



HAL
open science

SUSPENSION MAGNETIQUE POUR VOLANT D'INERTIE

Fabien Faure

► **To cite this version:**

Fabien Faure. SUSPENSION MAGNETIQUE POUR VOLANT D'INERTIE. Sciences de l'ingénieur [physics]. Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG, 2003. Français. NNT: . tel-00383510

HAL Id: tel-00383510

<https://theses.hal.science/tel-00383510>

Submitted on 14 May 2009

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

A Virginie, Benoît

et les autres ...

Remerciements

Les travaux présentés dans ce rapport sont le fruit d'une collaboration entre le Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble et le Laboratoire Systèmes et Applications des Technologies de l'Information et de l'Energie antenne de Bretagne de L'ENS de Cachan.

En premier lieu, je tiens à remercier :

- Monsieur Jean Paul Yonnet, Directeur de recherche CNRS au Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble, responsable de l'équipe matériaux magnétiques, qui m'a fait l'honneur de présider mon jury de thèse.
- Monsieur Bernard Multon, Professeur des Universités à l'école Nationale Supérieure de Cachan et Monsieur Jan Sandtner, Directeur de Recherche à l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, pour avoir accepté d'être rapporteur et pour les remarques qu'ils ont apportés.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur Jérôme Delamare, Maître de Conférence à l'Université Joseph Fourier et Monsieur Marcel Ivanès, Professeur des Universités à l'Institut National Polytechnique de Grenoble qui ont co-encadré ce travail. Pendant ces trois années de thèse, j'ai eu le plaisir d'être guidé par Jérôme. Je le remercie vivement pour la confiance qu'il m'a témoigné, pour sa disponibilité, son soutien scientifique, les nombreuses relectures et toutes les discussions que nous avons partagées, sans oublier sa patience et sa bonne humeur. Il m'a offert d'excellentes conditions pour travailler dans une ambiance particulièrement agréable et motivante.. Je dois aussi remercier Orphée Cugat, sans qui certains jours au laboratoire seraient bien tristes et sans qui les articles rédigés en anglais seraient incompréhensibles.

Je voudrais aussi remercier toutes les personnes du LEG qui m'ont aidé dans mon travail... et j'en oublierai sûrement... :

- Daniel Tomasik, pour son aide dans mes recherches de documents et pour sa grande sympathie toujours présente.
- Monique Boizard, Danielle Collin, Elise Riado et Jacqueline Delaye qui ont toujours répondu avec le sourire aux tracasseries administratives.
- Patrick Guillot, Etienne Callegger, Patrick Eustache, Florence François (Flo), Marie Thérèse Loubinoux et Patrice Labie, pour leur aide et leur soutien dans toutes les tâches faisant appel à ces machines diaboliques que sont le PC et les stations.

- Stephane Catellani, Eric Gentil, Daniel Augier, François Blache, Jean Barbaroux et Jacques Davoine pour leur grande disponibilité et leur conseils en électronique et électromécanique.
- Claude Brun, (GiGi), pour sa gentillesse, sa disponibilité, son humour sa patience ... que dire de plus qu'il à participé sans commune mesure à la réalisation de mes prototypes et au bon déroulement de ces trois années de thèse.
- Bruno Mallet (Dr Freud), pour sa présence à mes cotés dans les moments les plus sombres comme les plus éclatants. Merci Bruno d'investir autant de ta personne afin que des thésards se sentent rassurés et qu'ils pensent que ce qu'ils font est utile et important. Et c'est promis, je suivrais ton conseil, j'éduquerai mes enfants "le moins pire possible"...

Il y a également tous mes camarades, qui m'ont permit de passer ces trois ans dans la bonne humeur. Tous d'abord la "Dream Team", Frédérique Lepoitevin (Buzz l'éclair) pour sa grande connaissance des réactions turbo nucléiques inversées et des mystères de l'univers ainsi que Damien Debeneditis (Dam's) pour ses conseils toujours avisés en voyages et sa connaissance accrue de "l'Américain"(langage endémique parlé au sud est de Corrato). Et tous les autres , Ali Abakar, Gerald Clays, Jean Daniel Arnould, Emmanuel Vinot, Vincent Leconte, Bertrand Legrand, Delphine Riu, Fleur Janet, Kerim Mekki, Olivier Defour, Armando Fonseca, Maxime Besacier, Jean Christophe Crebier, Khaled Laouamri, Victor Fernandez, Pierre-Alain Gille, Aktham Asfour, Didier Buzon, Denis Candusso, Guillaume Donnier-Valentin, Benoît Froidurot, Gilles Desbien, Alban Marino ... et j'en oublie sûrement ... qu'ils m'excusent pour cette affront.

Bien sur je tiens à remercier infiniment mon compatriote de tous temps, mon ami, mon frère , j'ai cité le grand CCM ou pour ceux qui ne le connaisse pas encore Christophe Cartier Million, avec qui nous avons passé depuis la maternelle des moments formidables. Merci aussi bien de ton aide pour ce manuscrit que pour tous les moments qui nous faisaient oublier que nous étions au boulot.

Evidement, que serait cette thèse sans l'appuis titanesque, que dis-je, incommensurable, que j'ai reçu de toi. Toi, Virginie, qui successivement pendant ces trois années à été ma concubine, ma femme puis la mère de mon enfant. Ton aide, ton soutien, ta disponibilité et ta bonne humeur m'ont permit de tenir bon durant ces trois années de dur labeur. Cette période restera gravée dans mon cœur par la multitude de souvenir qu'elle à générée en moi et car elle symbolise la fin de notre vie d'étudiant. Merci aussi à benoît, pour m'avoir prêté le jour de ses deux ans afin que je soutienne cette thèse.

