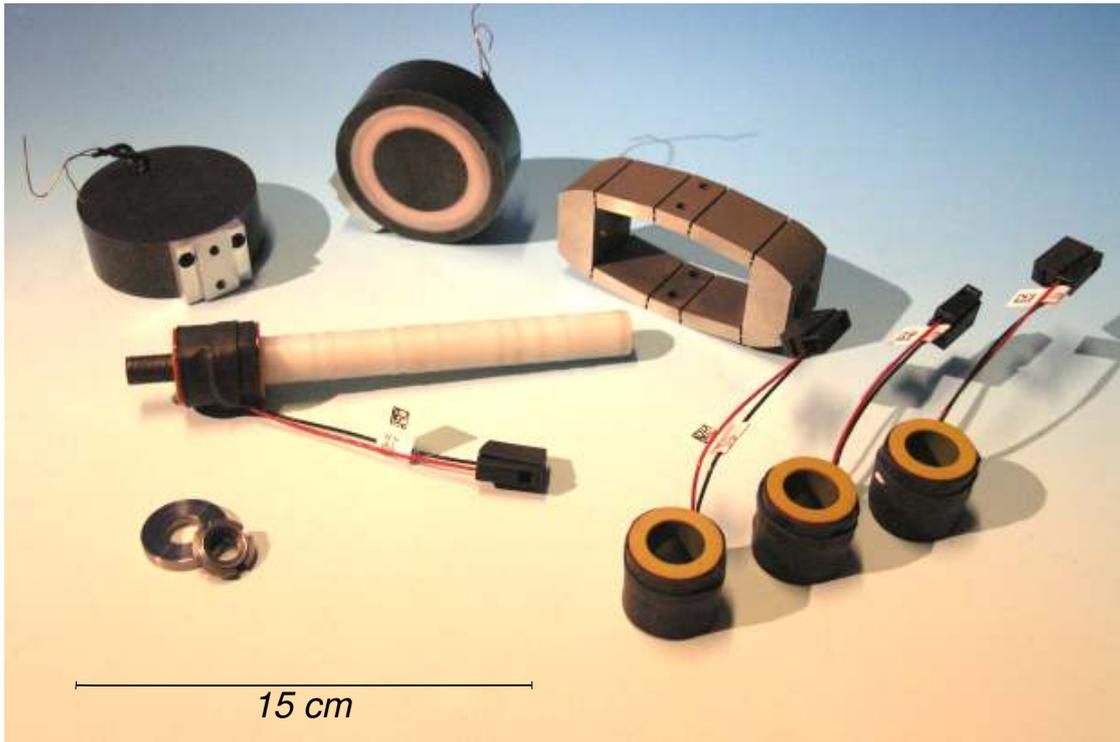


FIG. 5.1: Ensemble des éléments constituant l'actionneur MAGZO

Une attention particulière devait être portée à la tige centrale, car elle représente l'élément clé pour un fonctionnement des céramiques en mode push-pull. Cette tige doit se comporter virtuellement comme un bâti reprenant les efforts de compression engendrés lors de l'extension des céramiques extérieures. Pour que la poussée soit transmise à l'amplificateur, il est important de limiter l'allongement de cette tige, afin d'éviter « l'absorption » de la déformation sur l'axe principal de la structure. L'allongement de la tige est donné en première approximation par la loi de Hooke (déformation homogène) :

$$\delta = \frac{FL}{AE} \quad (5.1)$$

où F représente l'intensité des forces de traction appliquées sur la tige, L est la longueur de la tige, A l'aire de sa section et E son module d'Young. La déformation est voisine de $5 \mu m$ pour $4350 N$ d'effort. Cependant, le problème cité ici disparaît presque totalement grâce au mode d'alimentation choisi, qui consiste à contrôler les tensions de commande de céramiques autour d'une valeur moyenne (V_c doit varier de 0 à V_{max}). Un allongement initial de la tige est donc fixé dès l'assemblage, cette précontrainte étant sensiblement constante pendant le fonctionnement de l'actionneur. D'autres éléments, tels que les bloqueurs et les écrous se déforment également et participent à « l'absorption » de la déformation. Cependant, avec une amplification atteignant $150 \mu m$, cela reste négligeable.

2.2. Fabrication de l'amplificateur par électroérosion à fil

La fabrication de la structure d'amplification mécanique a sans doute constitué la partie la plus délicate dans la réalisation de l'actionneur MAGZO. Les dimensions utilisées étant les dimensions optimales en termes de gain d'amplification, présentées dans le chapitre précédent, il était techniquement difficile de réaliser des rainures de moins d'un millimètre de large avec les moyens d'usinage disponibles au laboratoire.

Ainsi, après avoir réalisé le plan de fabrication de la pièce, l'usinage d'un bloc d'acier spécial, dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau 5.1, a été confié à une société possédant les machines adaptées.

Acier Inoxydable Martensitique durci	
Référence Norme euro.	X5CrNiCuNb16-4
Référence Thyssen	Z 7 CNU 16-04
Composition	Cr (15-17%) Ni (3-5%) Cu 3-5% Nb+Ta 0.15-0.45%
État de durcissement	H1025
Résistance à la rupture	1070-1270 <i>MPa</i>
Dimensions	Cylindre Ø 100 <i>mm</i> x L 30 <i>cm</i>

TAB. 5.1: Propriétés de l'échantillon brut pour l'usinage de l'amplificateur mécanique [Thy07]

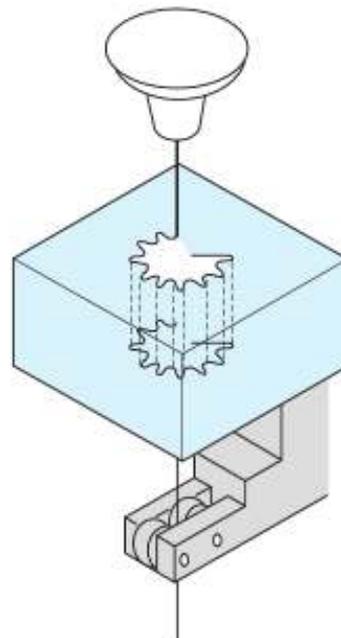
La technique retenue est la découpe par électroérosion par fil. Elle consiste à utiliser un fil conducteur tendu (Fig. 5.2), déplacé par une machine à commandes numériques selon plusieurs axes. La pièce à usiner est placée dans l'eau, qui sert de composant diélectrique au sein duquel pourra se créer une ionisation permettant la création d'un canal conducteur entre les deux électrodes que sont le fil et la pièce. Les décharges électriques sont alors responsables de l'érosion de la pièce à usiner, nécessairement conductrice.

Une contrainte importante devait cependant être respectée. Afin de conserver au mieux les propriétés mécaniques du matériau, la structure devait être usinée de telle sorte que les stries élémentaires de l'échantillon brut (dans le sens de la longueur) correspondent le plus possible aux axes principaux d'orientation des articulations. La figure 5.3 illustre cela, où l'on peut distinguer ces stries. Elles sont, en réalité, alignées avec l'axe principal de la structure. Même si elles ne correspondent pas exactement aux axes des joints flexibles, la symétrie de la structure est mécaniquement respectée, ce qui est préférable au vu de l'utilisation visée.

Cette technique permet d'obtenir des découpes extrêmement fines, le fil utilisé



Exemple d'usinage
par électroérosion



Exemple de montage

FIG. 5.2: Illustration de la découpe par électroérosion à fil [Kre00]

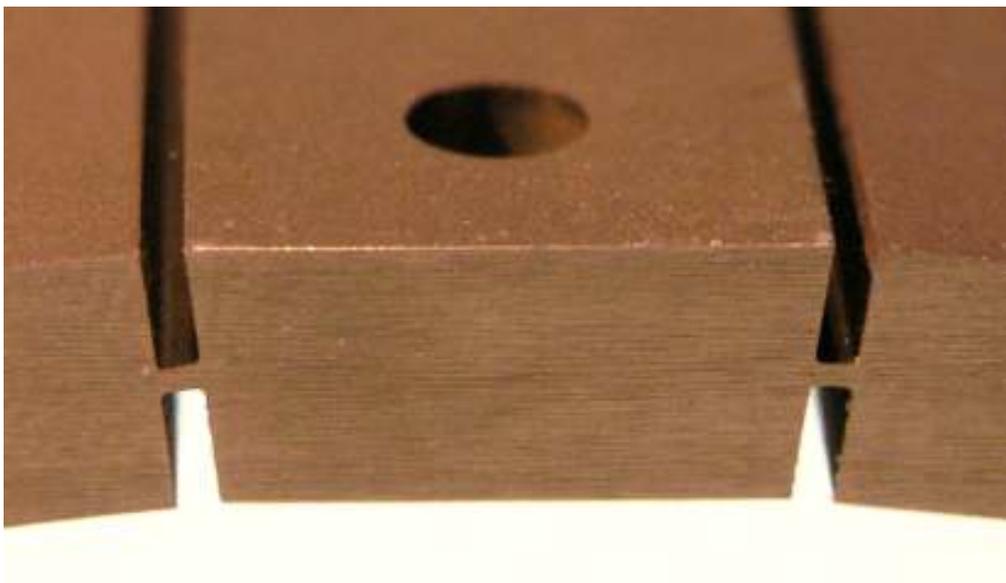


FIG. 5.3: Zoom sur les articulations flexibles obtenues par électroérosion

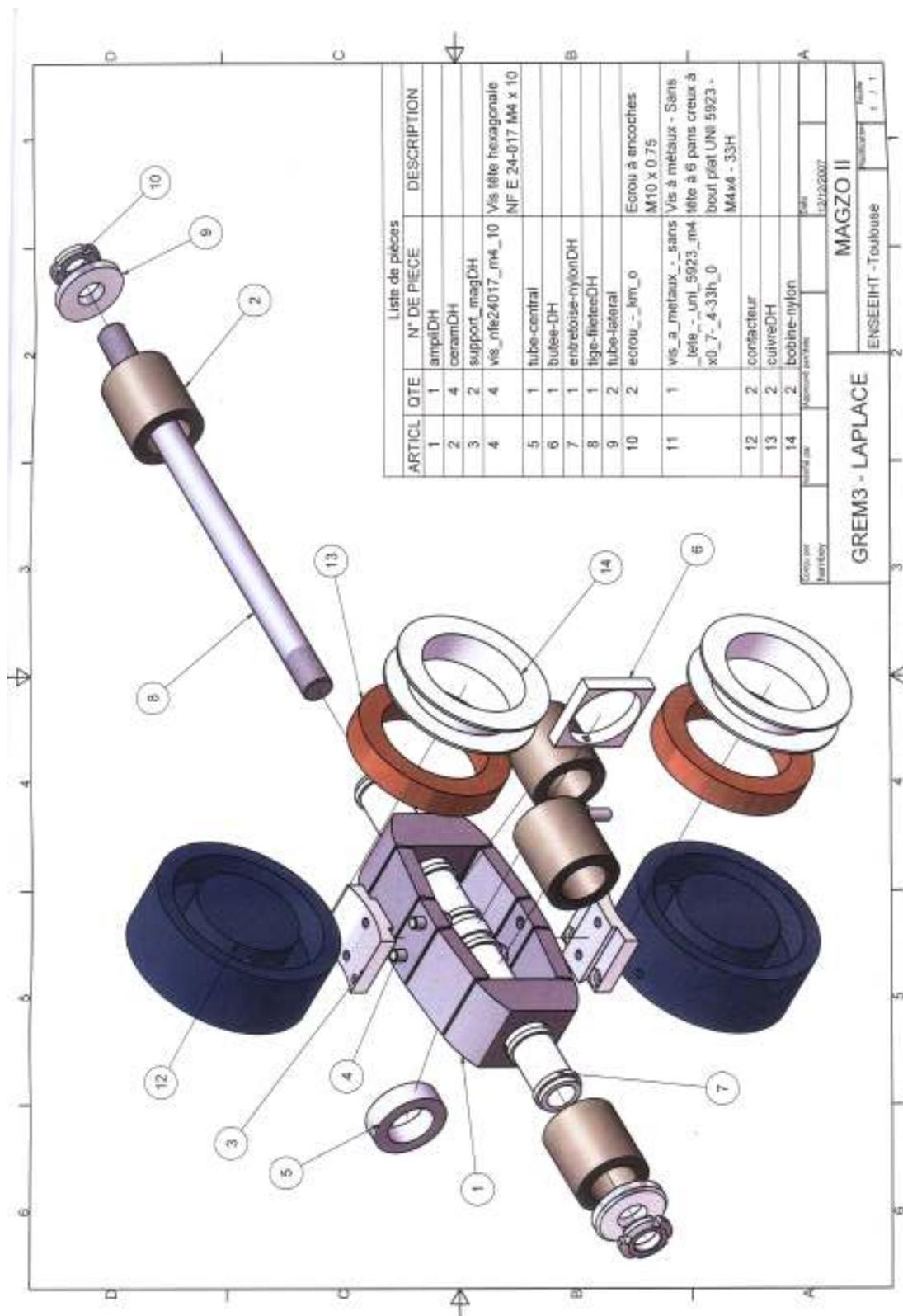


FIG. 5.4: Vue éclatée de l'ensemble des éléments de l'actionneur MAGZO

ayant un diamètre variant de 0.02 à 0.3 *mm* (le plus communément utilisé est le diamètre 0.2 *mm*). La précision dimensionnelle peut atteindre aujourd'hui 10 μm sur une épaisseur de découpe de 100 *mm*. Aucun effort n'est mis en jeu pendant la découpe. La première contrainte réside dans l'évacuation des particules produites, ce qui est aisément obtenu dans de l'eau. La seconde contrainte vient de l'usure de l'électrode. Ce problème est compensé par un déroulement continu du fil métallique pendant la découpe. Si l'usinage est très lent, le temps dépensé est largement compensé par la précision, la qualité des pièces réalisées et le nombre réduit de reprises de la pièce au cours de l'usinage.

En ce qui concerne notre amplificateur mécanique, la géométrie choisie ne présente pas une grande difficulté pour la découpe par fil. La structure a donc été totalement usinée par électroérosion. Cela a nécessité d'effectuer la découpe en trois temps, sur deux positions de l'échantillon différentes. Au premier passage a été usiné l'alésage selon l'axe principal de la structure (selon la longueur de structure). Ensuite a été usinée la partie extérieure de l'amplificateur, et enfin l'intérieure.

2.3. Assemblage

Sur la figure 5.1 n'apparaît pas la pièce centrale, un cylindre plat, permettant d'ajuster le placement des deux céramiques intérieures. C'est un élément important par rapport à la méthode d'assemblage préconisée.

Si nous souhaitons réaliser une précontrainte avec les écrous de part et d'autre des céramiques extérieures, cela implique nécessairement que la structure d'amplification se verra comprimée selon son axe principal, engendrant une déformation des articulations et donc des contraintes présentes à l'état de repos de l'amplificateur mécanique.

Afin de pallier cela, nous préconisons de placer les céramiques centrales en appliquant une légère déformation « inverse » de la structure. La pièce centrale doit donc être suffisamment large pour maintenir cette déformation. Ainsi, les deux céramiques centrales et la pièce centrale sont placées en premier en exerçant une compression sur l'axe de déformation de sortie de la structure (correspondant à l'axe des *y* qui est transverse à l'axe des *x*, axe de déformation des céramiques). Les deux céramiques extérieures sont alors positionnées et les écrous sont serrés de telle sorte que la déformation de la structure, imposée par les céramiques intérieures, soit compensée. Nous remettons ainsi la structure d'amplification dans l'état de repos prévu, tout en exerçant une légère compression des céramiques pour éviter qu'elles puissent éventuellement se désaxer.

Enfin, les bloqueurs viennent se fixer à l'amplificateur par l'intermédiaire d'une pièce d'adaptation. L'ensemble forme alors l'actionneur MAGZO présenté, d'une part, en vue éclatée sur la figure 5.4, en photo d'autre part, sur la figure 5.5, l'actionneur étant entièrement assemblé.

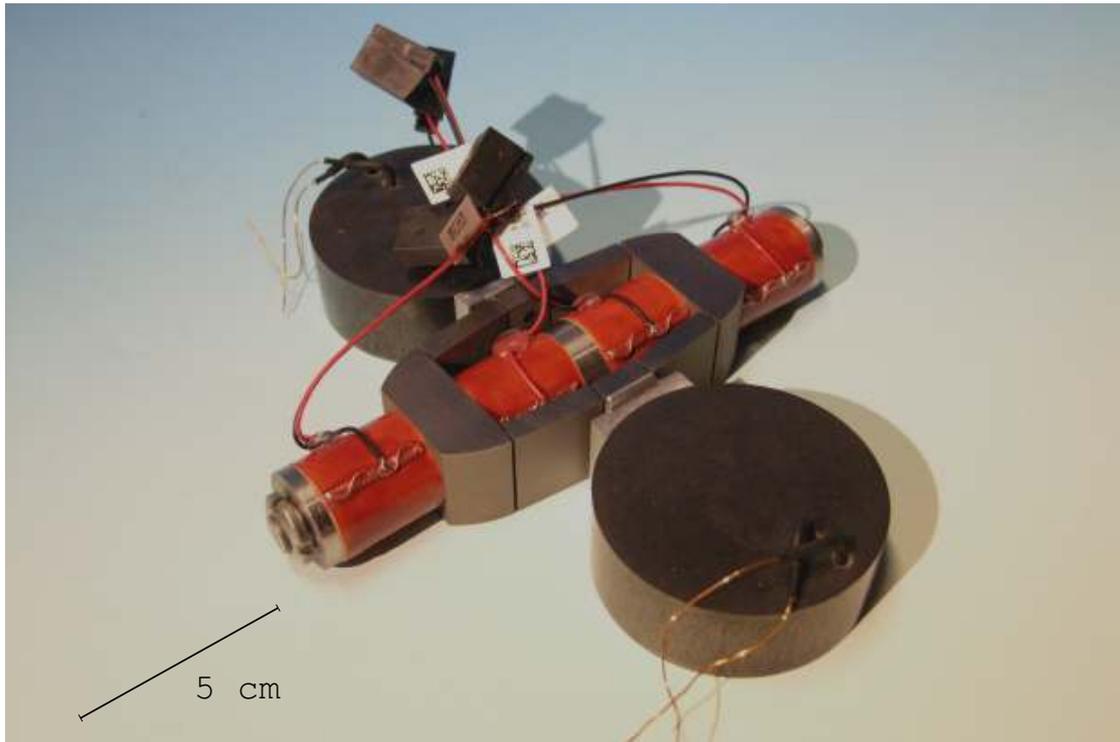


FIG. 5.5: Photo de l'actionneur MAGZO

3. Contrôle de l'actionneur MAGZO

3.1. Principe de l'alimentation de l'actionneur

Conformément au principe de la structure de type push-pull, la commande des céramiques doit être complémentaire, sachant qu'un bloqueur doit être activé pendant une phase de déformation d'un couple de céramiques.