Enfin, merci à mes parents qui m'ont toujours soutenu dans mes études et m'ont ainsi donné la chance d'en arriver là.

SOMMAIRE GENERAL

Sommaire Général

<i>Introduction</i>	3
<i>Chapitre 1 : Présentation du projet</i>	7
1.1 Analyse des besoins	7
1.2 Dispositifs de stockage de l'énergie électrique	11
1.2.1 Les barrages hydroélectriques	11
1.2.2 L'air comprimé en réservoir souterrain	12
1.2.3 Les batteries électrochimiques	12
1.2.4 Les inductances supraconductrices	13
1.2.5 Les super capacités (ou ultra capacités)	13
1.2.6 Les volants d'inertie	14
1.2.7 Comparaison entre les solutions présentées	14
1.3 Historique des volants d'inertie	16
1.4 Principe de fonctionnement	19
1.5 Solutions à variation d'inertie	22
1.6 Constitution d'un dispositif de stockage électromécanique	22
1.6.1 Le volant d'inertie	23
1.6.2 Le moteur / générateur	25
1.6.3 La suspension	28
1.6.4 La structure de confinement	29
<i>Chapitre 2 : Détermination d'une suspension</i>	33
2.1 Les roulements à billes	33
2.2 Les paliers hydrodynamiques	34
2.3 Introduction à la lévitation magnétique	35
2.4 Domaines d'utilisation	39
2.5 Applications des suspensions magnétiques	41

2.6 Les différents types de palier magnétique	43
2.6.1 Les suspensions magnétiques passives	43
2.6.1.1 Les paliers à aimants permanents	43
2.6.1.2 Les paliers à réluctance variable	45
2.6.2 Les suspensions magnétiques actives	46
2.7 Choix du type de suspension à mettre en œuvre	47
2.7.1 Solution diamagnétique	48
2.7.2 Utilisation de la stabilisation gyroscopique	48
2.7.3 Lévitiation à l'aide des courants induits	48
2.7.4 Paliers supraconducteurs	49
2.7.5 Palier tout actif à axe de rotation horizontal	49
2.7.6 Palier tout actif à axe de rotation vertical	50
2.7.7 Couplage d'un palier radial actif avec un palier axial passif	51
2.7.8 Couplage d'un palier radial passif avec un palier axial actif	51
2.7.9 Couplage d'un palier axial actif avec des roulements centreurs	52
2.8 Constitution de la suspension envisagée	53
2.8.1 Choix de la butée	53
2.8.2 Contrôle de l'instabilité	55
2.8.2.1 Butée du type haut parleur	55
2.8.2.2 Butée à géométrie parallèle	55
2.8.2.3 Butée à géométrie série	56
2.8.2.4 Butée à géométrie mixte	57
2.8.3 Choix de la géométrie finale de la butée	59
2.8.4 Choix du centreur utilisé	59
2.8.4.1 Centreur à aimants permanents	59
2.8.4.2 Centreur à réluctance variable	60
2.9 Conclusion sur la géométrie choisie	61
<i>Chapitre 3 : Etude statique de la suspension</i>	65
3.1 Principe de fonctionnement de la suspension	65
3.2 Caractéristiques non transitoires	67
3.2.1 Définitions des forces et des raideurs	67
3.2.2 Calcul analytique des paliers à réluctance variable	71
3.2.3 Stabilité angulaire d'un tel palier	74
3.2.4 Caractérisation des paliers à l'aide des éléments finis	76
3.2.4.1 Détermination des caractéristiques axiales	77
3.2.4.2 Détermination des caractéristiques radiales	79
3.2.5 Modèle simple du palier	81

3.3	Modélisation des régimes transitoires	82
3.3.1	Modèle analytique	82
3.3.2	Etude indicielle	83
3.4	Mise en place des solutions de contrôle	86
3.4.1	Capteur de vitesse	86
3.4.2	Capteur de position	87
3.4.3	Correcteurs utilisés	91
3.4.3.1	Le correcteur Proportionnel - Dérivé	91
3.4.3.2	Le correcteur instable	92
3.5	Validation du modèle	95
3.5.1	Mesures réalisées sur le prototype	95
3.5.2	Validité du modèle prenant en compte les courants induits	97
3.6	Conclusion	98
 <i>Chapitre 4 : Etude dynamique de la suspension</i>		 101
4.1	Essais expérimentaux	101
4.1.1	Motorisation	102
4.1.1.1	Entraînement mécanique	102
4.1.1.2	Entraînement asynchrone sans contact	103
4.1.2	Passage des fréquences de résonance	105
4.1.3	Montée en vitesse	108
4.2	Analyse du comportement dynamique	109
4.2.1	Modes de résonance	109
4.2.2	Influence de la géométrie du rotor sur la stabilité	110
4.2.3	Fréquence de rotation et courants induits	112
4.2.3.1	Description du phénomène	112
4.2.3.2	Mise en équation des instabilités dues aux amortissements	114
4.2.3.3	Estimation des paramètres d'amortissement	117
4.3	Tentative de stabilisations	121
4.3.1	Modifications légères de la topologie	121
4.3.2	Mise en place d'un amortisseur	123
4.3.3	Modification du mode de contrôle commande	126
4.3.3.1	Modification des raideurs afin de passer les résonances	126
4.3.3.2	Amortissement par raideur variable	126
4.3.3.3	Amortissement par couplage d'axes	128
4.4	Conclusion	132