Nous avons choisi pour les tests de dédier à chacune des fonctions d'entraînement et de blocage une alimentation indépendante, les signaux de commande étant naturellement synchronisés.

La figure 5.6 présente une vue d'ensemble de l'actionneur MAGZO et son dispositif de pilotage électronique de laboratoire.

Disposant d'une cellule élémentaire de découpage à IGBT pouvant commuter sans contrainte particulière de 1 kHz à 10 kHz , celle-ci est utilisée pour moduler, à l'aide d'un rapport cyclique variable, la tension continue fournie par une alimentation stabilisée. Afin d'adapter cette source de tension au comportement capacitif des céramiques, dans le cas d'un fonctionnement quasi-statique, des inductances sont insérées dans le montage, conformément au schéma présenté en annexe H.

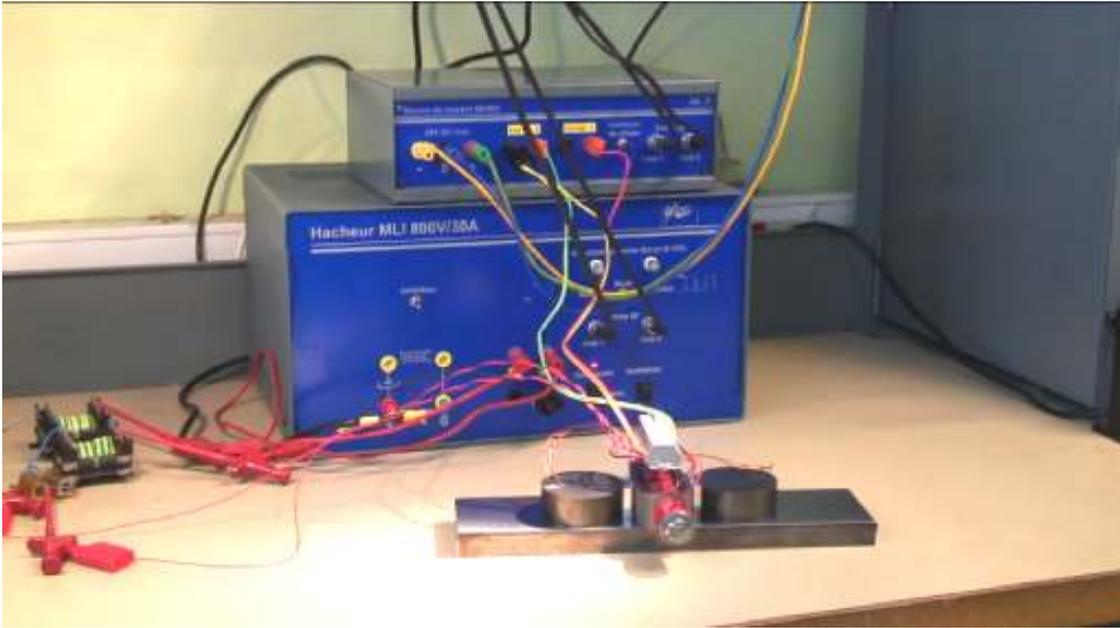


FIG. 5.6: Ensemble Alimentation - Actionneur MAGZO

L'alimentation des bloqueurs étant relativement problématique de par leur comportement très inductif (circuit magnétique à très faible entrefer), deux types d'alimentations ont été considérés, compte tenu des moyens à notre disposition au laboratoire. Le premier dispositif repose sur la constitution d'une alimentation en courant par l'intermédiaire d'amplificateurs opérationnels de puissance (LM12) montés en source de courant. Les limites en tension des composants utilisés nécessitent que l'impédance des bobinages soit relativement faible. Une deuxième solution est fondée sur l'exploitation d'un amplificateur linéaire de tension auquel il faudra rajouter des résistances de puissance pour imposer le courant dans les bloqueurs. Cependant, ce dernier ne peut fournir qu'un courant de 1.2 A crête. Cette deuxième solution a cependant permis d'obtenir les meilleurs résultats en termes d'effort produit, même si son utilisation limite fortement la fréquence d'excitation de l'actionneur (fréquence maximale d'environ 20 Hz).

3.1.1. Réalisation d'une commande spécifique

Sur la base de ces modules de puissance, un dispositif d'alimentation relativement universel a été constitué à l'aide d'un générateur HIOKI [HIO08]. Il a donc été possible de choisir, par exemple, le taux de recouvrement des courants dans les bloqueurs afin d'assurer le maintien d'une charge pendant le changement de fonctionnement des céramiques.

Ayant également observé une légère rémanence au niveau des bloqueurs, il nous est apparu judicieux d'appliquer un courant de démagnétisation inverse, pendant les phases de repos, afin de forcer le champ magnétique à s'annuler.

La figure 5.7 présente les formes d'ondes des tensions de commande. Pour les tensions aux bornes des céramiques, il s'agit d'un signal trapézoïdal variant de $+10\text{ V}$ à -10 V . Conformément au principe push-pull, ces commandes sont déphasées de 180° . Pour les courants, les signaux sont déphasés entre eux de 180° , afin de disposer à tout instant d'un bloqueur actif, tandis que leur commande est décalée par rapport aux signaux de commande des céramiques de sorte que la séquence d'activation se fasse uniquement pendant les phases « d'immobilité » des céramiques.

3.1.2. Formes d'ondes de l'alimentation

La tension effectivement présente aux bornes des céramiques recopie de manière quasi-parfaite la forme d'onde des signaux de commande. Leur amplitude varie de 0 à environ 90% de la tension continue. Une analyse fréquentielle permettra de mieux connaître le comportement dynamique de l'alimentation.

On peut observer sur la figure 5.8 que la forme réelle des courants dans le bobinage des bloqueurs s'écarte sensiblement de la consigne. Leur comportement très inductif limite fortement la bande passante exploitable. Une légère différence sur l'amplitude des courants existe également, car les réglages des deux voies de l'amplificateur linéaire ne sont pas parfaitement identiques. Cependant, ce léger écart ne s'avère pas critique pour le fonctionnement de l'actionneur.

En revanche, la faible dynamique du circuit de commande des bloqueurs constitue la plus grande limitation du montage. Pour de très basses fréquences, c'est-à-dire environ 20 Hz , le courant sera à son niveau haut un peu avant le début de la déformation d'un couple de céramiques. À de plus hautes fréquences, le courant deviendra triangulaire et n'aura pas le temps de s'annuler. Cela ne permettra donc pas de tester l'actionneur à des fréquences plus grandes que 20 Hz . Il est important de noter qu'il ne s'agit donc pas là d'une limite liée à l'actionneur MAGZO, mais plutôt de conditions d'alimentation encore largement perfectibles.

3.2. Fonctionnement de type mobile ou vérin

La figure 5.6 illustre le fonctionnement de l'actionneur MAGZO en mode mobile sur un support métallique. Ce dernier peut être beaucoup moins épais que celui présenté sur la photo. Ce type de fonctionnement n'est pas, a priori, le plus adapté pour caractériser l'actionneur. Dans cette configuration, il est possible de mesurer aisément la vitesse de déplacement du mobile. Si le support magnétique est fixe, il est alors également envisageable de mesurer la force de blocage, ou l'évolution de la force de blocage de l'actionneur.

Par contre, pour mesurer à la fois un déplacement et un effort généré, il est

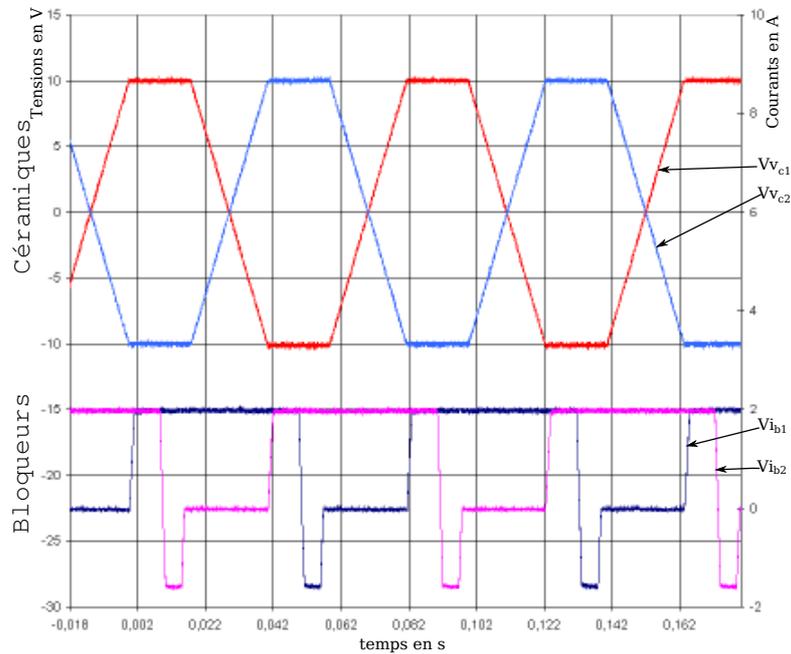


FIG. 5.7: Formes d'ondes des tensions de commande de l'alimentation en tension des céramiques et de l'alimentation en courant des bloqueurs, à 12 Hz

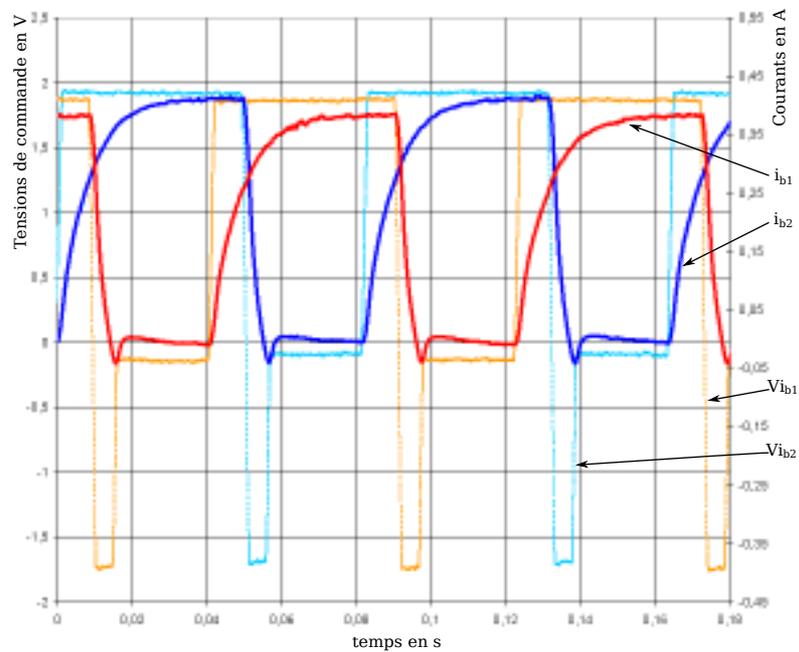


FIG. 5.8: Réponses temporelles des courants dans les bloqueurs associées à leurs commandes à une fréquence de 12 Hz

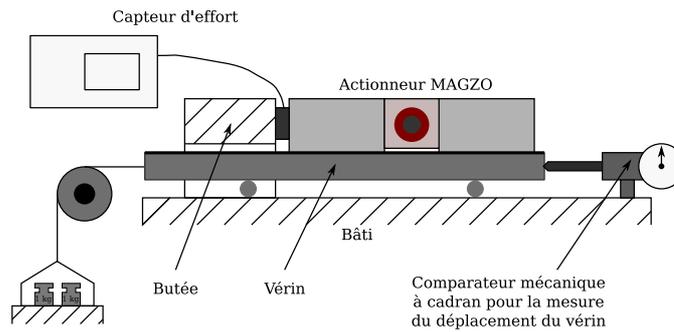


FIG. 5.9: Schéma de principe du fonctionnement de l'actionneur MAGZO en mode vérin, associé au protocole de caractérisation

préférable de recourir à un fonctionnement de type vérin, comme l'illustre la figure 5.9.

4. Caractérisation de l'actionneur MAGZO

La figure 5.10 présente une vue générale du banc de test utilisé pour la caractérisation de l'actionneur MAGZO. Une machine à pointer sert de plan rectifié pour le déplacement de l'actionneur. Tout à gauche en partant du haut, se trouvent le générateur de signaux HIOKI et l'amplificateur linéaire à 2 voies (110V, 1A). Au centre, sous l'oscilloscope, se trouve l'alimentation continue (600V, 3A). Le boîtier du dessous correspond à l'alimentation des céramiques devant lequel sont placés les éléments d'adaptation inductifs et résistifs.

4.1. Caractérisation fréquentielle

L'analyse fréquentielle s'effectue à l'aide d'un analyseur de fréquences (HP4192). Celui-ci fournit un signal de commande $+5V/-5V$ sinusoïdal de fréquence variable. Par conséquent, un circuit électronique, constitué d'amplificateurs suiveurs et inverseurs, permet de transmettre aux alimentations les signaux de commandes adaptés. L'analyseur de fréquences possède deux entrées pour les éléments de comparaison.

Connaissant la limitation en fréquence de l'alimentation des bloqueurs, nous ne caractérisons fréquemment que l'alimentation des céramiques d'une part, et l'ensemble d'entraînement d'autre part, constitué par les céramiques, l'amplificateur mécanique et les bloqueurs inactifs.

La tension continue est fixée à $100 V$ pour l'ensemble des essais à fréquence variable. L'actionneur est positionné de telle sorte qu'un bloqueur est immobilisé, l'autre étant laissé libre de tout mouvement.

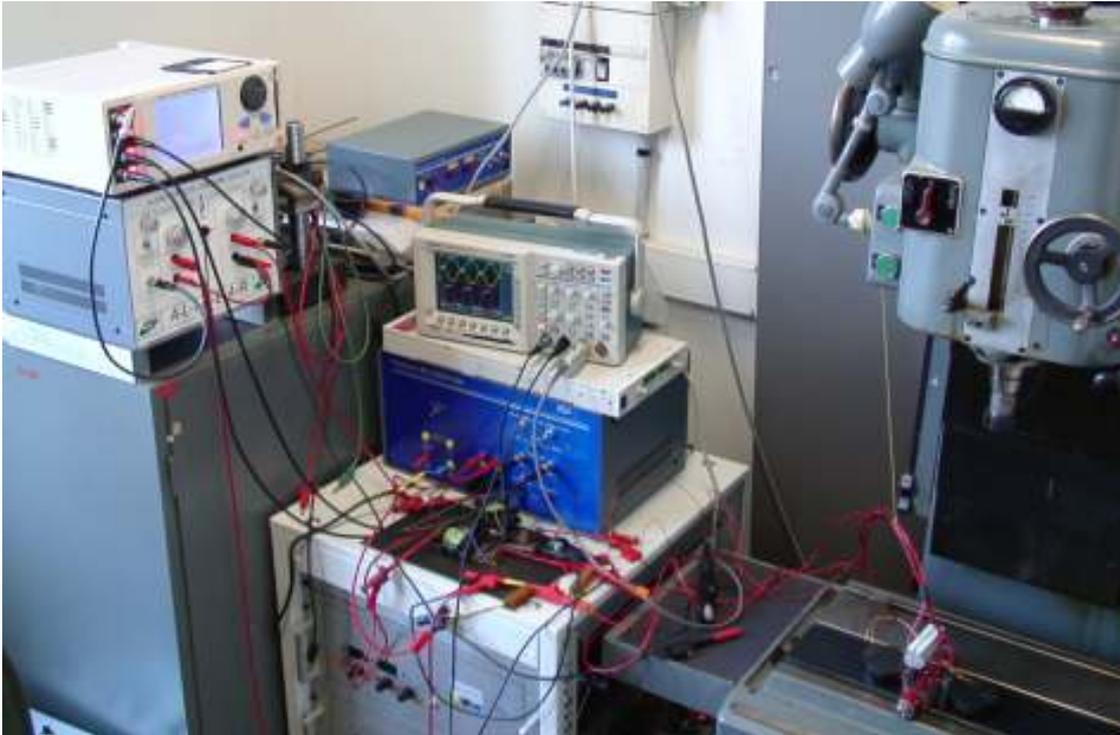


FIG. 5.10: Banc d'essais de l'actionneur MAGZO

4.1.1. Réponse fréquentielle du module d'alimentation des céramiques

Cet essai consiste à déterminer la fonction de transfert entre les signaux de commande et la tension effectivement observée aux bornes de la céramique associée.

Le diagramme représentant le gain et le déphasage entre les deux tensions est présenté sur la figure 5.11. L'alimentation des céramiques se comporte donc comme un amplificateur idéal jusqu'à une fréquence d'environ 100 Hz , avec un gain de 9. A partir de 150 Hz , le déphasage entre les deux signaux augmente, ce qui engendre nécessairement une désynchronisation de la commande des céramiques vis-à-vis de l'activation des bloqueurs.

Par ailleurs, on peut constater une légère baisse du gain à 300 Hz . Nous verrons que cela correspond à un phénomène d'anti-résonance de la réponse fréquentielle de l'amplificateur mécanique. A partir de 800 Hz , le gain s'effondre considérablement. Ceci est principalement dû à la présence de l'inductance et de la résistance d'adaptation qui constituent un filtre passe-bas, dont la fréquence de coupure se situe justement au voisinage de 800 Hz .