<i>Conclusion générale</i>	<i>137</i>
<i>Perspectives</i>	<i>139</i>
<i>Références</i>	<i>147</i>
<i>Annexes</i>	<i>153</i>

INTRODUCTION

Introduction

La recherche dans l'amélioration des systèmes de stockage d'énergie, que ce soit au niveau des rendements, des procédés de fabrication ou de la réduction des coûts, a toujours porté les prospectives dans les limites de la connaissance technologique. La veille y est féroce puisque les applications qui y sont générées répondent à des besoins dont les enjeux sont très importants.

La volonté de réaliser un système de stockage d'énergie électromécanique a été initiée par la nécessité de disposer d'un dispositif écologiquement satisfaisant et économiquement viable. Pour ce faire, il fallait se procurer de plusieurs sous ensembles qui une fois assemblés réalisaient un moyen capable d'absorber et de restituer de l'énergie (moteur - générateur) et entre temps de la stocker (paliers plus volant d'inertie). Le tout, évidemment, en offrant un rendement important.

Les suspensions magnétiques, qui réalisent le remplacement d'un moyen de guidage mécanique par un système de guidage magnétique, permettent théoriquement d'obtenir des pertes beaucoup plus faibles que les paliers standards. Elles sont donc des candidates parfaites pour réaliser le maintien et le guidage du volant de stockage. Le sujet de cette thèse porte donc sur l'étude et la faisabilité d'une suspension magnétique à très faible coût de revient et à faible consommation énergétique. Ceci dans le but de proposer une solution innovante pour remplacer, soit des roulements à billes classiques, soit des paliers magnétiques actifs chers car très sophistiqués. Il est important de préciser que ces travaux sont réalisés en collaboration avec l'antenne de Bretagne de L'Ecole Normale Supérieure de Cachan.

Le chapitre I de ce travail a pour mission de présenter l'origine de ce projet et de manière plus générale l'utilité du stockage d'énergie ainsi que les principaux systèmes mis en œuvre actuellement. Nous présenterons par la suite les différents sous systèmes qui constituent un dispositif de stockage d'énergie par volant d'inertie.

Le chapitre II vise quand à lui à faire un état de l'art sur les divers moyens de sustentation magnétique. Nous y présentons les avantages et les inconvénients des différents types de suspensions tout en s'attachant particulièrement à celles dont la consommation est la plus faible. En conclusion nous présentons la géométrie qui a été retenue et dont les caractéristiques avantageuses nous intéressent particulièrement.

Le chapitre III sera lui consacré à l'étude statique de la suspension choisie dans le chapitre deux. Nous commencerons par détailler son fonctionnement ainsi que les grands principes généraux qui régissent sa stabilité. Par la suite, nous entrerons plus en détail dans les calculs qui nous permettent de caractériser la suspension puis nous en établirons le modèle. Ce chapitre se poursuivra par la détermination de différentes solutions d'asservissement nécessaire au maintien de la suspension dans une position stable. Cette dernière partie nous sera utile pour clôturer ce chapitre en réalisant la validation des modèles que nous avons développés.

Le chapitre IV, débute par une expérimentation du prototype de suspension réalisée. Les différents moyens mis en œuvre sont détaillés et les résultats de mesures présentés. Une analyse du comportement dynamique de la suspension a été menée pour comprendre et tenter d'expliquer l'apparition de phénomènes déstabilisants lors de la mise en rotation. Des solutions pouvant être utilisées pour assurer la stabilisation de la suspension lors de la montée en vitesse seront ensuite présentées.

La conclusion de ce présent travail, mettra alors un peu en évidence les différents points intéressants que nous avons voulu faire ressortir et se terminera par quelques propositions d'évolutions.

CHAPITRE 1

Chapitre 1 : Présentation du projet	7
1.1 Analyse des besoins	7
1.2 Dispositifs de stockage de l'énergie électrique	11
1.2.1 Les barrages hydroélectriques	11
1.2.2 L'air comprimé en réservoir souterrain.....	12
1.2.3 Les batteries électrochimiques	12
1.2.4 Les inductances supraconductrices.....	13
1.2.5 Les super capacités (ou ultra capacités)	13
1.2.6 Les volants d'inertie.....	14
1.2.7 Comparaison entre les solutions présentées	14
1.3 Historique des volants d'inertie.....	16
1.4 Principe de fonctionnement.....	19
1.5 Solutions à variation d'inertie	22
1.6 Constitution d'un dispositif de stockage électromécanique.....	22
1.6.1 Le volant d'inertie.....	23
1.6.2 Le moteur / générateur	25
1.6.3 La suspension.....	28
1.6.4 La structure de confinement.....	29

Chapitre 1 : Présentation du projet

L'énergie électrique est depuis très longtemps traitée comme une denrée de consommation courante. Elle est omniprésente, transparente et circule autour de nous afin d'être utilisée rapidement, facilement et dans la plupart des cas à moindre frais. Mais bien souvent, la production de cette énergie est très délocalisée par rapport à son utilisation. Il convient alors de la générer, de la transporter, de la convertir et si besoin est, de la stocker. Ce processus pouvant se répéter de nombreuses fois avant l'utilisation finale. Le projet qui a été mené durant cette thèse, est une collaboration entre le LESiR (UPRESA 8029) à l'antenne de Bretagne de L'Ecole Normale Supérieure de Cachan et le Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble. L'objectif étant de réaliser un dispositif de stockage d'énergie électromécanique pour des applications stationnaires, à longue durée de vie et à bas coût de type production d'électricité photovoltaïque ou éolienne raccordée ou non au réseau [GER01]. Deux autres thèses se sont déroulées autour de ce projet, l'une en mécanique sur l'optimisation mécanique, notamment en fatigue, des parties tournantes [KER01], l'autre en électrotechnique sur le moteur - générateur, son alimentation et son contrôle [BER01].