4.1.2. Comportement fréquentiel de l'actionneur d'entraînement

Pour l'analyse fréquentielle de l'amplificateur, nous comparons l'amplitude de la déformation u_y à celle de la tension d'alimentation V_c . La déformation est mesurée

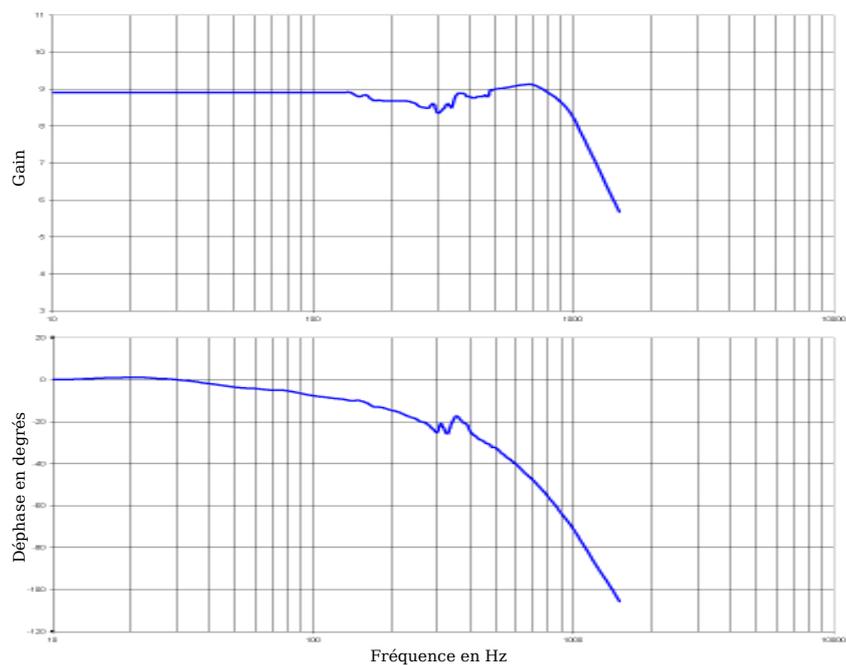


FIG. 5.11: Fonction de transfert de l'alimentation des céramiques, à charge mécanique nulle sur l'actionneur MAGZO, pour une tension d'alimentation continue de 100 V

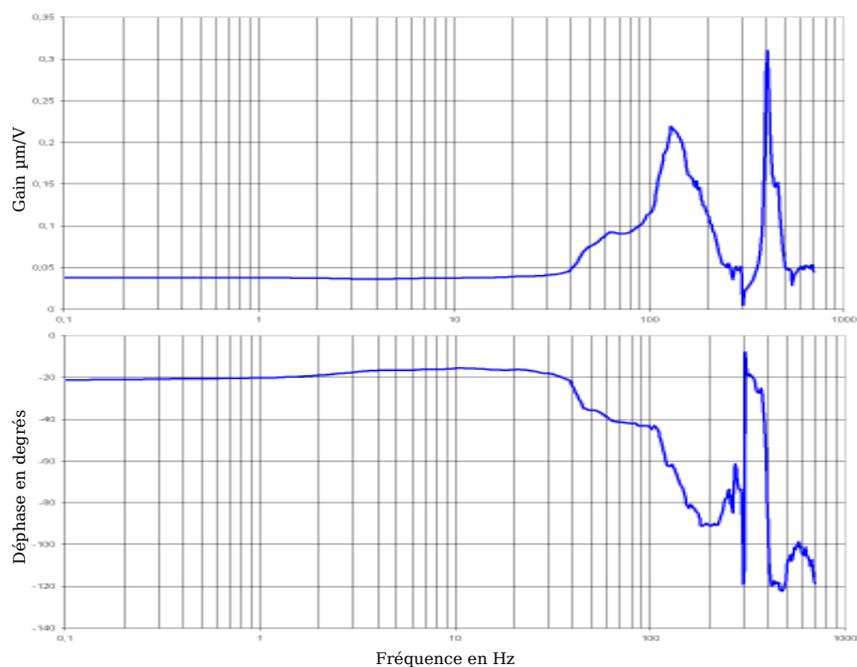


FIG. 5.12: Fonction de transfert de l'actionneur, un bloqueur étant fixé au bâti, à charge mécanique nulle sur l'autre bloqueur, pour une tension d'alimentation continue de 100 V

à l'aide d'un vibromètre laser différentiel. Les résultats sont présentés sur la figure 5.12.

Jusqu'à 40 Hz , l'actionneur d'entraînement se comporte comme un amplificateur à gain constant. La valeur du gain, ici, est très faible. Il serait sensiblement augmenté si la tension continue était supérieure à 150 V . Sous faible niveau d'excitation, la structure se situe en effet dans une plage de fonctionnement où une partie des contraintes générées par les céramiques est absorbée par la tige centrale d'une part et d'autre part, dans une moindre mesure, par la structure d'amplification elle-même. Cette explication est à mettre en regard de la figure 5.14, où l'on peut observer que jusqu'à environ 150 V la déformation u_y est très faible.

Au-delà de 40 Hz , on constate aisément la présence de deux fréquences de résonance du système : une à 140 Hz , accompagnée d'un déphasage de 90° , et l'autre à 400 Hz . Entre les deux, à 300 Hz , le gain semble s'effondrer (anti-résonance). Le mode de vibration associé à la fréquence de 400 Hz semble avoir un couplage plus important que le mode à 140 Hz .

Si l'on fait le parallèle avec les simulations du comportement fréquentiel de l'actionneur d'entraînement (chapitre 4), on peut associer la fréquence de 140 Hz au mode de vibration « symétrique » correspondant au fonctionnement souhaité de l'amplificateur mécanique, alors qu'à 400 Hz , on retrouve le mode antisymétrique prévu par la simulation au voisinage de 460 Hz .

Ces résultats permettent en particulier de définir la plage de fonctionnement nominale de l'amplificateur mécanique qui se situe du continu jusqu'à environ 40 Hz . Au-delà, son comportement est très variable, ce qui rend son exploitation d'autant plus délicate. Proche des fréquences de résonance, les déformations obtenues sous tensions réduites (100 V) sont très importantes ($20\text{ }\mu\text{m}$), ce qui représente un risque à prendre en compte durant l'étape de caractérisation sous forts signaux de l'actionneur complet.

4.2. Caractérisation de l'actionneur

Connaissant maintenant le domaine fréquentiel de fonctionnement de l'actionneur d'entraînement équipé de son amplificateur mécanique, une fréquence nominale égale à 20 Hz peut être fixée pour caractériser au mieux son comportement électromécanique en quasi-statique.

4.2.1. Gain d'amplification

Afin d'évaluer le gain d'amplification (et ne disposant que d'un seul vibromètre laser), les mesures expérimentales ont été réalisées en deux temps. En premier lieu, la déformation u_y est relevée pour différentes valeurs de tension V_c . Puis, pour ces mêmes tensions aux bornes des céramiques, le laser est déplacé pour mesurer

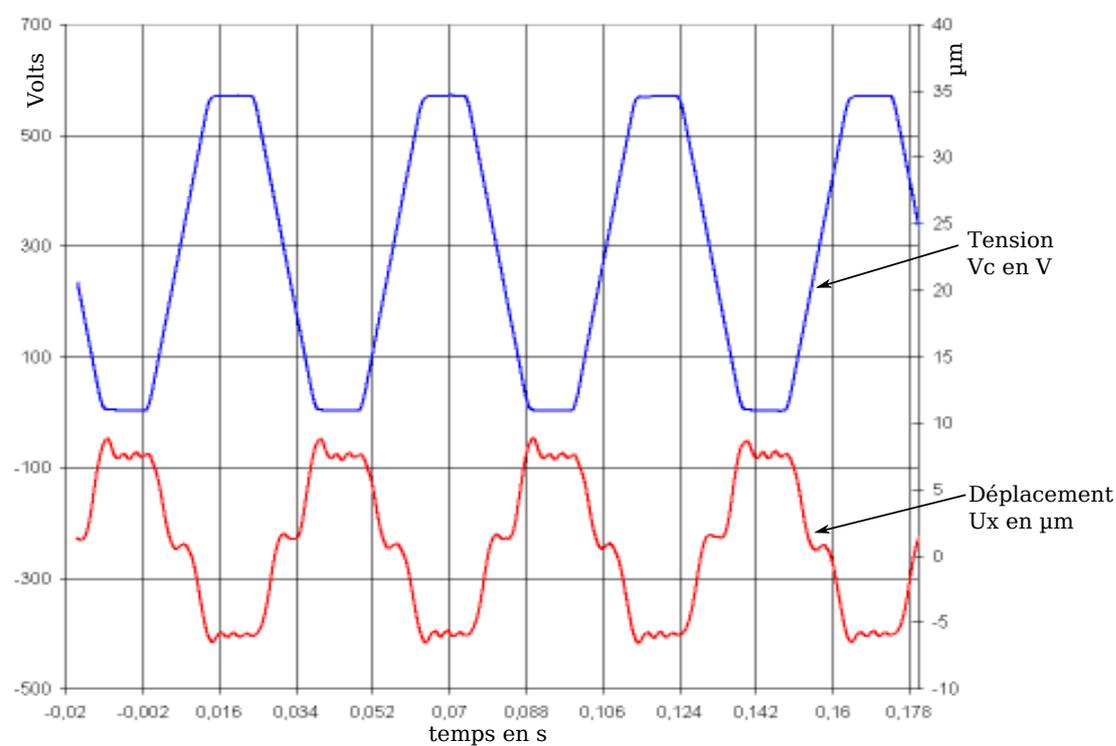
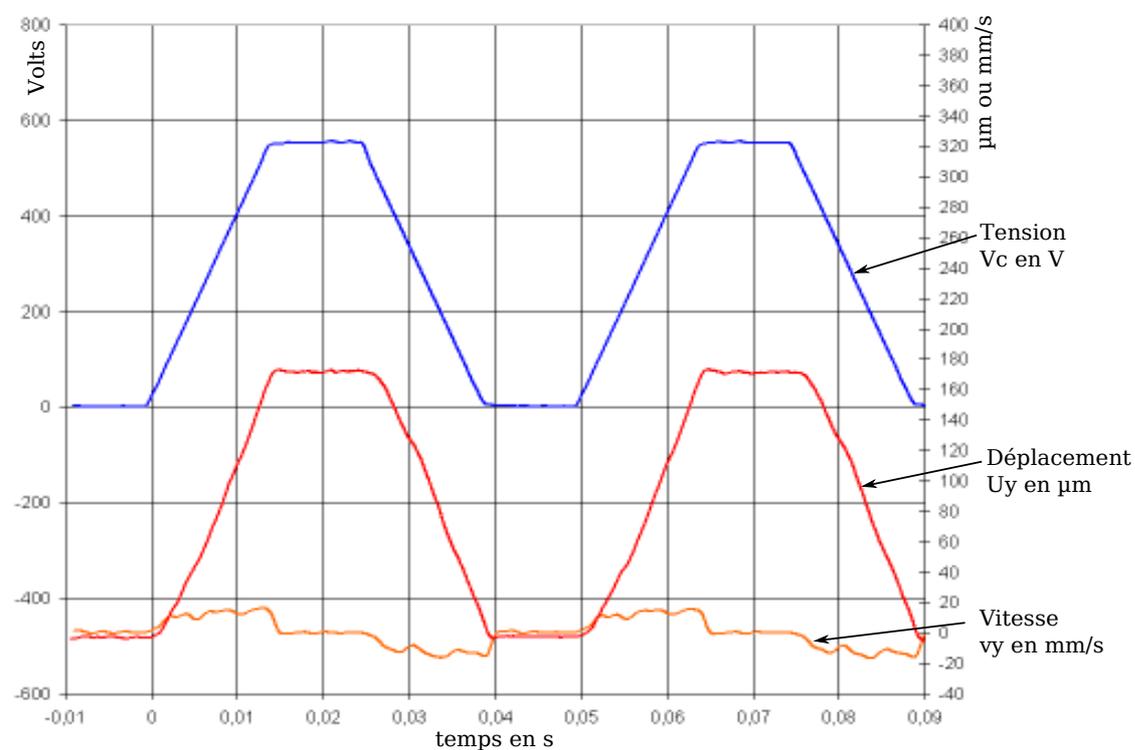


FIG. 5.13: Formes d'ondes de la tension aux bornes des céramiques et des déplacements U_x et U_y lors d'un fonctionnement à 20 Hz et pour une tension maximale V_c de 570 V

les déformations u_x . Si la déformation u_y est mesurée en visant un point de l'axe de l'actionneur au niveau du contacteur mobile, la déformation u_x est mesurée en visant directement la surface latérale mobile de l'amplificateur, correspondant à la surface de contact d'une céramique extérieure.

Nous présentons sur la figure 5.13 les formes d'ondes correspondant à une fréquence et à une tension V_c spécifiques. On constate que la forme du déplacement u_y suit relativement bien celle de la tension V_c . La déformation u_x , par contre, présente quelques irrégularités. Comme la surface visée pour cette mesure subit deux déplacements simultanés, l'un correspondant à u_x et l'autre à $u_y/2$, la qualité de la visée optique n'est pas optimale. Toutefois, l'amplitude moyenne est suffisante pour évaluer le gain de l'amplificateur. Les résultats de cette caractérisation sont présentés sur la figure 5.14.

Tout d'abord, on peut constater que, à vide, le déplacement u_x maximal mesuré vaut $14 \mu m$ pour une tension de céramique de $570 V$. Or le déplacement maximal d'une céramique libre est de $30 \mu m$, pour tension de $1000 V$. Pour $570 V$, la force bloquée est égale à $4960 N$ et la déformation maximale vaut $17 \mu m$. Par conséquent, on peut estimer le point de fonctionnement optimal de la céramique, conformément à la figure 2.14. Dans notre cas, pour un déplacement quasi-statique de $14 \mu m$, l'effort développé par la céramique devrait se situer autour de $900 N$. L'effort nécessaire pour un tel déplacement, calculé par simulation numérique, n'est que de $400 N$ environ. Cela signifie, qu'en plus de la force élastique exercée par la structure d'amplification, il existe une autre source de contrainte sur les céramiques. La précontrainte exercée par l'ensemble « tige centrale / écrous » en est certainement l'origine.

Par ailleurs, on remarque que pour une tension inférieure à $100 V$ les déformations sont très faibles. Les contraintes générées à ce niveau de tension par les céramiques sont, comme cela a déjà été dit, majoritairement absorbées par la tige et la structure flexible.

L'évolution des déformations u_x et u_y est linéaire vis-à-vis de la tension V_c . Il en résulte un gain d'amplification à vide à peu près constant au-delà d'une déformation u_x de $4 \mu m$, dont la valeur est proche de 16. La valeur théorique (16) présentée dans le chapitre précédent correspond à un gain en charge. Ce n'est donc pas à cette valeur qu'il faut comparer le gain mesuré ici. À vide, une simulation montre que pour un déplacement u_x de $15 \mu m$, en sortie d'amplificateur, le déplacement u_y est égal à $235 \mu m$, soit un gain de 15.7. On constate donc une perte en u_y de $50 \mu m$ soit un écart relatif de 20 % environ. Cela peut vouloir dire deux choses :

- soit le comportement de la structure d'amplification ne correspond pas exactement à celui de la structure simulée,
- soit le bloqueur d'entraînement n'est pas parfaitement libre et une force résistive vient s'opposer au mouvement en sortie de l'amplificateur.

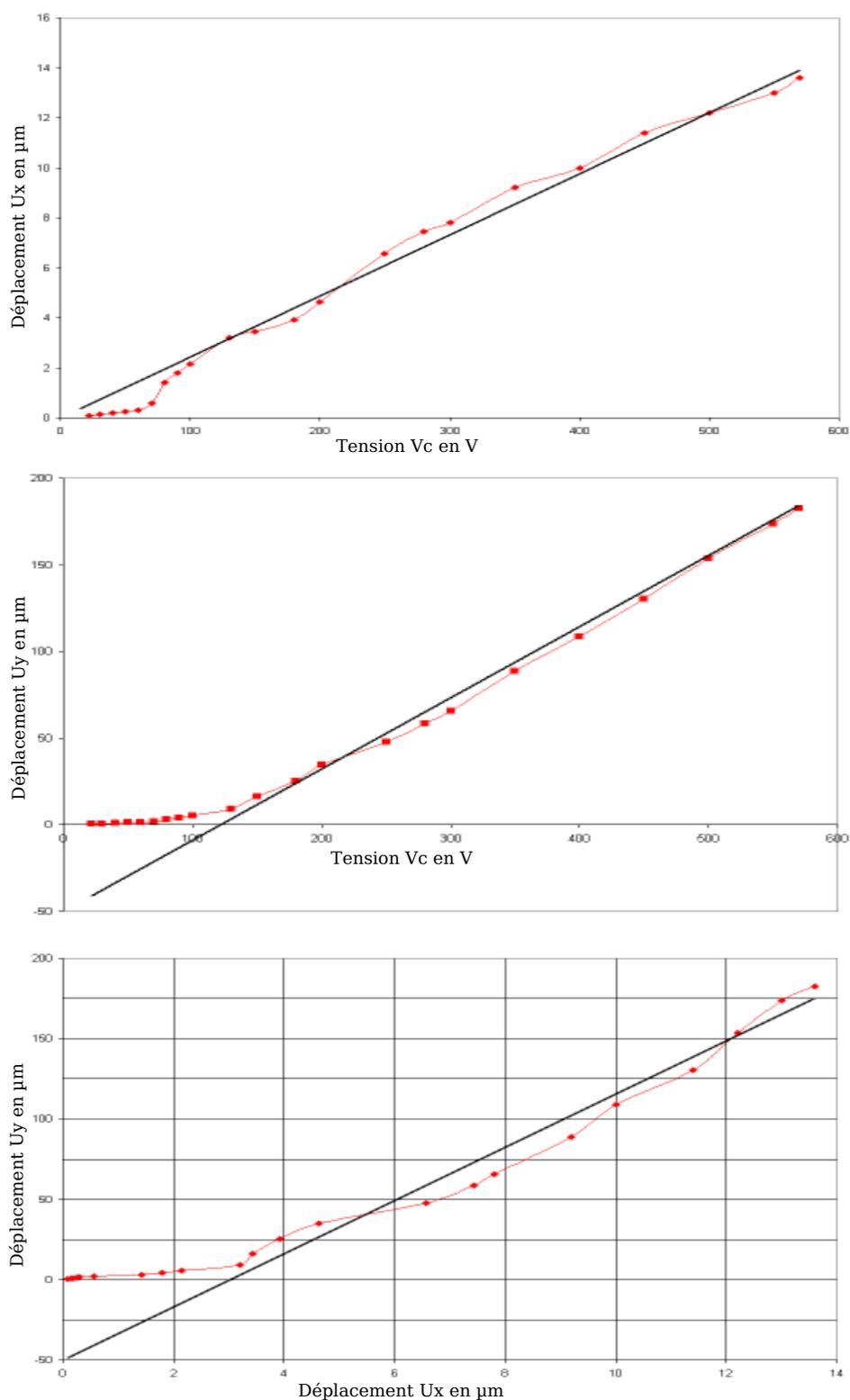


FIG. 5.14: Amplitudes des déplacements u_x et u_y en fonction de la tension maximale aux bornes des céramiques mesurées lors d'un fonctionnement à 20 Hz
Évaluation du gain d'amplification.

La deuxième solution est tout à fait probable, car lorsque nous immobilisons un des bloqueurs, nous appliquons une forte pression mécanique verticale de telle sorte qu'il ne bouge pas. Du fait des liaisons entre les deux éléments magnétiques, ce placage peut accroître le frottement au niveau de l'autre bloqueur. Des simulations de la structure montrent effectivement que le gain décroît avec l'augmentation de la charge en sortie de l'amplificateur, mais de manière faible.

Dans tous les cas (fonctionnement à vide compris), nous constatons donc, d'une part, une perte dans l'amplification et d'autre part, la présence d'une contrainte mécanique importante sur les céramiques, par rapport à la structure simulée. Ces écarts risquent donc de se répercuter sur l'effort maximal que sera capable de développer l'actionneur.

4.2.2. Caractéristiques limites

Il s'agit ici de déterminer l'effort de blocage que l'actionneur est capable de générer, lorsque le vérin, poussé par le bloqueur d'entraînement, est maintenu fixe par rapport au bâti. L'essai est donc directement réalisé sur un support magnétique fixe. Un capteur d'effort intercalé entre le bloqueur désactivé et une butée permet de visualiser en temps réel l'évolution de l'effort généré par l'actionneur MAGZO.

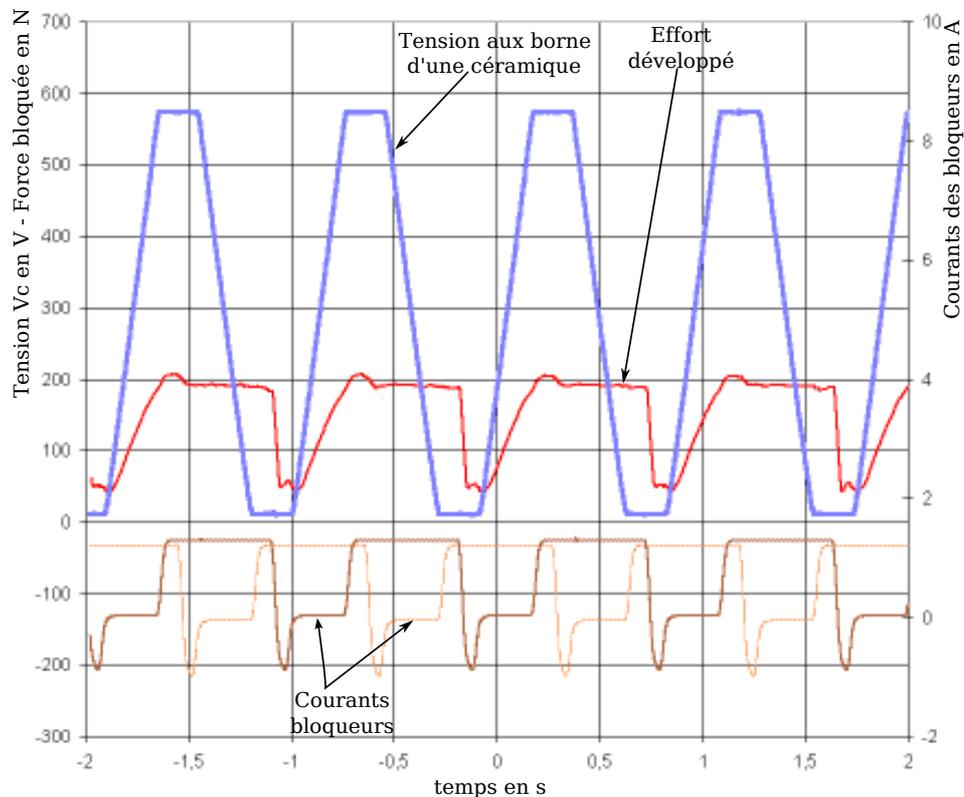


FIG. 5.15: Mesure de la force développée par l'actionneur alors que la charge est bloquée - fréquence d'excitation égale à 1 Hz

La fréquence de fonctionnement est fixée à 1 Hz afin d'être représentative d'un essai de type statique, sans pourtant pratiquer des mesures à courants et tensions constants.

La figure 5.15 montre les formes d'ondes de la tension V_c , des courants dans les bloqueurs et de l'effort généré par l'actionneur. On constate tout d'abord que le niveau maximal de l'effort atteint 200 N . Dès que les céramiques responsables de la poussée du bloqueur activé commencent leur allongement, la force croît de manière linéaire avant d'atteindre un palier au terme de la course des céramiques. Au moment où la commutation des bloqueurs intervient, on constate une très légère baisse de l'effort de blocage qui se maintient cependant jusqu'à l'inversion suivante. A cet instant, le capteur d'effort mesure une chute soudaine de la force développée. Le bloqueur qui vient de se désactiver subit en effet un léger rappel élastique vers l'autre bloqueur alors que la structure d'amplification est écartée au maximum par les céramiques intérieures. Le cycle se reproduit après l'inversion de commande des bloqueurs qui suit.

Théoriquement, pour une alimentation continue de 1000 V , dans le cas sans précontrainte, la force de blocage des céramiques vaut 8700 N . La force disponible en sortie de l'amplificateur serait alors de 1000 N . Or, l'effort de maintien maximum du bloqueur est limité à 500 N . On devrait donc, dans ces conditions, observer le glissement du bloqueur. Par conséquent, l'effort maximal que peut développer le démonstrateur à tension maximale est égal à 500 N .

Or, la force de blocage augmente avec la tension V_c . La force maximale à 1000 V est extrapolée à 350 N , au lieu de 500 N . Cela veut dire que les céramiques ne transmettent pas tout l'effort de blocage dont elles sont capables. Rappelons cependant, qu'une partie de cet effort est utilisée pour « contrecarrer » la précontrainte exercée par l'allongement initial de la tige centrale, comme nous l'avons déjà souligné dans le cas du fonctionnement à vide.

En conclusion, si l'effort de blocage mesuré dans cet essai, pour une tension V_c de 570 V , est certes inférieur à son niveau théorique, il demeure tout de même d'un niveau très intéressant, notamment si l'on se ramène à la masse de l'actionneur (effort massique supérieur à 200 N.Kg^{-1} pour 1000 V).

Lorsque l'actionneur est complètement libre, la mesure de la vitesse maximale de déplacement est possible. Pour plusieurs fréquences d'excitation, les vitesses à vide ont ainsi été mesurées. En dépit des limitations propres à l'alimentation électronique des bloqueurs à plus de 20 Hz , il a tout de même été possible d'atteindre une vitesse de 10 mm.s^{-1} , pour une fréquence de 50 Hz , en adaptant légèrement la commande des sources de courants, afin que ceux-ci puissent encore s'annuler.

4.2.3. Caractéristique Effort - Vitesse de l'actionneur MAGZO

Le protocole expérimental consiste ici à exploiter l'actionneur conformément au schéma de principe de la figure 5.9. Cependant, compte tenu des contraintes de disponibilités et d'approvisionnement des matériels nécessaires, la variation de la charge mécanique entraînée par le vérin a été réalisée à l'aide de poids disposés sur une surface frottante.

Les tests sont effectués pour une fréquence de fonctionnement de 12 Hz et nous mesurons le temps mis par le vérin pour réaliser une course de 5 mm . Cette faible valeur laisse place à quelques incertitudes concernant le calcul de la vitesse de déplacement. Cependant, cela nous permet de tracer la caractéristique Effort - Vitesse présentée sur la figure 5.16.

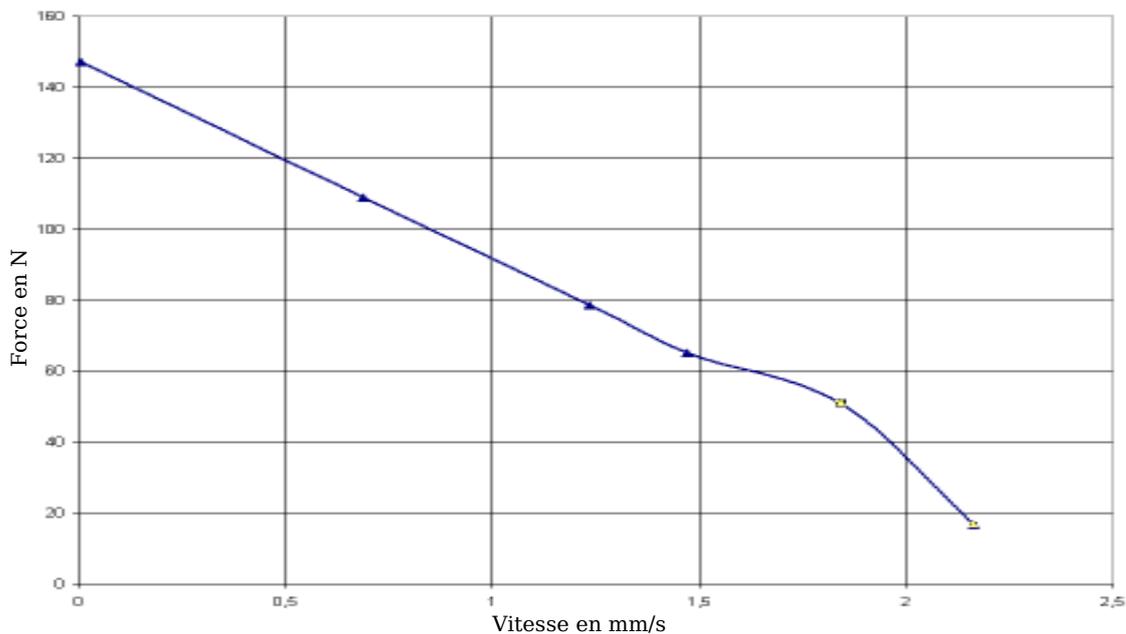


FIG. 5.16: Caractéristique Effort-Vitesse de l'actionneur MAGZO pour une fréquence de fonctionnement de 12 Hz et une tension V_c de 570 V

D'après ces résultats, la force bloquée est proche de 150 N et la vitesse à vide, de l'ordre $2,4\text{ mm.s}^{-1}$. Entre ces deux extrêmes, la caractéristique est linéaire, image de la caractéristique des céramiques piézoélectriques.

4.2.4. Consommation électrique

D'un point de vue de la puissance consommée par l'actionneur, des mesures de courant et de tension aux bornes de chaque élément ont permis de constater un comportement très différent entre les deux organes. Les bloqueurs sont les plus gros consommateurs et absorbent une puissance d'environ 40 W , alors qu'au niveau des céramiques, elle ne dépasse pas la dizaine de watts.

5. Perspectives de l'actionneur MAGZO

5.1. Rappel des résultats

Les essais expérimentaux effectués à ce stade de l'étude permettent d'ores et déjà d'établir quelques conclusions sur les objectifs visés, bien que les moyens utilisés pour la caractérisation n'aient pas conduit à exploiter totalement le potentiel du démonstrateur réalisé. Le tableau 5.2 reprend les principaux résultats obtenus.

Dimensions	
Encombrement mobile	250x250x25 <i>mm</i>
Poids (sans le vérin)	1.5 <i>kg</i>
Caractéristiques mécaniques	
Force bloquée	150 <i>N</i>
Vitesse à vide	2.4 <i>mm.s</i> ⁻¹
Caractéristiques électriques	
Densité de courant	7 <i>A/mm</i> ²
Tension bus continu	600 <i>V</i>
Fréquence d'alimentation	12 <i>Hz</i>

TAB. 5.2: Caractéristiques principales de l'actionneur MAGZO dans les conditions de test considérées

5.2. Performances Potentielles

Il est alors possible de dresser un tableau des caractéristiques potentielles de l'actionneur à partir de ces données expérimentales, sans remettre en cause les raisons qui diminuent les performances de l'actionneur par rapport aux prévisions théoriques. Ces valeurs sont présentées dans le tableau 5.3.

Ces valeurs correspondent à une projection du fonctionnement de l'actionneur MAGZO avec ses défauts actuels (tels que les fortes contraintes existant déjà en position de repos), mais excité sous tension maximale pour les céramiques, à une fréquence représentative de ses possibilités maximales, en régime de fonctionnement quasi-statique.

Contre toute attente, ce ne sont donc pas les bloqueurs magnétiques qui limiteraient le fonctionnement sous charges mécaniques élevées, mais la structure d'amplification et d'entraînement elle-même. Une analyse précise de la précontrainte

Caractéristiques mécaniques	
Force bloquée	260 N
Vitesse à vide	10 $mm.s^{-1}$
Caractéristiques électriques	
Densité de courant	7 A/mm^2
Tension bus continu	1000 V
Fréquence d'alimentation	60 Hz

TAB. 5.3: Caractéristiques principales de l'actionneur MAGZO pour des conditions de test nominales

sur les céramiques est nécessaire, de même qu'une caractérisation indépendante de la structure d'amplification, afin de bien définir le rôle de chacun de ses éléments dans les écarts observés.

Par conséquent, même s'il semble encore prématuré, en l'état actuel des essais, de comparer les caractéristiques expérimentales du démonstrateur avec d'autres actionneurs à forte densité d'effort et basse vitesse, les résultats obtenus démontrent clairement le potentiel de la structure proposée en matière d'entraînement direct.

6. Conclusion

Dans ce dernier chapitre un démonstrateur d'actionneur magnéto-piézoélectrique à course amplifiée, dimensionné sur la base du concept et des modèles établis dans les chapitres précédents, a été réalisé et expérimenté.

Les différents éléments constituant l'actionneur ont tout d'abord été présentés afin de mettre en valeur certaines de leurs caractéristiques de fabrication, notamment la méthode d'usinage par électroérosion employée pour la structure d'amplification. Le détail de l'assemblage des éléments a alors mis en évidence la nécessité d'appliquer une légère précontrainte sur les céramiques, conformément à ce qui avait été suggéré dans le chapitre 3.

Par ailleurs, afin d'effectuer les essais de caractérisation du démonstrateur, deux alimentations indépendantes, synchronisées par des commandes spécifiques, ont été proposées. Bien que n'étant pas parfaitement adaptées au démonstrateur, leurs possibilités, en termes de bande passante, de niveaux de tension et de courant ont permis d'explorer une grande partie du domaine de fonctionnement de l'actionneur MAGZO.

Ainsi, des essais statiques et dynamiques ont été menés en vue de caractériser, dans un premier temps, le comportement du dispositif d'amplification mécanique, et dans un second temps les performances globales du démonstrateur MAGZO

en termes de force et de vitesse disponibles. Les résultats obtenus sont très satisfaisants, bien qu'ils demeurent en-deçà des objectifs préalablement fixés lors du dimensionnement de l'actionneur. Ces essais ont notamment mis en évidence la nécessité de procéder à une caractérisation indépendante de l'amplificateur mécanique afin de définir plus précisément ce qui réduit les performances de l'actionneur. En outre, compte tenu du facteur limitant que constitue l'alimentation à fréquence élevée des éléments fortement inductifs que sont les bloqueurs (limite en tension), l'idée de tirer parti d'un couplage de leurs armatures avec l'élément capacitif que représente l'actionneur d'entraînement, semble une voie prometteuse pour optimiser l'alimentation du système complet.

Dès lors, fort de ces premiers résultats qui confirment l'intérêt du principe d'entraînement direct proposé, et des choix techniques préconisés, tant de manière qualitative que quantitative, il convient maintenant de préciser et de corriger les causes des écarts observés puis d'aborder l'optimisation globale du dispositif, en prenant notamment en compte les contraintes et critères de conception, à l'échelle du système que constituent la structure électromécanique, la charge mécanique et son dispositif électronique d'alimentation et de commande.

Conclusion générale

La présente thèse a été consacrée à la définition, la conception et la validation expérimentale d'un concept d'actionneur électromécanique linéaire combinant piézoélectricité et magnétisme. Si la structure proposée a été initialement imaginée et réalisée dans le contexte spécifique des systèmes électromécaniques embarqués pour les commandes de vol, le concept proposé est susceptible d'être décliné selon de multiples architectures, offrant un champ d'applications potentielles relativement ouvert.

Le premier chapitre a proposé un tour d'horizon des besoins et des solutions techniques classiquement adoptées ou à l'étude pour l'actionnement des gouvernes aéronautiques. Sans restreindre la généralité de cette analyse préalable, ce domaine spécifique a été choisi en raison de la richesse des technologies employées ou envisagées, depuis les systèmes hydrauliques classiques jusqu'aux voilures « intelligentes » à base de matériaux électroactifs, en passant par les solutions plus récemment retenues, telles que les actionneurs électro-hydrostatiques (EHA) ou électromécaniques (EMA).

Quelle que soit la technologie considérée, la difficulté du cahier des charges ciblé tient à la production d'efforts élevés dans un encombrement réduit et ce, avec un haut niveau de disponibilité. Aussi, les solutions employées dans le domaine des EMA sont généralement basées sur la combinaison d'une fonction motrice et d'un organe de réduction mécanique visant à transformer le mouvement de rotation rapide initial du moteur d'entraînement en un déplacement linéaire à basse vitesse au niveau du vérin.

L'idée d'un actionnement électrique « direct » est certes séduisante, en vue de s'affranchir des étages intermédiaires, souvent pénalisants tant en termes de bilan de masse que de fiabilité (grippage...). Néanmoins, en dépit des tentatives menées dans ce domaine, cette idée s'avère difficilement réalisable, compte tenu des limites physiques inhérentes à l'exploitation d'effets électromagnétiques pour produire les efforts : les contraintes équivalentes mises en jeu dans l'entrefer d'une machine électrique dépassent rarement 0.1 MPa alors que la pression des circuits hydrauliques couramment employée dans les avions civils peut atteindre 350 MPa !

Dès lors, une alternative pourrait consister à tirer parti des couplages électromécaniques directs qui s'opèrent au sein des matériaux électroactifs, donnant lieu

à la famille des « piézomoteurs », au sein desquels des contraintes de l'ordre de 40 MPa sont classiquement produites. Cette voie a donc été logiquement privilégiée dans la suite de l'étude.

Ainsi, après une analyse de l'état de l'art de la technologie émergente que constituent les piézoactionneurs, le concept d'actionneur magnéto-piézoélectrique MAGZO a été introduit et caractérisé d'un point de vue fonctionnel au cours du deuxième chapitre.

Fondé sur la génération de vibrations d'amplitudes micrométriques, le principe de fonctionnement des piézomoteurs exploite généralement une transmission par frottement des mouvements vibratoires engendrés au niveau de la céramique. Si ce procédé permet d'accéder à des niveaux de performances relativement attractifs dans le domaine des actionneurs de taille centimétrique (couple massique supérieur à 10 N.m.kg^{-1}), il constitue cependant une limitation sérieuse à la montée en puissance, tout particulièrement en termes de pertes aux interfaces, de durée de vie et d'effort surfacique transmissible.

Afin de contourner cette difficulté, l'idée avancée dans la structure MAGZO consiste à bénéficier des efforts spécifiques élevés caractérisant les céramiques piézoélectriques, tout en contrôlant de manière magnétique les conditions d'interaction entre les parties fixes et mobiles de l'actionneur. D'un point de vue fonctionnel, ce dernier résulte ainsi de l'association d'un « actionneur d'entraînement » à effet piézoélectrique et d'un « bloqueur » à commande électromagnétique. Comparé aux moteurs piézoélectriques, et plus particulièrement à l'actionneur « rampant » (Inchworm), l'intérêt d'une telle hybridation réside au plan mécanique, dans la possibilité d'un débrayage total entre les parties fixes et mobiles lors des phases de retour du pied d'entraînement. D'un point de vue électrique, l'association judicieuse des éléments capacitifs et inductifs que constituent respectivement les organes d'entraînement et de blocage, représente potentiellement un moyen efficace pour optimiser le facteur de puissance global de la structure de conversion.