1.1 Analyse des besoins

Le problème le plus épineux est la disparité de la consommation d'électricité nationale au cours d'une journée [Figure I - 1]. Il en ressort que la consommation minimum représente quasiment la moitié du pic maximum. Au niveau des consommateurs ce rapport est souvent supérieur à 10. Hors, le réseau de transport de l'énergie ainsi que les moyens de production, sont dimensionnés en fonction des pics de consommation et non pas de la moyenne journalière. Un lissage de la consommation permettrait d'utiliser les installations de transports et de production actuelles pendant encore de nombreuses années, sans immédiatement se soucier de l'augmentation annuelle de la consommation moyenne. En effet, le phénomène « heure de pointe » qui caractérise la consommation des ménages français conduit à un surdimensionnement du parc de centrales qui peut être évalué au minimum à 20% de la capacité de production, soit l'équivalent de 5 à 10 tranches nucléaires. De plus, le lissage de la consommation au niveau du réseau de distribution finale permettrait soit de réduire la puissance apparente installée soit de mieux exploiter le réseau existant.

L'adoption généralisée de ce système aurait pour effet de convertir une part du besoin de réinvestissement dans le renouvellement des centrales nucléaires en un investissement dans les accumulateurs domestiques. La production des centrales nucléaires ne pouvant pas varier rapidement, ces dernières sont amenées à produire de l'eau chaude pendant des périodes assez significatives. Il en résulte une baisse de rendement, soit une consommation de combustible et une production de déchets radioactifs inutiles. L'utilisation de ce principe d'accumulateurs domestiques, en régulant la consommation, aurait pour effet d'améliorer ce rendement. Il serait ainsi possible d'initier une nouvelle branche de production industrielle dont les produits seraient d'un emploi universel. Ceci signifierait que si le pays initiateur savait gérer correctement son avance, il pourrait en tirer des avantages économiques importants à l'exportation et pour l'emploi.

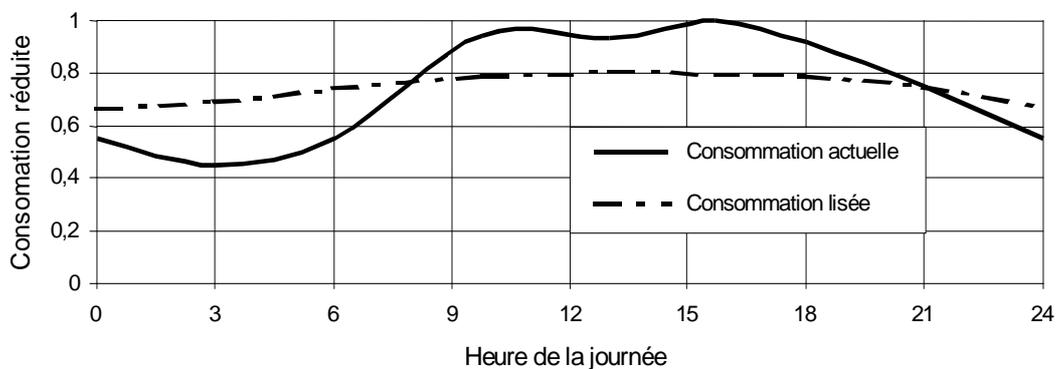


Figure I - 1 : Consommation d'électricité moyenne journalière

La deuxième raison qui a initiée ce projet, découle de la production d'électricité au sein de sites isolés à l'aide d'énergies renouvelables naturellement très fluctuantes. Il existe de nombreux moyens alternatifs de production d'électricité qui utilisent uniquement des ressources naturelles inépuisables tel que le vent (éoliennes), le rayonnement solaire (panneaux solaires) ou la géothermie. Tous ont des particularités de production bien caractéristiques. Les éoliennes sont dépendantes du vent et les panneaux solaires ne fonctionnent que pendant la journée et sous certaines conditions d'ensoleillement. Bien que l'on puisse combiner ces productions à de petits générateurs diesel, le but étant d'utiliser des ressources non polluantes, la nécessité d'un stockage de l'énergie électrique prend là toute son ampleur. De plus, l'adoption d'un tel système favoriserait le développement des filières exploitant le vent, le soleil, la houle disposés en parallèle à la fourniture par le réseau électrique, donc d'une façon régulée. En prévoyant un niveau suffisant de la capacité locale de stockage (quelques kWh accumulés par ménage), la complémentarité du nucléaire et des énergies renouvelables se démontre d'elle même : sûreté d'approvisionnement pour l'un, économie de combustibles et donc de déchets à retraiter pour l'autre. La moyenne faite par l'accumulateur est un optimum et cette option de récupération des énergies renouvelables permettrait un financement partiel de l'investissement à terme.

L'adoption d'un tel système d'accumulateurs domestiques permettrait à un producteur et distributeur d'énergie électrique d'optimiser son exploitation. Car jusqu'à présent, une telle démarche était considérée comme impossible du fait de l'inadéquation entre les dispositifs de stockage existants et la démarche envisagée. Il semblerait donc que les accumulateurs d'énergie électromécaniques répondent parfaitement à ce besoin, ce qui justifie d'effectuer des recherches et développements dans ce domaine. Après analyse des besoins actuels, nous avons finalement retenu les applications suivantes et réalisé une évaluation des capacités énergétiques nécessaires :

1. régulation de la consommation d'un foyer (écrêtage) et/ou transfert d'énergie des périodes de faible demande (dites creuses) aux périodes de forte demande (dites pleines). Il nous semble que des unités de quelques kWh correspondent à un relatif optimum avec un temps de décharge minimal de l'ordre de l'heure. Le nombre de cycles complets journalier est de quelques unités. De cette application, découle une utilisation permettant une plus grande sécurité de l'approvisionnement en énergie et une plus grande invulnérabilité de l'ensemble d'un réseau constitué d'un très grand nombre de tels systèmes interconnectés. Un réseau de distribution de l'énergie sécurisé peut être développé à l'intérieur des habitations afin d'alimenter les appareils à mémoire programmée ou les congélateurs par exemple.
2. intermédiaire entre des génératrices éoliennes et un moteur diesel pour un site isolé. La puissance maximale est celle de l'éolienne et l'énergie accumulée dépend du temps de décharge souhaité. 10 secondes semblent suffire, mais nous pouvons envisager quelques minutes. Une batterie de 3kWh permet ainsi de remplacer totalement une éolienne de 180 kW pendant 1 minute. Le nombre de cycles par jour peut être plus important, de l'ordre de la dizaine. Cette option pose néanmoins un grave problème, car elle justifie l'emploi d'un générateur électrique de très forte puissance.
3. association avec des panneaux photovoltaïques pour un site isolé. La puissance est celle des panneaux mais la contenance dépend essentiellement de l'application envisagée. Cependant, on peut supposer qu'elle doit au moins permettre la conservation de l'énergie accumulée pendant la nuit. Le nombre de cycle complet journalier est supposé de 1.

Ces différentes possibilités sont toutes stationnaires, et imposent, a priori, des contraintes moins sévères en terme d'encombrement ou de poids que celles des applications embarquées. Les batteries électromécaniques sont parfois envisagées enterrées et placées au centre d'un caisson de maintien et de sécurité, généralement réalisé en béton. Les notions d'énergies volumiques et massiques perdent alors tout sens en dehors des contraintes de manutention du dispositif et des contraintes techniques imposées sur les éléments du système. Afin de décrire à un utilisateur non averti le système, nous avons fait ressortir les

paramètres qui nous semblent les plus importants. Ils sont représentatifs des grandeurs généralement exprimées. Voici donc notre cahier des charges:

1. La **capacité** de stockage : elle représente la quantité d'énergie disponible lorsque l'accumulateur est totalement chargé. Dans le cas d'une utilisation domestique restreinte (sans chauffage) et dans des conditions d'isolement ou la production d'électricité n'est pas qu'épisodique (plus de quelques heures par jour), cette capacité est évaluée autour de 3 kWh .
2. La **puissance** disponible : c'est ce paramètre qui fixe la constitution et la taille du moteur/générateur. Il est généralement exprimé à l'aide d'une valeur moyenne ainsi qu'une valeur crête. Dans notre cas, ces valeurs sont confondues et estimées à 6,5 kilowatts. Les applications visées par notre projet n'ayant pas besoin de pics d'énergie ponctuels très intenses, ce niveau de puissance permet le fonctionnement de la plupart des appareils domestiques ou de la vie courante.
3. Le **rendement** : Pour être réellement concurrentiel, le rendement global doit être bon. Nous envisageons un rendement global de l'ordre de 75%, pour une durée de stockage de 24h et pour un seul cycle de charge ou de décharge. Ceci impose à la chaîne de transfert de puissance d'être optimisée pour minimiser les pertes lors du passage de l'énergie ainsi que des pertes par auto décharge des plus limitées. Cet aspect de conservation de l'énergie est un point crucial si l'application visée est du lissage de consommation journalière. Pour une utilisation couplée avec des moyens de production d'énergie renouvelable, ce paramètre est moins sensible.
4. La **durée de vie** : L'investissement initial étant nécessairement plus important qu'une solution constituée de batteries chimiques, il convient donc d'envisager un amortissement sur une longue période: 10 ou 20 ans afin d'utiliser au mieux les caractéristiques de cyclabilité du composant. Ainsi, une durée de vie de 100 000 cycles, permet d'assurer plus de 10 cycles complets par jour pendant 20 ans. D'autre part, toujours dans un but de rentabilité, le coût de maintenance et d'exploitation doit être aussi faible que possible.
5. Le **prix** de vente : Il nous semble évident, à l'instar de la plupart des applications actuellement commercialisées, que les diverses fonctions nécessaires pour concevoir un accumulateur d'énergie doivent être intégrées dans un ensemble cohérent, adapté au cahier des charges, permettant de minimiser les différents coûts de réalisation. Mais ce critère reste l'argument primordial qui va conditionner la pénétration de cet accumulateur électromécanique sur le marché des dispositifs de stockage d'énergie. Sans pour autant avoir fait de réelles études au préalable, son prix de revient en usine a été envisagé à moins de 1000 € pour une production continue de 1000 unités par jour. Ce qui fixerait le

prix de commercialisation aux abords de 1500 € soit 0,5 €/Wh contre 0,15 €/Wh pour des batteries au plomb, mais avec une durée de vie sans commune mesure et donc un coût plus faible sur une vie complète en fort cyclage.