Enfin le concept MAGZO est susceptible d'être décliné en une grande variété d'architectures pouvant assurer des fonctions d'entraînement linéaire, rotatif ou 2D. Ainsi, l'analyse non exhaustive proposée en fin de chapitre laisse entrevoir le large éventail des applications potentielles auxquelles le concept préconisé serait à même de répondre.

Centré sur la brique élémentaire que constitue l'ensemble actionneur-bloqueur, le troisième chapitre a permis de dégager les éléments de conception et de dimensionnement de la structure MAGZO.

L'analyse fonctionnelle de l'organe d'actionnement a démontré les avantages de l'architecture de type push-pull pour générer les déplacements et les efforts bidirectionnels requis. La technologie retenue pour le matériau électroactif repose sur un empilement de céramiques piézoélectriques multicouches du commerce.

En ce qui concerne la fonction de blocage magnétique, elle a été mise en œuvre au moyen d'électroaimants à bobines circulaires noyées dans un circuit magnétique à base de poudres de fer compressées (SMC). En dépit des limitations de ce type de composé, en termes de perméabilité et de polarisation à saturation, comparé aux performances des tôles magnétiques classiques, le choix des SMC est d'autant plus justifié dans le cas de MAGZO que les fréquences de fonctionnement exploitables à terme, sont relativement élevées ($> 1 \text{ kHz}$). En outre, la souplesse de mise en œuvre de ces matériaux moulés offre des degrés de liberté tout à fait appréciables pour la conception du bloqueur. Parmi les questions qu'il s'agirait d'approfondir dans les investigations à venir, la tenue mécanique du matériau sollicité à haute fréquence par l'actionneur tient une place prépondérante. En effet, outre la fonction magnétique du bloqueur, il pourrait être judicieux d'exploiter sa structure en tant qu'organe de liaison et de maintien des céramiques, ce qui suppose alors une maîtrise de son comportement élasto-dynamique.

L'exploitation du modèle fondé sur les équations de la piézoélectricité d'une part et les lois de la magnétostatique d'autre part, a conduit à la définition d'une première maquette de validation de l'actionneur complet. Celui-ci a été testé avec succès, démontrant des possibilités tout à fait convaincantes en termes d'effort développé (force de maintien statique de l'ordre de 500 N) et de vitesse (vitesse à vide $> 10 \text{ mm.s}^{-1}$) pour une masse totale de l'ordre de 1 kg .

Parmi les voies d'améliorations envisageables, l'implantation d'une micro-denture au niveau de l'interface constitue une solution technique propice à une augmentation sensible des efforts tangentiels développés par unité de surface. Une autre piste plus accessible d'un point de vue technologique, repose sur la mise en jeu d'un moyen d'amplification mécanique du déplacement produit au niveau de l'actionneur. Cette option a été retenue pour la suite de l'étude en vue d'augmenter la puissance massique disponible par unité de masse.

Au cours du quatrième chapitre, le problème spécifique que constitue la conception et la mise au point d'une structure d'amplification mécanique alliant performance et durée de vie, a été traité.

L'architecture retenue consiste en un parallélogramme déformable actionné de manière bidirectionnelle par un ensemble de deux paires de céramiques piézoélectriques multicouches travaillant en mode push-pull. Les articulations de cette structure sont obtenues au moyen de joints flexibles. Comparé à des solutions de type pivot, ce choix permet d'annuler les jeux fonctionnels et les risques de grippage associés au phénomène de micro-fretting inhérent à l'utilisation de contacts excités à haute fréquence. En outre, le nombre de pièces constituant l'amplificateur est, par principe, très limité.

La maîtrise des contraintes mécaniques élevées générées au sein de la structure résultant des efforts intenses produits par le matériau actif, a nécessité une modélisation relativement fine de son comportement en régime statique. Un modèle

général de joint flexible a tout d'abord été présenté, permettant la prédétermination des moments de torsion et des raideurs résultantes caractérisant une géométrie donnée. Le modélisation de l'amplificateur complet revient alors à caractériser l'interconnexion via ces joints d'un ensemble de bras supposés indéformables. Le caractère systématique de la méthode de modélisation développée dans cette étude repose notamment sur la formulation des couplages élastiques intervenant entre les différents éléments, au moyen d'une matrice de raideur généralisée, construite à partir des données physiques et géométriques de la structure.

Compte tenu de la haute fréquence d'excitation de l'actionneur MAGZO, un critère de fatigue visant à limiter la contrainte au sein du matériau a été introduit dans le schéma de dimensionnement afin de bénéficier d'une structure à durée de vie théoriquement illimitée. Une comparaison systématique du modèle analytique avec les résultats de simulations numériques par éléments finis a permis d'en déterminer la limite de validité : l'erreur relative observée demeure globalement inférieure à 10% tant que le facteur de forme de l'articulation (rapport de l'épaisseur à la longueur de lame) ne dépasse pas 0.1.

Dès lors, l'étape de conception mécanique de l'amplificateur a procédé d'une approche hybride mêlant modèle analytique et optimisation par simulation numérique. A l'aide de cette méthodologie, la faisabilité d'un amplificateur de déplacement, de gain 10 en charge, théoriquement capable de transmettre un effort de 500 N en poussée et en traction pour un déplacement élémentaire de 150 μm , a été démontrée.

Si l'architecture préconisée est à même de répondre au cahier des charges ciblé, une optimisation de ses performances massiques reste encore possible, grâce à l'adoption de bras à section profilée et l'adaptation éventuelle du matériau constitutif.

Le cinquième et dernier chapitre a été consacré à la mise en œuvre d'un démonstrateur de l'actionneur MAGZO, conçu et dimensionné à partir des principes et méthodologies établis précédemment.

Les tests pratiqués ont consisté dans un premier temps à caractériser finement le comportement fréquentiel de l'actionneur et son alimentation, et d'autre part, de déterminer les performances électromécaniques globales de l'actionneur MAGZO. A cette fin, un dispositif expérimental spécifique a été mis en place, s'agissant en particulier de l'alimentation des deux fonctions d'actionnement et de blocage, traitée de manière indépendante pour faciliter les tests. Le schéma d'alimentation adopté pour l'excitation des céramiques repose sur l'utilisation d'une cellule d'onduleur de tension à modulation de largeur d'impulsion transformée en source de courant au moyen d'une inductance placée en série avec l'élément actif. Pour l'alimentation des bobines des bloqueurs, un amplificateur linéaire a été mis en œuvre. S'agissant des relevés effectués sur l'amplificateur, les performances observées s'avèrent globalement satisfaisantes, bien que le gain mesuré à vide (de l'ordre

de 10) soit inférieur à la valeur théorique. L'écart relatif constaté (de l'ordre de 30%) tient, en première analyse, à la déformation initiale du parallélogramme appliquée lors du réglage des précontraintes de l'empilement des céramiques.

Les premiers essais en charge de l'actionneur complet ont permis de tracer la caractéristique effort-vitesse du démonstrateur. Conformément aux prévisions, la vitesse de déplacement diminue linéairement avec la charge appliquée. L'effort statique maximum développé dépasse 200 N , tandis que la vitesse à vide atteint 2 $mm.s^{-1}$. Si ces valeurs restent en-deçà des performances initialement ciblées, il faut noter qu'elles ont été obtenues sous des niveaux de tension et à des fréquences d'excitation sensiblement plus faibles que les valeurs nominales fixées lors du dimensionnement. Ces limitations étant essentiellement dues aux possibilités de l'électronique de laboratoire disponibles, une excitation du démonstrateur sous 1000 V et à 50 Hz doit permettre de relever le niveau d'effort statique à 350 N , tandis que la vitesse à vide atteint alors 10 $mm.s^{-1}$. Dès lors, l'effort spécifique du démonstrateur, dont la masse totale est inférieure à 1.5 kg , peut être estimé à 230 $N.kg^{-1}$.

Outre les performances mécaniques de l'actionneur, il s'agit maintenant de compléter sa caractérisation du point de vue de la conversion d'énergie réalisée. Bien que cette caractérisation doive logiquement être effectuée au niveau d'un ensemble actionneur-électronique optimisé, les tests pratiqués à l'aide des alimentations de laboratoire montrent que la puissance électrique consommée au niveau de l'actionneur est de l'ordre 50 W , sachant que les organes de blocage constituent les éléments les plus dissipatifs. Ce contexte particulier engendre donc un rendement très faible qui, dans les meilleures conditions, ne dépasse pas 5 %. Soulignons enfin, conformément aux idées avancées lors du deuxième chapitre, l'intérêt que pourrait procurer l'association électrique des deux fonctions inductives et capacitives, tant en terme d'optimisation du facteur de puissance, qu'en ce qui concerne l'adaptation des niveaux de tension requis à haute fréquence, grâce aux surtensions résultant d'un fonctionnement résonnant.

En conclusion, le concept d'actionneur magnéto-piézoélectrique MAGZO apparaît comme tout à fait prometteur, tant du point de vue des niveaux d'efforts spécifiques obtenus, qu'en ce qui concerne ses avantages en termes d'intégration fonctionnelle et de souplesse de mise en oeuvre. Ainsi, la faisabilité du concept étant démontrée, il s'agit maintenant de confirmer son potentiel dans le cadre d'une application industrielle précise, en vue d'optimiser l'ensemble indissociable que constituent la structure électromécanique de l'actionneur, le module électronique de pilotage et le processus pour lequel il aura été conçu.

Annexes

Annexe A

Caractéristiques générales de l'A380



Caractéristiques générales :

- Motorisation : 4 réacteurs Rolls-Royce Trent 900 (120 tonnes de poussée)
- Capacité : 555 à 853 passagers
- Rayon d'action : peut atteindre 14 800 km
- Poids total : de l'ordre de 590 tonnes pour la version cargo, pour une charge utile de 150 tonnes

Principales innovations :

- Commandes de vol électriques
- Réseau alternatif à fréquence variable
- Réseau de secours totalement électrique

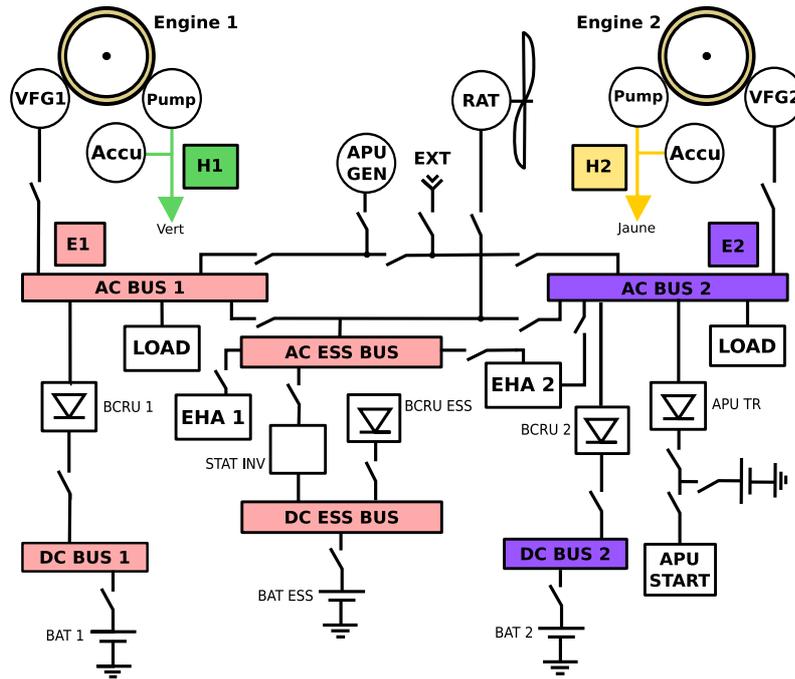


FIG. A.1: Architecture simplifiée du réseau de bord de l'A380 [Lan06]

- Servocommandes à puissance électrique

Alimentation

L'architecture « réduite » de l'A380 (équivalent Biréacteur) possède deux circuits hydrauliques (H1 et H2) et deux réseaux électriques (E1 et E2) complètement indépendants comme l'illustre la figure A.1, contrairement aux réseaux 3H classiques.

Circuits hydrauliques

La génération hydraulique est obtenue par des pompes entraînées par les réacteurs. Les deux circuits sont totalement indépendants et les pompes d'un même circuit sont placées du même côté de l'avion : vert à gauche et jaune à droite.

Circuits électriques

- Réseau alternatif : La génération du réseau alternatif triphasé à fréquence variable est assurée par 4 VFG (Variable Frequency Générateur) directement accouplées à l'étage haute pression de chaque réacteur. La tension efficace de

sortie est régulée entre 115 et 200 V (POR Point of Regulation). La fréquence du réseau est comprise entre 360 et 800 Hz environ. Chaque réacteur entraîne un VFG qui alimente sa propre barre principale alternative. L'alimentation de chaque barre peut être également réalisée à l'aide de l'APU (Auxiliary Power Unit).

Les actionneurs électriques de commande de vol sont alimentés par des barres dédiées EHA1 et EHA2, via le bus essentiel ou la barre AC BUS 2. En cas de secours une éolienne associée à un convertisseur statique (RAT : Ram Air Turbine) vient alimenter le bus alternatif de façon à conserver les fonctions essentielles.

- Réseau DC : Le réseau continu 28 V comprend une fonction « alimentation sans coupure ». Cette fonction est assurée par le BCRU (Batteries Charger Rectifier Unit) qui cumule les fonctions de redresseur et de chargeur de batteries.

Annexe B

Piézoélectricité

Les équations constitutives de la piézoélectricité peuvent être représentées sous quatre formes différentes selon le choix des variables d'entrée et de sortie. Les variables sont les suivantes :

- \mathbf{S} : déformation relative
- \mathbf{T} : contrainte [$N.m^{-2}$]
- \mathbf{D} : variation du déplacement électrique [$C.m^{-2}$]
- \mathbf{E} : champ électrique [$V.m^{-1}$]

Les vecteurs \mathbf{S} et \mathbf{D} sont des variables extensives, les vecteurs \mathbf{T} et \mathbf{E} sont des variables intensives.

Variables \mathbf{S} et \mathbf{D} en fonction de \mathbf{T} et \mathbf{E}

$$\begin{cases} \mathbf{S} = [s^E]\mathbf{T} + [d]^t\mathbf{E} \\ \mathbf{D} = [d]\mathbf{T} + [\varepsilon^T]\mathbf{E} \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

avec :

- $[s^E]$: souplesse à champ électrique constant [m^2/N],
- $[d]$: constante de charge [C/N] ou [m/V],
- $[\varepsilon^T]$: permittivité diélectrique à contrainte constante [F/m].

Variables \mathbf{T} et \mathbf{E} en fonction de \mathbf{S} et \mathbf{D}

$$\begin{cases} \mathbf{T} = [c^D]\mathbf{S} - [h]^t\mathbf{D} \\ \mathbf{E} = -[h]\mathbf{S} + [\beta^S]\mathbf{D} \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

avec :

- $[c^D]$: rigidité à déplacement électrique constant $[N/m^2]$,
- $[h]$: constante piézoélectrique $[N/C]$ ou $[V/m]$,
- $[\beta^S]$: imperméabilité diélectrique à déformation constante $[m/F]$.

Variables T et D en fonction de S et E

$$\begin{cases} \mathbf{T} = [c^E]\mathbf{S} - [e]^t\mathbf{E} \\ \mathbf{D} = [e]\mathbf{S} + [\varepsilon^S]\mathbf{E} \end{cases} \quad (\text{B.3})$$

avec :

- $[c^E]$: rigidité à déformation constante $[N/m^2]$,
- $[e]$: constante piézoélectrique $[C/m^2]$ ou $[N/m.V]$,
- $[\varepsilon^S]$: permittivité diélectrique à déformation constante $[F/m]$.

Variables S et E en fonction de T et D

$$\begin{cases} \mathbf{S} = [s^D]\mathbf{T} + [g]^t\mathbf{d} \\ \mathbf{E} = -[g]\mathbf{T} + [\varepsilon^T]\mathbf{D} \end{cases} \quad (\text{B.4})$$

avec :

- $[s^D]$: souplesse à déplacement électrique constant $[m^2/N]$
- $[g]$: constante de tension $[m.V/N]$ ou $[m^2/C]$,
- $[\varepsilon^T]$: imperméabilité diélectrique à contrainte constante $[m/F]$.

Modes de couplage principaux

Il ressort de ces équations les trois modes de couplage électromécanique élémentaires de fonctionnement des céramiques piézoélectriques. La figure B.1 illustre ces modes dans le cas d'un barreau de céramique parallépipédique [Nog05]. Les traits en pointillés montrent la déformation mécanique obtenue.

Dans la convention adoptée, l'axe de polarisation est dirigé selon l'axe 3, pour un mode $\{i\lambda\}$, i correspond à l'axe d'orientation du champ électrique et λ à l'axe de la déformation mécanique générée ($i \in \{1, 3\}$, $\lambda \in \{1, 6\}$). Les trois modes différentiables sont donc :

- mode longitudinal $\{33\}$: pour une céramique piézoélectrique, le coefficient d_{33} étant positif, le champ électrique et la déformation mécanique sont de même sens (mode utilisé pour les céramiques multicouches et massives).

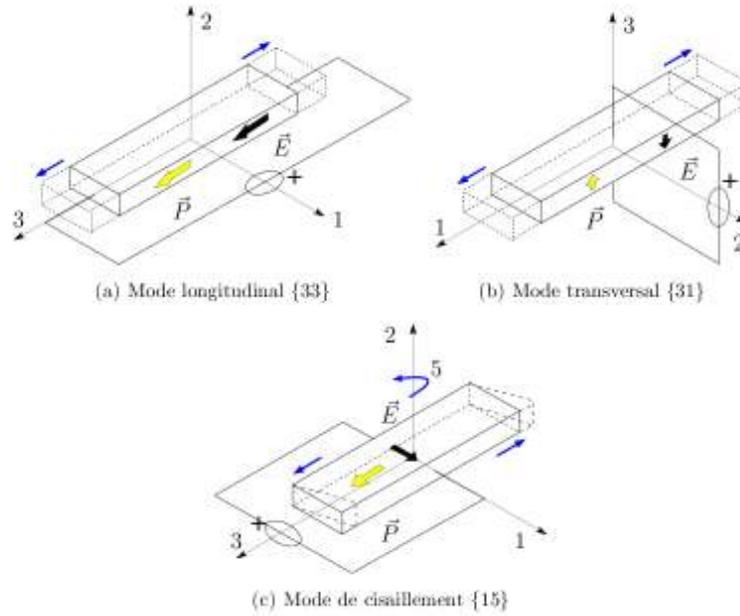


FIG. B.1: Modes de couplage électromécanique

- mode transversal {31} : dans ce cas, le coefficient d_{31} est négatif, le champ électrique et la déformation sont donc de sens contraire. Notons que ce couplage coexiste avec le mode {33}, mais ce dernier est favorisé du fait des grandes dimensions de l'échantillon considéré dans l'axe de polarisation. Le mode {31} est utilisé dans le cas de matériaux de faibles épaisseurs suivant l'axe de polarisation comme dans les cas d'actionneurs de type bimorphe ou trimorphe.
- mode de cisaillement {15} : l'application du champ électrique suivant l'axe 1, transversal à la polarisation, conduit à une déformation de cisaillement autour de l'axe 2 (rotation associé à l'indice 5).