6. L'aspect **écologique** : Bien que ce paramètre ne constitue pas une réelle description des possibilités du système, le caractère écologique du produit (matériaux aisément recyclables) est un argument de vente très fort. Si nous prenons l'exemple des pays nordiques (Suède, Norvège), une certaine frange de la population préfère payer plus cher une énergie propre plutôt que de continuer à polluer le pays. La dimension psychologique n'est donc pas négligeable dans ce type de produits à vocation écologique.

1.2 Dispositifs de stockage de l'énergie électrique

L'électricité n'est pas une forme d'énergie facile à stocker. Pour palier à cela, il existe de nombreuses façons de stocker de l'énergie, sous une forme quelconque, transformable dans un second temps en électricité. De plus, la plage d'utilisation des systèmes électriques est aujourd'hui très large. Et les moyens de stockage ont des capacités d'accumulation de quelques mWh à plusieurs centaines de MWh. Dressons un inventaire des situations que l'on peut communément rencontrer.

1.2.1 Les barrages hydroélectriques

Les barrages sont en général plutôt considérés comme un moyen de production d'énergie et non comme un moyen de stockage bien que ce soit la fonction principale de certains d'entre eux. Mais ils sont actuellement les moyens de stockage qui ont les plus grandes capacités (plusieurs GWh). Ils accumulent de l'énergie potentielle sous forme d'eau dans un réservoir et ont de plus la faculté d'être quasiment non polluant. Prenons le cas de deux retenues d'eau en cascade, celle placée en amont peut être considérée comme un accumulateur. De l'eau pompée dans le barrage aval viendra augmenter l'énergie potentielle de la retenue amont [Figure I - 2]. Le rendement associé à ces techniques est en général assez bon et de l'ordre de 75%. Des cavités souterraines peuvent être utilisées de la même. La capacité de stockage dépend de deux paramètres: la hauteur de chute (H) et le volume d'eau (V). On obtient la formule suivante : $E = \rho \cdot V \cdot g \cdot H$, où E représente l'énergie, ρ la masse volumique et g l'accélération de la pesanteur. Le graphique ci dessous exprime le volume d'eau nécessaire à une hauteur donnée pour stocker 6 MWh.

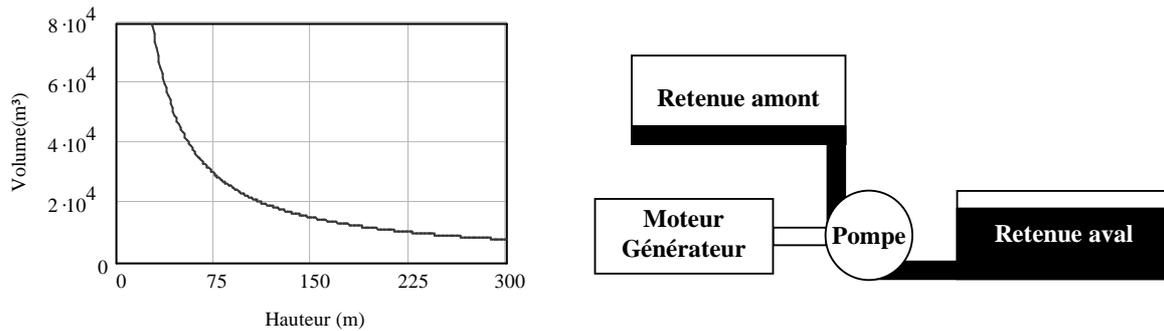


Figure I - 2 : Stockage Hydroélectrique

1.2.2 L'air comprimé en réservoir souterrain

Cette méthode est parfois utilisée dans des roches non poreuses. De l'air sous pression est accumulé dans des cavités souterraines qui deviennent ainsi des réservoirs naturels. Lorsque l'énergie est nécessaire, l'air sous pression est relâché, chauffé et détendu à travers une turbine utilisée en générateur. D'une puissance de 5 à 350 MW, ces systèmes peuvent s'implanter sur une grande partie des terres habitables. La capacité dépendra de la taille de la cavité utilisée ainsi que du taux de compression admissible. Des dispositifs de petite taille peuvent être réalisés à l'aide de réservoirs non naturels. En 1991, la première et seule installation Américaine s'est faite sous le mont McIntosh dans l'Alabama. Elle est capable de délivrer une puissance de 110 MW pendant 26 heures. L'air ambiant est comprimé dans une caverne de 255000 m^3 . Durant l'été, le système produit de l'énergie 10 heures par jour en dehors des week-ends. La compagnie qui utilise cette application recharge partiellement la caverne de stockage les nuits du lundi au vendredi et la recharge complète s'effectue le week-end. Ce système de stockage est utilisé 1700 heures par an.