Relation entre les différentes constantes mécaniques et électriques

Constantes mécaniques :

$$[c^E] = [s^E]^{-1} \quad (\text{B.5})$$

$$[c^D] = [s^D]^{-1} \quad (\text{B.6})$$

$$[s^D] = [s^E] - [d]^t[\beta^T][d] \quad (\text{B.7})$$

Constantes diélectriques :

$$[\beta^T] = [\varepsilon^T]^{-1} \quad (\text{B.8})$$

$$[\beta^S] = [\varepsilon^S]^{-1} \quad (\text{B.9})$$

$$[\varepsilon^S] = [\varepsilon^T] - [d][c^E][d]^t \quad (\text{B.10})$$

Constantes piézoélectriques :

$$[g] = [\beta^T][d] \quad (\text{B.11})$$

$$[e] = [d][c^E] \quad (\text{B.12})$$

$$[h] = [\beta^S][e] \quad (\text{B.13})$$

Définition du coefficient de couplage électromécanique

Ce coefficient traduit l'aptitude du matériau à convertir l'énergie d'une forme électrique à une forme mécanique, et vice versa. Si l'énergie électrique est notée W et l'énergie mécanique W' , le coefficient de couplage électromécanique est défini comme :

$$k = \sqrt{\frac{W'}{W}} \quad (\text{B.14})$$

L'identification des trois modes de couplage donne lieu aux expressions des différents coefficients intrinsèques suivants :

Mode longitudinal :

$$k_{33} = \sqrt{\frac{d_{33}^2}{s_{33}^E \varepsilon_{33}^T}} \quad (\text{B.15})$$

Mode transversal :

$$k_{31} = \sqrt{\frac{d_{31}^2}{s_{11}^E \varepsilon_{33}^T}} \quad (\text{B.16})$$

Mode de cisaillement :

$$k_{15} = \sqrt{\frac{d_{15}^2}{s_{44}^E \varepsilon_{11}^T}} \quad (\text{B.17})$$

Dans le cas général d'une structure et d'une déformation quelconque, ces coefficients intrinsèques définissent la limite supérieure du coefficient de couplage effectif k_{eff} alors mis en jeu.

Annexe C

Code de la simulation par éléments finis

```
!*****
!           MAGZO – BLOQUEUR           *
!                                           *
! Calcul par elements finis du champ   *
! magnetique dans le bloqueur , et de la *
! force exercee sur le substrat       *
!                                           *
! Adao Delehelle – Doctorant LAPLACE  *
!                                           *
!*****

/prep7

!*****
! definition des differents parametres *
!*****

! donnees sur les proprietes magnetiques des differents milieux
murfer=550
murair=1
murcu=1

! parametres geometriques
a=18e-3
b=24e-3
c=8.45e-3
d=15e-3
e=0.18e-3
```

l=64e-3

carc=3.14e-3/2

dom=20e-3

Lo=l/2+dom

H=b+e+(b-d)+2*dom

!*****
! Type d'element *
!*****

et ,1 ,plane13
KEYOPT,1 ,1 ,0
KEYOPT,1 ,2 ,0
KEYOPT,1 ,3 ,1
KEYOPT,1 ,4 ,0
KEYOPT,1 ,5 ,0

!*****
! unites et systeme de coordonnees *
!*****
emunit ,mks
csys ,0

!*****
! proprietes des materiaux *
!*****

mp,murx,1 ,murair ! permeabilite magnetique de l'air

!mp,murx,2 ,murfer ! permeabilite magnetique du fer dans le cas lineaire

TB,BH,2 ! Cas non lineaire

TBPT,DEFI,1000 ,.7

TBPT,DEFI,4000 ,1.25

TBPT,DEFI,10000 ,1.5

TBPT,DEFI,24000 ,1.75

TBPT,DEFI,60000 ,2

mp,murx,3 ,murcu ! cuivre

!*****

```

! creation des surfaces *
!*****
rectng ,0 ,Lo,0 ,H
rectng ,0 ,l/2,0 ,H
rectng ,0 ,Lo,dom,dom+(b-d)+e+b
rectng ,0 ,l/2,dom,dom+(b-d)+e+b
rectng ,0 ,l/2,dom+(b-d),dom+(b-d)+e/4
rectng ,0 ,l/2,dom+(b-d)+e/4,dom+(b-d)+e/2
rectng ,0 ,l/2,dom+(b-d)+2*e/4,dom+(b-d)+3*e/4
rectng ,0 ,l/2,dom+(b-d)+3*e/4,dom+(b-d)+e
rectng ,0 ,l/2,dom+(b-d)+e,dom+(b-d)+e+b
rectng ,a ,a+c,dom+(b-d)+e,dom+(b-d)+e+d
rectng ,a ,a+c,dom+(b-d)+e+carc ,dom+(b-d)+e+d-carcc
rectng ,a+carcc ,a+c-carcc ,dom+(b-d)+e,dom+(b-d)+e+d
aovlap ,all

!*****
! attribution des materiaux *
!*****

! selection region air
asel ,all
aatt ,1,,1,0      ! mat=1, et=1, esys=0

! selection cuivre bobine
lsel ,s,loc ,x,a+carcc
lsel ,a,loc ,x,a+c-carcc
lsel ,a,loc ,y,dom+(b-d)+e+carcc
lsel ,a,loc ,y,dom+(b-d)+e+d-carcc
asll ,s,1
aatt ,3,,1,0

! selection fer
ALLSEL,ALL
lsel ,s,loc ,x,0
lsel ,u,length , ,dom
lsel ,u,length , ,e/4
asll ,s
aatt ,2,,1,0

allsel
/NUMBER,1
/PNUM,MAT,1
APLOT

```

FINISH

! FIN du dessin

!*****

!*****

/prep7

!*****

! parametres de decoupage pour le maillage *

!*****

ndhbob=20 ! nombre de divisions de la hauteur des bobines

ndlnoy=50 ! - - - -

la largeur du noyau magnetique

ndhnoy=45 ! - - -

- hauteur du noyau magnetique

ndle=1 ! - - - - l'entrefer

ndlfer=90 ! - - - -

largeur du demi contacteur

ndhfer=45 ! - - - -

hauteur du demi contacteur

ndhferd=15 ! - - - -

largeur fer surface ext

ndcond=15 ! - - - -

la largeur des bobines

ndldom=20 ! - - - -

la largeur du domaine

ndhdomd=60 ! - - - -

la hauteur a droite du domaine

ndhdomg=25 ! - - - -

la hauteur a gauche du domaine et largeur a droite

ndlair=4 ! - - - - l'entre bobine/noyau

!*****

! definition du maillage *

!*****

! domaine d'etude

lsel ,s,length ,H

lesize ,all , ,ndhdomd

lsel ,s,length ,H-2*dom

lesize ,all , ,40

```
lsel ,s,length , ,dom
lsel ,u,loc ,x,0
lsel ,u,loc ,x,l/2
lesize ,all , , ,ndhdomg,0.10
```

```
lsel ,s,length , ,dom
lsel ,u,loc ,y,0
lsel ,u,loc ,y,H
lesize ,all , , ,ndhdomg,0.10
```

```
! entrefer
lsel ,s,length , ,e/4
lesize ,all , , ,ndle
```

```
lsel ,s,length , ,l/2
lesize ,all , , ,ndlfer
```

```
! hauteurs des bobines
lsel ,s,length , ,d-2*carc
lesize ,all , , ,ndhbob
```

```
! hauteur noyau
lsel ,s,length , ,d
lesize ,all , , ,ndhnoy
```

```
! largeur des noyaux
lsel ,s,length , ,a
lesize ,all , , ,ndlnoy
```

```
! hauteur contacteur
lsel ,s,length , ,b
lesize ,all , , ,ndhfer
```

```
! conducteurs – largeur bobine
lsel ,s,length , ,c-2*carc
lesize ,all , , ,ndcond
```

```
! contacteur – largeur espace bobine
lsel ,s,length , ,c
lesize ,all , , ,ndcond
```

```
! contacteur – largeur surface ext
lsel ,s,length , ,l/2-a-c
lesize ,all , , ,ndhferd

! contacteur – support
lsel ,s,length , ,b-d
lesize ,all , , ,ndhferd

!Entre bobine-fer
lsel ,s,length , ,carc
lesize ,all , , ,ndlair

!*****
! maillage *
!*****
asel ,all

ASEL,S,MAT, ,1
amesh ,all
allsel

ASEL,S,MAT, ,3
amesh ,all
allsel
ASEL,S,MAT, ,2
amesh ,all
FINISH

!*****
! Contraintes et conditions limites *
!*****
/SOLU

! densite de courant
asel ,s,mat, ,3
BFA,all ,JS, , ,7.25e6 ,0
allsel
```

```
!Potentiel vecteur nul a l'infini
lsell ,s,loc ,x,Lo
lsell ,a,loc ,y,0
lsell ,a,loc ,y,H
DL,all , ,Az,0
allsell

! Propriete d'axisymetrie , flux parallele sur l'axe
lsell ,s,loc ,x,0
DL,all , ,ASYM
allsell

!Selection du substrat pour le calcul de la force
lsell ,s,length , ,b-d
lsell ,u,loc ,x,l/2
asll ,s,0
esla ,s
CM,support ,ELEM
FMAGBC, 'SUPPORT'
ALLSEL,ALL
FINISH

!*****
!Solution
!*****
/SOLU
MAGSOLV
FINISH
/POST1
FMAGSUM
AVRES,2
PLNSOL,B,Y
```


Annexe D

Mesure du coefficient de frottement pour l'interface bloqueur-substrat

Mesure des forces de frottement

Pour plusieurs valeur de forces normales F_n de compression, obtenues par des poids de masses variables, on mesure la force tangentielle F_t à la limite de l'adhérence, comme illustré sur la figure D.1. Le rapport des deux forces donne le coefficient de frottement.

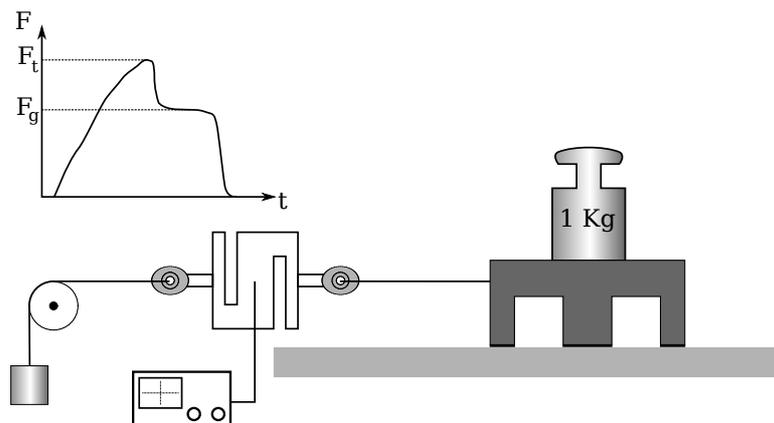


FIG. D.1: Schéma du protocole pour la mesure des forces de frottement

Relevé du coefficient de frottement

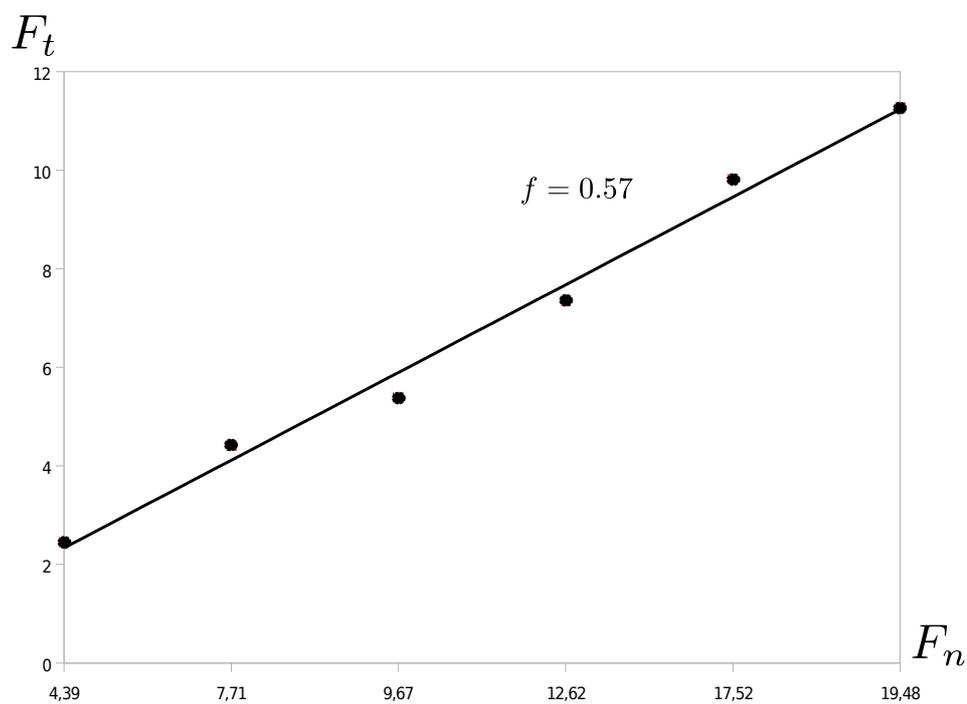


FIG. D.2: Relevé des forces tangetielles et normales pour le calcul du coefficient de frottement

Ces différents points ont été obtenus sur un bloqueur dont les surfaces de contact ont été munies d'une couche d'adhésif élastomère.

Annexe E

Analyse de l'alimentation des bobines

Hypothèses

Considérons le cas idéal où une source de tension sinusoïdale d'amplitude V_e alimente deux branches en parallèle composées chacune d'une inductance $L_{1,2}$ et d'une diode $D_{1,2}$, de telle sorte que les diodes soient connectées en opposition comme illustré sur la figure E.1. On suppose également que les inductances sont identiques.

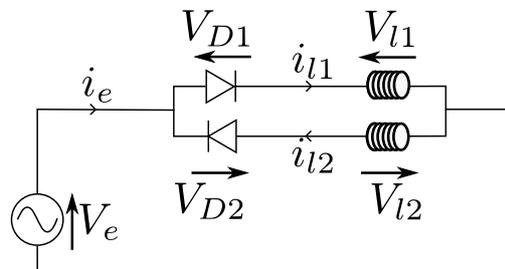


FIG. E.1: Schéma de l'utilisation des diodes pour l'aiguillage du courant dans les bobines des bloqueurs

Ce circuit possède trois états différents, selon l'état bloqué ou passant des deux diodes. On note « D_i On » l'état passant de la diode i et « D_i Off » l'état bloqué de la diode i . Les trois états possibles sont les suivants :

- D_1 On - D_2 Off
- D_1 On - D_2 On
- D_1 Off - D_2 On

On peut remarquer que si les deux diodes sont passantes, le circuit équivalent peut être représenté par un inductance $\frac{L_1}{2}$ alimentée par la tension v_e et parcourue par le courant i_e .

Equations du circuit

Le tableau E.1 résume le comportement du circuit suivant les différents états des diodes.

Etat des diodes	Equation du circuit	Variation des courants	Changement d'état
D_1 On - D_2 Off	$v_e = L \frac{di_1}{dt}$	$i_1 = i_e$ $i_2 = 0$	Si i_1 s'annule ou si $v_{D2} > 0$ i.e. $v_e < 0$
D_1 On - D_2 On	$v_e = \frac{L}{2} \frac{di_e}{dt}$	$i_1 - i_2 = i_e$	Si i_1 s'annule ou si i_2 s'annule
D_1 Off - D_2 On	$v_e = -L \frac{di_2}{dt}$	$i_1 = i_e$ $i_2 = 0$	Si i_2 s'annule ou si $v_{D1} > 0$ i.e. $v_e > 0$

TAB. E.1: Bilan du comportement du circuit idéalisé des bobines

Comportement du circuit

Supposons que la tension est de la forme $v_e = V_e \sin(\omega t)$. De $t = 0$ à $t = t_1$, seule la diode D_1 est passante puisque la tension à ses bornes est positive. Le courant circule donc dans l'inductance L_1 . Dès que la tension V_e devient négative, du courant circule également dans l'inductance L_2 .

Avec des diodes parfaites, le blocage est obtenu quand le courant atteint 0 A. Ainsi, les courants dans les deux diodes sont égaux et opposés, à partir de t_1 , car les deux branches du circuit suivent exactement les mêmes lois électriques.

Par contre, avec des diodes réelles, et c'est également le cas, si l'on considère les résistances des bobinages, cela réduit le déphasage entre le courant et la tension d'alimentation en plus d'augmenter la vitesse d'établissement du courant dans la bobine. La conséquence est une annulation plus « rapide » du courant.

La figure E.2 donne la forme d'onde des courants i_1 et i_2 , dans les deux cas.

Il est intéressant de constater que si l'on rajoute une résistance en série avec les bobines, on peut alors réduire le temps de conduction simultanée du courant, mais cela se fait au détriment d'une consommation importante de puissance par

effet Joule.

En conclusion, on peut dire que le caractère inductif du circuit, associé à l'utilisation des diodes, ne permet le fonctionnement désiré pour l'actionneur MAGZO, que si le courant résultant d'alimentation est en phase avec la tension d'entrée, puisqu'au moment où la deuxième diode se mettra à conduire, le courant s'annulera dans la première.