1.2.3 Les batteries électrochimiques

Elle sont actuellement le symbole du stockage de l'énergie électrique. Ces dernières années, une grande part des développements mis en œuvres pour le stockage de l'énergie électrique ont été concentrés sur les batteries électrochimiques. Les technologies utilisées dans ces accumulateurs sont toutes aussi variées que les capacités d'accumulation envisageables. De la minuscule pile au lithium des montres stockant quelques milliwatts aux réseaux de batteries au plomb de plusieurs MWh, elles utilisent toutes un principe chimique pour stocker et restituer l'énergie. Leurs principaux avantages sont une réelle portabilité ainsi leur amélioration continue liée à l'effort constant de recherche effectué.

1.2.4 Les inductances supraconductrices

Ces systèmes stockent de l'énergie dans le champ magnétique créé par un courant continu parcourant une bobine faite de matériaux supraconducteurs. Afin de maintenir le conducteur dans son état supraconducteur, il convient de l'immerger dans un bain d'azote liquide ou d'hélium liquide dont la température est maintenue par un cryostat.

Comme les volants d'inertie, ces systèmes ont la faculté de pouvoir décharger la totalité de l'énergie emmagasinée, à l'inverse des batteries. Ils sont très utiles dans les applications qui nécessitent de fonctionner continuellement avec une charge et décharge totale et un très grand nombre de cycles. Ils sont aujourd'hui commercialisés dans des gammes de puissances de 1 à 100 MW. Les installations peuvent être réalisées à l'intérieur de bâtiments spécialisés, comme on peut le voir ci contre [Figure I - 3], ou enterrées.



Figure I - 3 : Stockage supraconducteur

1.2.5 Les super capacités (ou ultra capacités)

Ces éléments possèdent des caractéristiques à la fois des condensateurs et des batteries électrochimiques. Ils sont constitués de deux électrodes chargées de signes opposés, d'un électrolyte pour séparer les électrodes ainsi que d'un collecteur de courant. La conséquence directe est que la tension maximale d'utilisation se limite à quelques volts par unité, une mise en série de nombreux éléments est nécessaire pour atteindre les tensions habituelles dans les applications de puissance. La charge est en partie stockée par des ions tout comme une batterie.



Figure I - 4 : Banc de super capacités

Les recherches sur ces ultra capacités ont notamment été menées dans l'optique d'une utilisation embarquée dans un véhicule électrique [Figure I - 4]. Par exemple, elles peuvent servir de tampon d'énergie entre une pile à combustible et le système de traction. De par ce fait, elles sont déclinées de quelques dizaines de watts (actuellement commercialisées) à plusieurs centaines de kW. Elles peuvent également être utilisées pour un contrôle du facteur de puissance des réseaux électriques. L'encombrement de ces super capacités est compris entre 4 et 20 kWh/m³.

1.2.6 Les volants d'inertie

Leur principe de base est simple. Toute masse en mouvement acquiert de l'énergie cinétique. Dans un environnement particulier, cette énergie peut être conservée et restituée en fonction de la demande. Nous allons dresser l'historique de ces éléments particuliers et expliquer leur fonctionnement dans les chapitres suivants.

1.2.7 Comparaison entre les solutions présentées

Afin d'être clair, nous allons comparer uniquement des systèmes de grandeurs similaires, tant au niveau du prix que de la taille. Les barrages hydroélectriques et le stockage d'air comprimé sont tous deux des dispositifs gigantesques qui représentent des niveaux de puissance très éloignés de notre cahier des charges. Quant aux systèmes supraconducteurs, leur développement est encore à ce jour assez limité, ce qui les rend très onéreux.

Sur la Figure I - 5, plusieurs technologies de stockage différentes sont réunies. Dans un premier temps, les volants d'inertie (flywheels), sont présentés sous deux formes : conventionnelles et avancées. Le premier type est de réalisation classique, il utilise des

matériaux simples et n'est pas très avancé d'un point de vue technologique. Ces accumulateurs évoluent dans notre gamme de caractéristiques car ils sont généralement d'assez faible coût. Le deuxième type, appelé avancé, utilise des matériaux beaucoup plus chers et des éléments très élaborés. Ces systèmes sont le plus souvent des prototypes et ne sont pas destinés à une production en masse. Leur prix de revient n'est sans aucune mesure comparable à celui que l'on s'est fixé.

Ensuite, au centre de la figure, sont représentées les batteries que l'on qualifiera de classiques (électrochimiques). De la batterie au Plomb (Pb-Acide) aux dernières générations Zinc-Air (Zn-Air), elles couvrent une gamme très étendue de possibilités. Ce qui en fait les concurrentes les plus directes des batteries électromécaniques. Leur plus grand point faible étant leur faible cyclabilité. Quand aux super capacités, elles n'occupent qu'une place restreinte sur le marché des solutions de stockage. Leurs utilisations se limitent à des tampons d'énergie de courte durée.