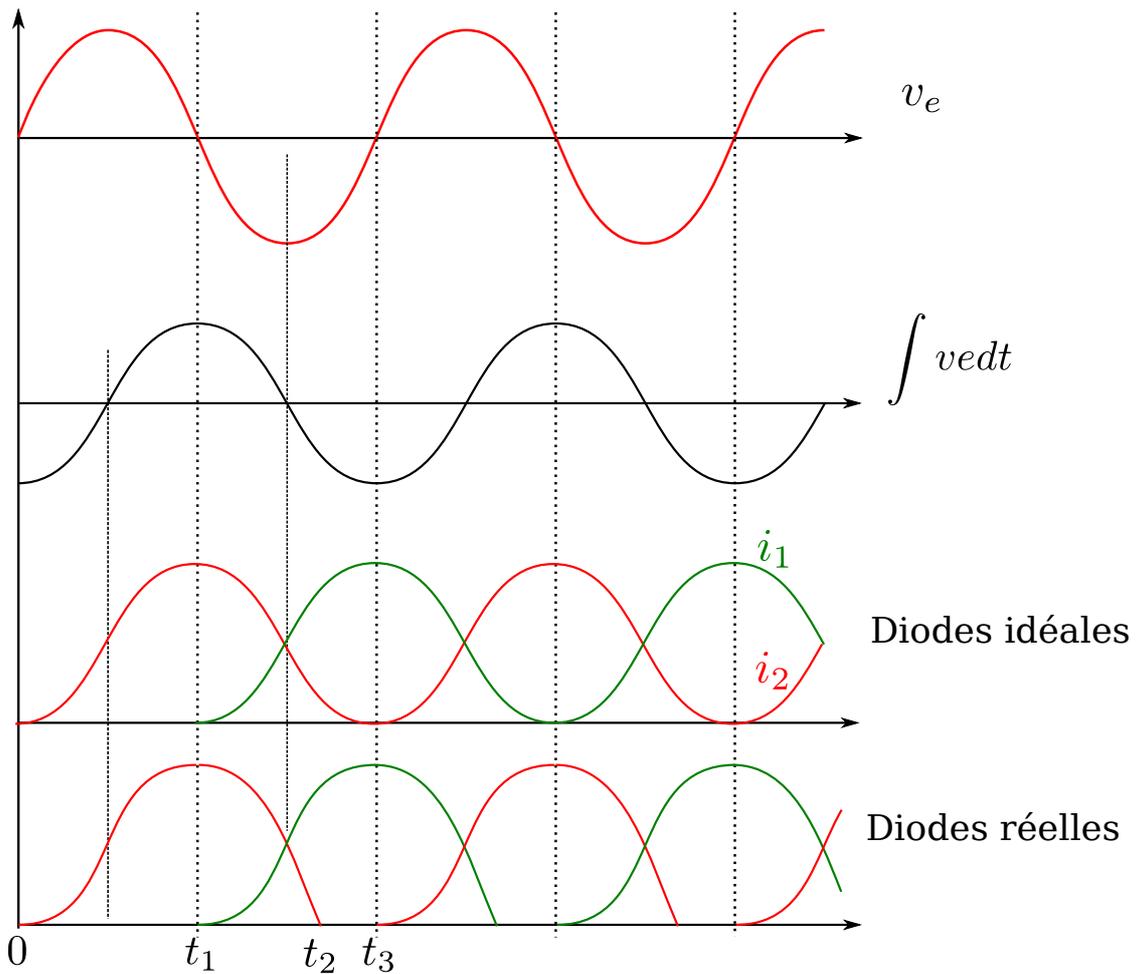


FIG. E.2: Formes d'ondes de la tension d'alimentation et des courants dans les bobines

Annexe F

Contribution du cisaillement dans une articulation flexible

Énergie de cisaillement

L'énergie spécifique de la déformation due au cisaillement s'écrit :

$$\mathcal{U}^{cis} = \int_l \frac{\alpha F_y^2}{2GA(x)} dx \quad (\text{F.1})$$

où A est la surface de la section de l'articulation, G le module de cisaillement et α un coefficient correcteur dépendant de la section.

Déformation due au cisaillement

Généralement, on ne tient pas compte de la contribution du cisaillement (Fig. F.1)

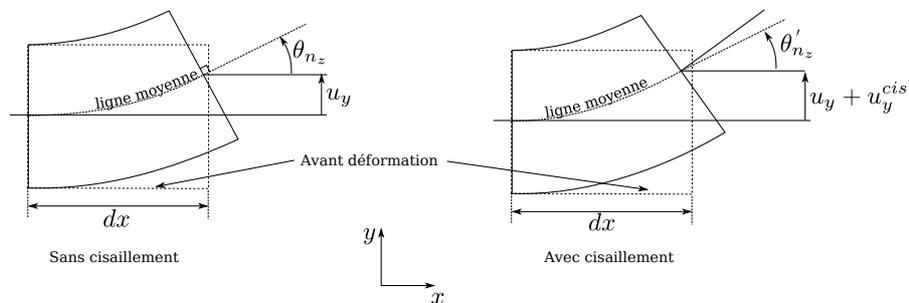


FIG. F.1: Déformation d'une portion de poutre avec ou sans cisaillement

On note u_{1y}^* le déplacement vertical total d'un point 1 et θ_{1z}^* la rotation d'axe

z au point 1. On écrit alors :

$$\begin{aligned} u_{1y}^* &= u_{1y} + u_{1y}^{cis} \\ \theta_{1z}^* &= \theta_{1z} + \theta_{1z}^{cis} \end{aligned} \quad (\text{F.2})$$

L'équation 4.17 donne :

$$\begin{aligned} u_{1y}^{cis} &= \frac{\partial \mathcal{U}^{cis}}{\partial F_{1y}} \\ \theta_{1z}^{cis} &= \frac{\partial \mathcal{U}^{cis}}{\partial M_{1z}} = 0 \end{aligned} \quad (\text{F.3})$$

La déformation supplémentaire due au cisaillement s'écrit :

$$u_{1y}^{cis} = C_{1,y-F_y}^{cis} F_{1y} \quad (\text{F.4})$$

En combinant les équations F.3 et F.4, on a :

$$C_{1,y-F_y}^{cis} = \frac{\alpha}{bG} \int_l \frac{dx}{h(x)} \quad (\text{F.5})$$

Exprimé à partir des coefficients de la matrice de souplesse connus sans prise en compte du cisaillement, on peut écrire, le coefficient lié au cisaillement s'écrit :

$$C_{1,y-F_y}^{cis} = \frac{\alpha E}{G} C_{1,x-F_x} \quad (\text{F.6})$$

Au final, en prenant en compte le cisaillement, les coefficients de la matrice de souplesse s'écrivent :

$$\begin{aligned} C_{1,y-F_y}^* &= C_{1,y-F_y} + \frac{\alpha E}{G} C_{1,x-F_x} \\ C_{1,y-M_z}^* &= C_{1,y-M_z} \end{aligned} \quad (\text{F.7})$$

Supposons que la section de l'articulation flexible soit rectangulaire de largeur h_0 et longueur b . En utilisant la relation 4.23 entre le module d'Young et le module de cisaillement, la déformation due au cisaillement s'écrit :

$$u_{1y}^{cis} = \frac{\alpha l(2(1+\mu))}{EA} F_{1y} \quad (\text{F.8})$$

D'après la relation 4.29 la déformation en flexion, sans prise en compte du cisaillement, s'écrit :

$$u_{1y} = \frac{l^3}{3EI_z} F_{1y} \quad (\text{F.9})$$

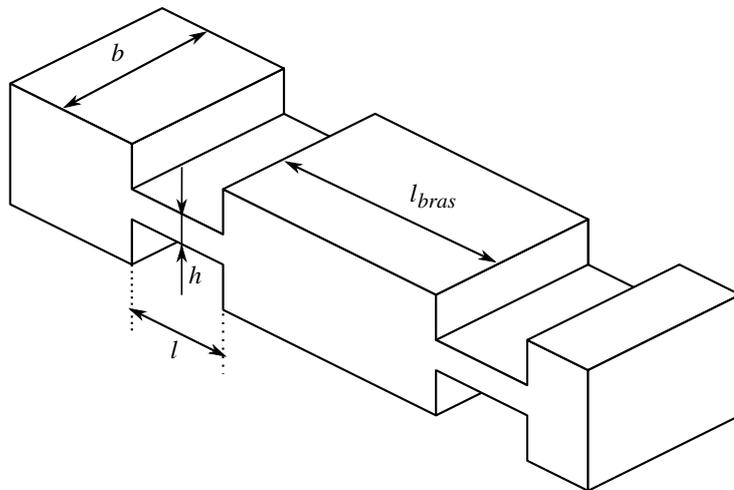
On obtient alors le rapport entre la déformation due au cisaillement et celle due à la flexion simple :

$$\frac{u_{1y}^{cis}}{u_{1y}} = \frac{\alpha(1 + \mu)}{2} \left(\frac{h_0}{l} \right)^2 \quad (\text{F.10})$$

Ainsi, pour un rapport h_0/l de $1/10$, α valant $6/5$, et ν environ 0.3 , le rapport précédent est égal à 0.0078 , ce qui signifie que la contribution du cisaillement est négligeable.

Annexe G

Comparaisons entre le modèle analytique et la simulation par éléments finis d'une structure d'amplification mécanique en pont



Variables de l'articulation considérées

G. Comparaisons entre modèle analytique et simulation

$l = 10 \text{ mm}, b = 25 \text{ mm}, l_{bras} = 20 \text{ mm}, \theta_0 = 7^\circ, F_x = 200 \text{ N}, F_y = 0$					
		Simulation $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Analytique $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Erreur %	Gain
$h = 0.5 \text{ mm}$	u_x	132	127.5	3.4	16.19
	u_y	2128	2064	2.9	
	σ_{max}	374	359	4	
$h = 0.8 \text{ mm}$	u_x	33.8	31.4	7	16
	u_y	536	504	6	
	σ_{max}	175	142	19	
$h = 1 \text{ mm}$	u_x	17.9	16.2	9.5	15.9
	u_y	279.6	258	7.7	
	σ_{max}	119	92	20	
$h = 1.5 \text{ mm}$	u_x	6	5	17	15.32
	u_y	87.2	76.6	12	
	σ_{max}	60	41	30	

TAB. G.1: Déformations et contrainte maximale en fonction de l'épaisseur de l'articulation

$h_0 = 0.5 \text{ mm}, b = 25 \text{ mm}, l_{bras} = 22.87 \text{ mm}, \theta_0 = 7^\circ, F_x = 200 \text{ N}, F_y = 0$					
		Simulation $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Analytique $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Erreur %	Gain
$l = 5 \text{ mm}$	u_x	57.5	53.7	6	16.16
	u_y	920	868	5.6	
	σ_{max}	306	334	8	
$l = 10 \text{ mm}$	u_x	157	152	3	16.2
	u_y	2540	2463	3	
	σ_{max}	396	392	19	
$l = 20 \text{ mm}$	u_x	546	537	1.6	16.2
	u_y	8876	8721	1.7	
	σ_{max}	590	509	13	

TAB. G.2: Déformations et contrainte maximale en fonction de la longueur d'une articulation flexible

$h_0 = 0.5 \text{ mm}, l = 10 \text{ mm}, b = 25 \text{ mm}, \theta_0 = 7^\circ, F_x = 200 \text{ N}, F_y = 0$					
		Simulation $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Analytique $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Erreur %	Gain
$l_{bras} = 20 \text{ mm}$	u_x	132	127.5	3.4	16.2
	u_y	2128	2064	2.9	
	σ_{max}	374	359	4	
$l_{bras} = 30 \text{ mm}$	u_x	230	223	3	16.2
	u_y	3724	3613	3	
	σ_{max}	426	472	10	
$l_{bras} = 40 \text{ mm}$	u_x	356	344	3	16.3
	u_y	5576	5600	3	
	σ_{max}	551	593	7	

TAB. G.3: Déformations et contrainte maximale en fonction de la longueur de la liaison rigide

$h_0 = 0.4 \text{ mm}, l = 5 \text{ mm}, l_{bras} = 20 \text{ mm}, \theta_0 = 7^\circ, F_x = 50 \text{ N}, F_y = 0$					
		Simulation $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Analytique $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Erreur %	Gain
$b = 10 \text{ mm}$	u_x	56.1	52.8	5.9	16.2
	u_y	905	855	5.5	
	σ_{max}	313	292	6.7	
$b = 20 \text{ mm}$	u_x	27	26.4	2.2	16.2
	u_y	434.8	427.6	1.7	
	σ_{max}	113	146	22	
$b = 40 \text{ mm}$	u_x	14	13.2	5.7	16.2
	u_y	226.4	213.8	5.6	
	σ_{max}	78	73	6.4	

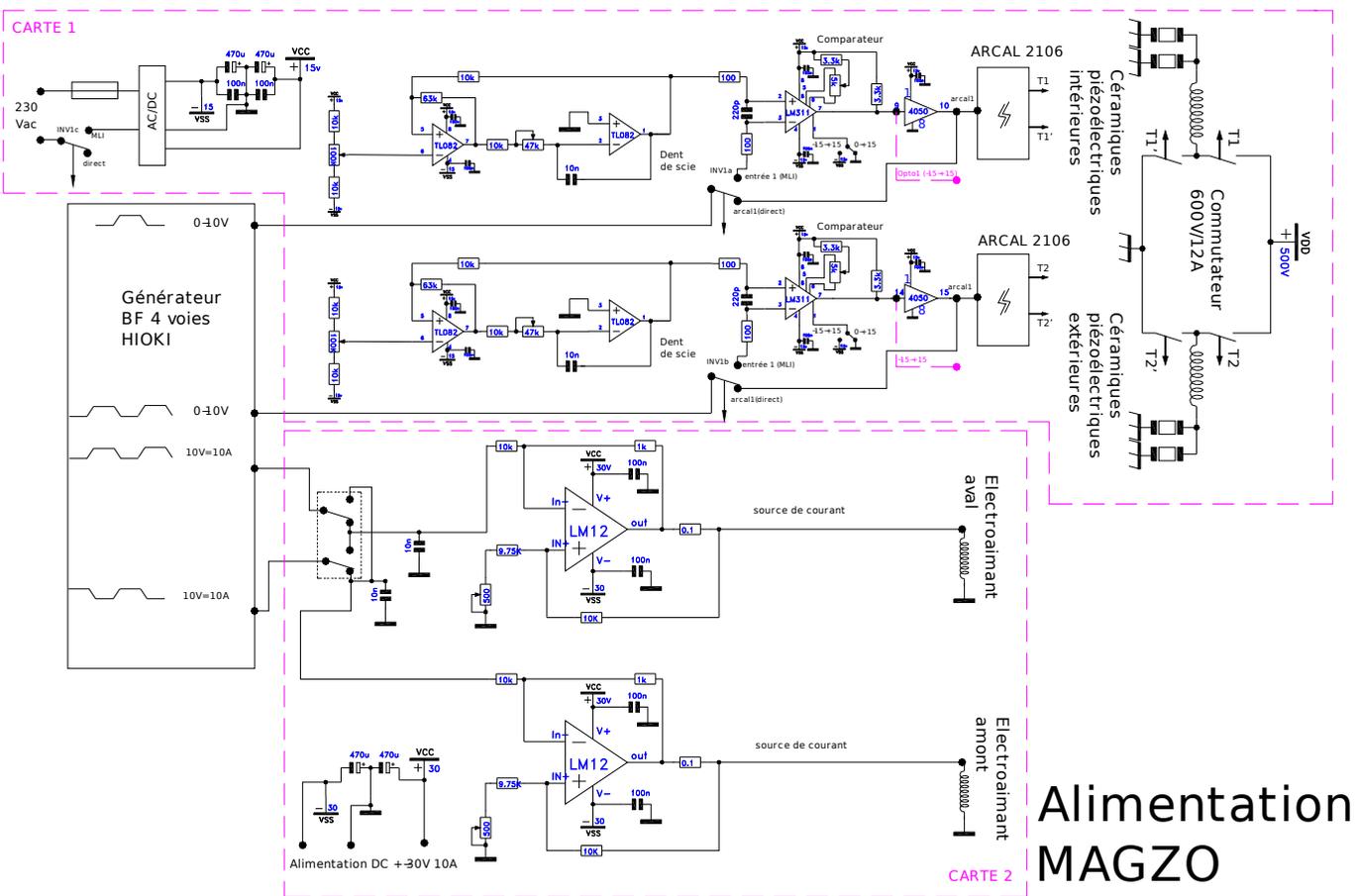
TAB. G.4: Déformations et contrainte maximale en fonction de l'épaisseur du mécanisme

$h_0 = 0.4 \text{ mm}, l = 5 \text{ mm}, l_{bras} = 20 \text{ mm}, b = 25 \text{ mm}, F_x = 200 \text{ N}, F_y = 0$						
		Simulation $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Analytique $\mu\text{m} / \text{MPa}$	Erreur %	Gain	Gain parfait
$\theta_0 = 2^\circ$	u_x	8.17	7.36	10	53.7	57.3
	u_y	418	395	5.5		
	σ_{max}	161	141	12		
$\theta_0 = 7^\circ$	u_x	89.8	84.5	5.9	16.2	16.3
	u_y	1447	1368	5.5		
	σ_{max}	502	467	7		
$\theta_0 = 10^\circ$	u_x	181.3	171	5.7	11.3	11.34
	u_y	2046	1934	5.5		
	σ_{max}	673	661	2		
$\theta_0 = 20^\circ$	u_x	700	662	5.4	5.5	5.5
	u_y	3844	3635	5.4		
	σ_{max}	1358	1292	5		

TAB. G.5: Déformations et contrainte maximale en fonction de l'inclinaison des articulations

Annexe H

Alimentation de l'actionneur MAGZO



Alimentation MAGZO

FIG. H.1 : Schema principal de l'alimentation de l'actionneur MAGZO

Bibliographie

- [ACA07] ACAM, « <http://www.acam.asso.fr> », Association des Anciens Cadres et Assimilés des Sociétés Messier, 2007.
- [Air07] Airlines, « <http://www.airliners.com> », 2007.
- [Ald91] R. Alden, « C-141 and C-130 Power-by-Wire Flight Control Systems », dans *IEEE Proceedings*, National Aerospace and Electronics Conference, USA, mai 1991.
- [Alh05] Y. Alhassoun, *Étude et mise en œuvre de machines à aimantation induite fonctionnant à haute vitesse*, Thèse de doctorat, LEEI-INPT-ENSEEIH, mai 2005.
- [aut90] auteur, *Mécanque*, Dunod, 1990.
- [AWI07] AWIATOR, « <http://www.awiator.net/project.htm> », 2007.
- [Bac03] P. Bacher, *Conception de robots de très haute précision à articulations flexibles : Interaction dynamique-commande*, Thèse de doctorat, EPFL, 2003, thèse n° 2907.
- [Bat06] N. Bataille, *Electrically Powered Control Surface Actuation*, Thèse de doctorat, Cranfield University, Royaume-Uni, septembre 2006.
- [Bav91] J.-C. Bavais et J. Verdun, « Alliage Fer-Silicium », *Techniques de l'ingénieur*, vol. D2110, 1991.
- [Bel00] A. D. Bell et S. R. Cronin, « Two-axis optical adjustment flexure mechanism », dans *SPIE proceedings, Current Developments in Lens Design and Optical Systems Engineering*, vol. 4093, pp. 237–244, octobre 2000.
- [Ben01] H. Ben-Ahmed, P.-E. Cavarec, L. Prévond et B. Multon, « Conception et étude d'un actionneur linéaire synchrone à aimants permanents et multi-plaques », dans *Electrotechnique du Futur*, novembre 2001.
- [Ben02] H. Ben-Ahmed, M. Antunes, P.-E. Cavarec, J. Lucidarme, B. Multon, L. Prévond et B. Salamand, « Généralités sur les actionneurs linéaires », Rapport technique, SATIE ENS-Cachan, 2002.
- [Ber96] M. Bertin, J. P. Faroux et J. Renault, *Electromagnétisme 4 : milieux diélectriques et milieux aimantés*, vol. 8 de *Cours de physique*, Dunod, 3^e édition, 1996, ISBN 2100030523.

- [Bil07] O. Bilgen, *Macro Fiber Composite Actuated Unmanned Air Vehicles : Design, Development, and Testing*, Thèse de Master, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, USA, 2007.
- [Bla03] E. Blanc, *Un demi-siècle daéronautique en France*, vol. 1, CHEAr/DHAr, Paris, juin 2003, ISBN 2717010025.
- [Boe04] J. P. Boeuf et A. Bouchoule, « Les propulseurs plasma pour satellite », dans *Images de la Physique 2003-2004*, Département SPM, Eds. CNRS, 2004.
- [Bon04] J.-F. Bonnet, « Polymères fluorés », *Techniques de l'ingénieur*, vol. AM3390, 2004.
- [Bot00] S. L. Botten, C. R. Whitley et A. D. King, « Flight Control Actuation Technology for Next-Generation All-Electric Aircraft », *Technology Review Journal*, Fall/Winter 2000, Millenium Issue.
- [Bud04] M. Budinger, J.-F. Rouchon et B. Nogarède, « Analytical Modelling for the Design of a Piezoelectric Rotating-Mode Motor », dans *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*, vol. 9, mars 2004.
- [Bur06] Burleigh Instruments, « <http://www.burleigh.com> », 2006.
- [Car04] J. Carpentier, *Les équipements aéronautiques*, vol. 1, CHEAr/DHAr, Paris, décembre 2004, ISBN 271701006.
- [Car06] J. D. Carlson, P. Sheng et W. Wen, « Magnetorheological and Electro-rheological Fluid Highlights - 2006 », dans *Actuator 2006 Proceedings*, 10th International Conference on New Actuators, Bremen, Allemagne, juin 2006.
- [Cav03] P.-E. Cavarec, H. Ben-Ahmed et B. Multon, « New Multi-Rod Linear Actuator for Direct-Drive, Wide Mechanical Bandpass Applications », *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 39, n° 4, pp. 961–970, juillet 2003.
- [Ced06] Cedrat Technologies, « <http://www.cedrat-groupe.com> », 2006.
- [Che99] Q. Chen, D.-J. Yao, C.-J. Kim et G. P. Carman, « Mesoscale actuator device : Micro interlocking mechanism to transfer macro load », *Sensors and Actuators A : Physical*, vol. 77, mars 1999.
- [Che05] G.-M. Chen, J.-Y. Jia et Z.-W. Li, « Right-circular Corner-filletted Flexure Hinges », dans *2005 IEEE - ICASE Proceedings*, International Conference on Automation Science and Engineering, Canada, août 2005.
- [Cla07] Claverham, « <http://www.claverham.com> », 2007.
- [Cod98] G. Coderchon, « Alliages magnétiques doux », *Techniques de l'ingénieur*, vol. M350, 1998.

-
- [Cod03] G. Coderchon, « Soft magnetic composites - structure and magnetic properties », dans *EuroPES 2003 Proceedings*, European Power and Energy Systems, Marbella, Espagne, septembre 2003.
- [Com05] M. Comes, « Technologies dans les systèmes de l'A380 », *Lettre AAAF*, 2005, lettre n°9.
- [Deb01] O. Deblecker, J. Lobry et C. Broche, « Application de la théorie de preissach à la modélisation de l'hystérésis dynamique basse fréquence de tôles fe-si à grains non orientés », *Electrotechnique du Futur 2001*, novembre 2001.
- [dPdG] T. du PUY de GOYNE, Y. PLAYS, P. LEPOURRY et J. BESSE, *Initiation à l'aéronautique*, CEPADUES, 4^e édition, ISBN 2854286804.
- [Du 99] E. Du Tremolet De Lacheisserie, *Matériaux et applications*, vol. 2 de *Magnétisme*, PUG, 1999, ISBN 2706108320.
- [Duv05] J. Duval, *Conception et mise en œuvre d'un système d'actionneurs AMF répartis pour le contrôle de forme électroactif de voilures aéronautiques*, Thèse de doctorat, INPT, juillet 2005.
- [Dyn08] Dynamic Structures and Materials, « <http://www.dynamic-structures.com> », 2008.
- [Etr07] Etrema, « Data Sheet - Terfenol-D », Rapport technique, Etrema Products, 2007.
- [Fil01] G. Filliau, A. Bondu et L. Mazodier, « Le navire tout électrique - Evolutions et systèmes de conduite », *Techniques de l'ingénieur*, vol. D5620, 2001.
- [Fog99] A. Foggia, « Méthodes de calcul des inductances de fuites », *Techniques de l'ingénieur*, vol. D3440, 1999.
- [Fri97] S. Frischemeier, « Electrohydrostatic Actuators for Aircraft Primary Flight Control - Types, Modelling and Evaluatio », dans *SICFP'97 Proceedings*, 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Suède, mai 1997.
- [Gar06] L. Garbuio, *Étude du phénomène de lubrification électroactive à l'aide d'actionneur piézoélectrique - Application à la réduction des forces de frottement sec dans un moteur à combustion interne*, Thèse de doctorat, LAPLACE-INPT-ENSEEIHHT, juin 2006.
- [Gir98] C. Giraud-Audine, *Contribution à la modélisation analytique d'actionneurs piézoélectriques en vue de leur conception et dimensionnement*, Thèse de doctorat, LEEI-INPT-ENSEEIHHT, décembre 1998.
- [Har01] J.-R. Harrison et Z. Ounaies, « Piezoelectric Polymers », Rapport technique, Nasa-Icase Report, 2001.
-

- [Hen00] S. Henein, *Conception des guidages flexibles*, Collection META, Presses polytechniques et universitaires romandes, 2000, ISBN 2880744814.
- [Het99] J. A. Hetrick et S. Kota, « An Energy Formulation for Parametric Size and Shape Optimization of Compliant Mechanisms », *Journal of Mechanical Design*, vol. 121, pp. 229–234, décembre 1999.
- [HIO08] HIOKI, « <http://www.hioki.com/product/7075/index.html> », 2008.
- [Hon06] Honeywell, « <http://www.honeywell.com> », 2006.
- [How01] L. L. Howell, *Compliant Mechanism*, Wiley-Interscience, 2001, ISBN 047138478X.
- [HS07] Hispano-Suiza, « <http://www.hispano-suiza-sa.com> », Groupe Safran, 2007.
- [Hö06] Höganäs, « <http://www.hoganas.com/> », 2006.
- [Ike90] T. Ikeda, *Fundamentals of Piezoelectricity*, Oxford Science Publications, 1990, ISBN 0198563396.
- [Jen00] S. C. Jensen, G. D. Jenney, B. Raymond et D. Dawson, « Flight Test Experience With an Electromechanical Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft », dans *19th Digital Avionics Systems Conference Proceedings*, Philadelphia, USA, octobre 2000.
- [Joh98] A. D. Johnson, « State of The Art of Shape Memory Actuators », dans *Actuator 98 Proceedings*, 6th International Conference on New Actuators, Bremen, Allemagne, juin 1998.
- [Jä04] P. Jänker et D. van den Bossche, « Actuator Technology - Driver of Aerospace Systems Innovation », dans *Actuator 2004 Proceedings*, 9th International Conference on New Actuators, Bremen, Allemagne, juin 2004.
- [Kap06] A. Kappel, B. Gottlieb, T. Schwebel et C. Wallenhauer, « PAD : Piezoelectric Actuator Drive », dans *Actuator 2006 Proceedings*, 10th International Conference on New Actuators, Bremen, Allemagne, juin 2006.
- [Kel00] R. A. Kellogg, *The Delta-E Effect in Terfenol-D and its Application in a Tunable Mechanical Resonator*, Thèse de Master, Iowa State University, 2000.
- [Kot05] S. Kota, K.-J. Lu, Z. Kreiner, B. Trease, J. Arenas et J. Geiger, « Design and Application of Compliant Mechanisms for Surgical Tools », *Journal of Biomechanical Engineering*, vol. 127, n° 6, pp. 981–989, novembre 2005.
- [Kre00] D. Kremer, « Usinage par électroérosion », *Techniques de l'ingénieur*, vol. BM7251, 2000.

-
- [Lan90] L. Landau, E. Lifchitz et L. Pitaevskii, *Electrodynamique des milieux continus*, vol. 8 de *Physique Théorique*, MIR Moscou, 2^e édition, 1990, ISBN 503000646X.
- [Lan06] O. Langlois, *Conception d'un réseau de secours pour l'aéronautique*, Thèse de doctorat, INPT, juin 2006.
- [Lat05] B. Latreille et G. Ville, *Les avions civils*, vol. 2, CHEAr/DHAr, Paris, août 2005, ISBN 2717010140.
- [Leb04] C. Lebreton, « Alliages à mémoire de forme de type nickel titane », *Techniques de l'ingénieur*, vol. M532, 2004.
- [Leb05] R. Lebourgeois, « Ferrites doux pour l'électronique de puissance », *Techniques de l'ingénieur*, vol. N3260, 2005.
- [Lee03] H.-S. Lee, *Etude et réalisation de sources acoustiques de puissance en composite piézoélectrique 1.3 pour applications thérapeutiques*, Thèse de doctorat, INSA Lyon, février 2003.
- [Len03] E. Lenglet, *Contribution au développement d'une méthode d'homogénéisation des composites à fibres actives - Application à la torsion de pales d'hélicoptère*, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, juillet 2003.
- [Lob02] N. Lobontiu, J. Paine, E. Gracia et M. Goldfarb, « Design of symmetric conic-section flexure hinges based on closed-form compliance equations », *Mechanism and Machine Theory*, vol. 37, pp. 477–498, 2002.
- [Lor04] T. Lorkowski, F. Hermle, M. Fervel et A. Sagansan, « Distributed Electromechanical Actuation for Adaptative Flight Control Elements », dans *Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components*, AWIATOR, Toulouse, France, novembre 2004.
- [Lys99] S. E. Lyshevski, « Electromechanical Flight Actuator For Advanced Flight Vehicles », *IEEE Transaction on Aerospace and Electronic Systems*, avril 1999.
- [Mat87] D. Matt et C. R. R. Goyet, J. Lucidarme, « Longitudinal Field Multi Air Gap Linear Reluctance Actuator », *Electric Machines and Power System*, vol. 13, 1987.
- [MB07] Messier-Bugatti, « <http://www.messier-bugatti.com> », Messier-Bugatti, Groupe Safran, 2007.
- [MM07] Memory-Metalle, « <http://www.memory-metalle.de> », 2007.
- [MOE06] MOET, « <http://www.moet-project.eu> », More Open Electrical Technologies, 2006.
- [Mon02] V. Monturet, *Conception optimale des actionneurs piézoélectriques à l'aide d'une méthodologie de type « Problème Inverse » - Application au cas des actionneurs répartis*, Thèse de doctorat, LEEI-INPT-ENSEEIH, juillet 2002.
-

- [Moo06] Moog, « Annual report : Aircraft controls », Rapport technique, Aircraft Group, 2007, 2006.
- [Moo07] Moog, « <http://www.moog.com> », 2007.
- [Mor90] M. Moret, « Roulements et butées à billes et à rouleaux », *Techniques de l'ingénieur*, vol. B5370, 1990.
- [Mor07] Morgan Electro Ceramics, « <http://www.morganelectroceramics.com> », 2007.
- [Mur93] G. Murry, « Aciers. Généralités », *Techniques de l'ingénieur*, vol. M300, 1993.
- [Mus01] A. Musolff, « Adaptive Airfoil With Shape Memory Alloys », dans *Konstruktion*, vol. 53, Fachteil Werkstoffe, Allemagne, 2001.
- [Nic00] G. Nicolas, D. Geiger, C. Oddou et C. Hamonet, « Des fils d'alliages à mémoire de formes utilisés comme actionneurs d'orthèses dynamiques programmables », dans *Matériaux et Structures des Sciences de l'Ingénieur et du vivant*, Ribreau & al. (eds.), 2000.
- [Nog05] B. Nogarède, *Electrodynamique appliquée : fondements et principes physiques de l'électrotechnique*, Dunod, Paris, 2005, ISBN 2100073141.
- [Noy05] R. Noyé, « L'énergie délocalisée sur l'A380 », *Aviation Civile*, vol. 330, juin 2005.
- [NTN06] NTN, « <http://www.ntn-europe.com> », 2006.
- [Par65] J. M. Paros et L. Weisbord, « How to Design Flexural Hinges », *Machine Design*, pp. 151–156, novembre 1965.
- [Phy06] Physik Instrumente, « <http://www.physikinstrumente.com> », 2006.
- [POA06] POA, « <http://www.poa-project.com> », Power Optimized Aircraft, 2006.
- [Pon83] C. L. Pond et C. E. Wyllie, « Test results of a unique high power electric motor actuator designed for space shuttle applications », dans *IEEE Proceedings*, National Aerospace and Electronics Conference, USA, mai 1983.
- [Pos01] M. Posi et T. King, « Piezoelectric Actuator in Micropositioning », *Engineering Science and Education Journal*, pp. 33–36, février 2001.
- [Ren04] A. Renotte, J. Duval et B. Nogarède, « Electroactive Wing : Towards Novel Actuation Concepts », dans *Actuator 2004 Proceedings*, 9th International Conference on New Actuators, Bremen, Allemagne, juin 2004.
- [Rou07] J.-F. Rouchon, *Actionneurs à interaction de contact : du phénomène physique d'interaction vibration/frottement à la recherche de structures de conversion d'énergie piézoélectriques innovantes*, Habilitation à diriger des recherches, LAPLACE-INPT-ENSEEIH, décembre 2007.

-
- [Sag01] A. Sagansan, « La Technologie piezo et les besoins aéronautiques », dans *Magelec 2*, INPT-ENSEEIH, Toulouse, décembre 2001.
- [Sal00] J. Salanson, *Motorisations piézoélectriques à fonctionnement quasirésonnant ou quasistatique : analyse des contraintes d'alimentation et expérimentation de structures innovantes*, Thèse de doctorat, LEEI-INPT-ENSEEIH, décembre 2000.
- [Sas82] T. Sashida, « A prototype ultrasonic motor-principles and experimental investigations », dans *Applied Physics*, vol. 51, pp. 713–733, 1982.
- [Sci78] F. E. Scire et E. C. Teague, « Piezodriven 50 μm Range Stage with Subnanometer Resolution », *Review of Scientific Instruments*, vol. 49, pp. 1735–1740, décembre 1978.
- [Seb04] G. Sebald, *Nouveaux monocristaux à forte conversion piézoélectrique : croissance, modélisation et caractérisation*, Thèse de doctorat, INSA Lyon, septembre 2004.
- [SG06] Saint-Gobain, « Céramiques piézoélectriques », Rapport technique, Saint-Gobain Quartz, 2006, <http://www.quartz.saint-gobain.com>.
- [She99] S. Sherrit, G. Catoi et B. K. Mukherjee, « The Characterisation and Modelling of Electrostrictive Ceramics For Transducers », dans *Ferroelectrics*, vol. 228, 1999.
- [Shi07] Shinsei Corporation Inc, « <http://www.shinsei-motor.com/English/index.html> », 2007.
- [Smi92] S. T. Smith, *Foundations of Ultraprecision Mechanism Design*, vol. 2, Gordon and Breach Science Publishers, 1992, ISBN 2884490019.
- [Szl06] W. Szlabowicz, *Contribution au dimensionnement et à la réalisation d'actionneur piézoélectrique à rotation de mode fort couple pour applications aéronautiques*, Thèse de doctorat, INPT, novembre 2006.
- [Tec04] A. Technology, « "More Electric" Control Surface Actuation - A380 and Beyond », *Aircraft Technology Engineering & Maintenance*, octobre/novembre 2004.
- [Thi06] F. Thielemans et P. E. Filippi, « Piezoelectric Motors for Aerospace Application », dans *7th National Congress on Theoretical and Applied Mechanics*, Mons, Belgique, mai 2006.
- [Thy07] ThyssenKrupp, « <http://www.thyssenfrance.com/> », 2007.
- [Til06] H. Tillois, « L'avion "plus électrique" rempli ses objectifs », *Air & Cosmos*, vol. 2040, 2006.
- [Tim68] S. Timoshenko, *Résistance des matériaux : théorie élémentaire et problèmes*, vol. 1,2, Dunod, 1968.
- [TiN07] TiNi Alloy Company, « <http://www.tinialloy.com> », 2007.
-

- [Tor05] M. Torabzadeh-Tari, *Analysis of Electro-Mechanical Actuator Systems in More Electric Aircraft Applications*, Thèse de maître, Royal Institute of Technology, Department of Electrical Engineering, Stockholm, Suède, 2005.
- [Tor06] M. Torabzadeh-Tari, L. Austrin, M. Larsén et G. Engdahl, « Optimization and Characterisation by Finite Element Method of an Electromechanical Actuator for More Electric Aircraft Applications », dans *Actuator 2006 Proceedings*, 10th International Conference on New Actuators, Bremen, Allemagne, juin 2006.
- [vdB02] D. van den Bossche, « The Evolution of the Airbus Primary Flight Control Actuation Systems », dans *3rd International Fluid Power Conference*, mars 2002.
- [vdB04] D. van den Bossche, « More Electric Control Surface Actuation, A Standard for Next Generation of Transport Aircraft », dans *More-Electric Aircraft Conference*, Royal Aeronautical Society, Londres, avril 2004.
- [Wei65] W. D. Weinstein, « Flexural Pivot Bearings », *Machine Design*, pp. 150–157, juin 1965.
- [Wil00] W. Wilkie, J. High, P. Mirick, R. Fox, B. Little, R. Bryant, R. Hellbaum et A. Jalink, « Low-Cost Piezocomposite Actuator for Structural Control Applications », dans *Proceedings*, SPIE's 7th International Symposium on Smart Structures and Materials, Newport Beach, CA, USA, mars 2000.
- [Wil04] M. L. Wilbur et W. K. Wilkie, « Active-twist rotor control application for UAVs », Rapport technique, NASA, 2004.
- [Xu96] W. Xu et T. King, « Flexure Hinges for Piezoactuator Displacement Amplifier : Flexibility, Accuracy and Stress Considerations », *Precision engineering*, vol. 19, pp. 4–10, 1996.
- [Zie06] N. Ziegler, *Etude et réalisation d'un actionneur électrique linéaire polyentrefer à haute performance massique pour application aéronautique*, Thèse de doctorat, Université Montpellier 2, 2006.