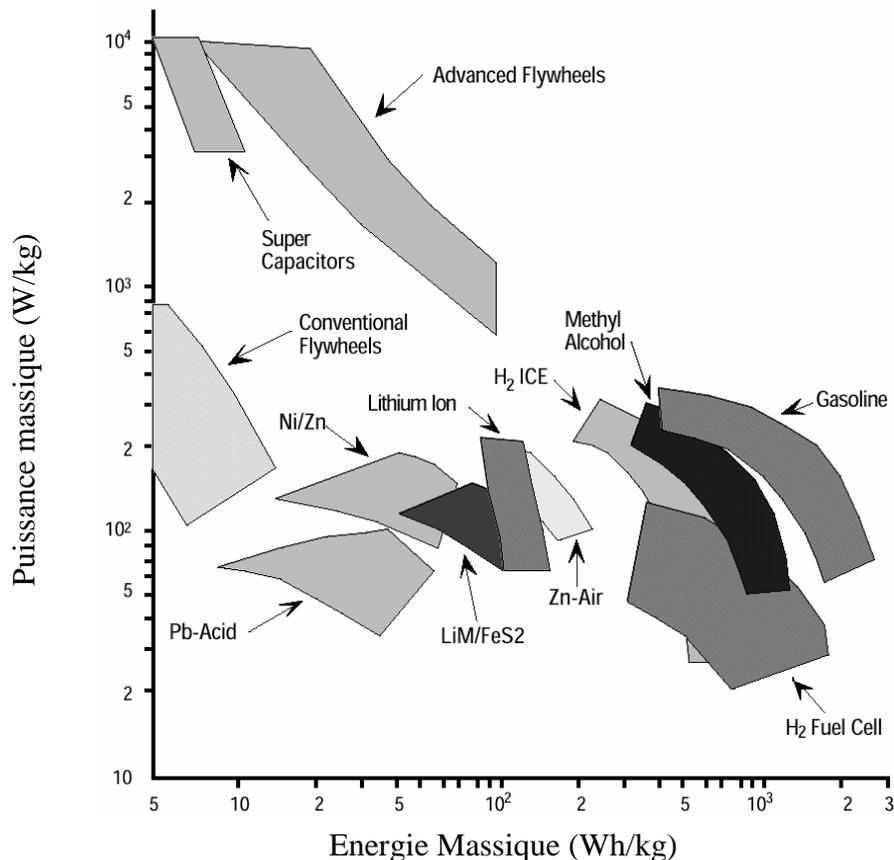


Figure I - 5 : Comparaison en terme de densités d'énergie et de puissance de différents principes de stockage

D'autres solutions sont présentées sur cette figure. Elles représentent les capacités des moteurs utilisant des énergies fossiles et des piles à combustible récentes. Dans ces derniers cas, on ne peut pas réellement parler de stockage d'énergie, mais plutôt de production. Cette

comparaison permet de replacer les systèmes présentés par rapport à ces moyens de production alternatifs.

Dans le cas des énergies fossiles, les systèmes sont polluants et utilisent des ressources qui ne sont pas inépuisables. Le côté écologique du projet n'apparaît plus dans ce cas. Mais pour les piles à combustibles, le challenge est beaucoup plus rapproché qu'il n'y paraît. A conditions d'utiliser de l'hydrogène, lui-même produit proprement, les émissions de ces piles ne sont absolument pas polluantes et préservent donc toute la dimension écologique du projet. Notre cahier des charges n'est pour l'instant pas encore susceptible d'être concurrencé par les applications des piles à combustible qui visent plus souvent la production d'énergie pour des applications embarquées. De plus, les prototypes existants ont un coût rédhibitoire pour ce genre d'applications.

1.3 Historique des volants d'inertie

Stocker de l'énergie à l'aide d'un mobile en mouvement n'est pas une idée récente. Agées d'environ 6000 ans, des "roues de potiers" ont été retrouvées en Asie mineure. Les potiers les utilisaient pour fournir un mouvement de rotation du touret plus régulier afin d'augmenter fortement la qualité et la vitesse de production des poteries (par rapport à une fabrication manuelle artisanale). Des archéologues ont révélé une roue intacte dans la ville de Jéricho (Jordanie), mettant ainsi en avant l'élaboration des paliers utilisés [Figure I - 6].



Figure I - 6 : Roue de potier trouvée à Jéricho [LEM01]

Mille ans plus tard, le rouet se voyait perfectionné par un volant qui accumulait l'énergie fournie par les jambes du fileur, améliorant ainsi l'uniformité et la continuité de l'enroulement des fibres. Le système d'accumulation était constitué d'un volant en bois portant à sa périphérie des pierres taillées qui en augmentaient l'inertie. Ralenti par de nombreux problèmes techniques (équilibrage des volants et paliers rudimentaires), l'évolution du rouet n'a été que très tardive. Le rouet du moyen âge ressemblait beaucoup à son ancêtre préhistorique.

Suite à la grande révolution industrielle, les applications comportant des volants d'inertie se sont multipliées. Des utilisations les plus concrètes: moulin, puits, machinerie de théâtre ou machines-outils, aux plus farfelues (machine à mouvement perpétuel datant de 1678) les moyens de stockage de l'énergie cinétique ont été omniprésents.

Le premier brevet déposé où l'on retrouve l'expression "volant d'inertie" date du 26 Décembre 1868 et provient de l'ingénieur mécanicien Louis Guillaume Perreaux de l'Orne (1816-1889). Il permet d'accumuler de l'énergie dans le but de lisser un mouvement de rotation. Il l'utilisera plus tard dans une invention le faisant entrer dans l'histoire : le vélocipède à vapeur, ancêtre de la motocyclette.

Tous les exemples cités précédemment utilisent un volant d'inertie pour lisser un mouvement mécanique. Mais ils sont de nos jours utilisés pour de nombreuses autres fonctions. Ce n'est que récemment que sont apparus des prototypes d'accumulateurs d'énergie cinétique, accouplés à des moteurs/générateurs électriques et capables de restituer l'énergie emmagasinée. La crise pétrolière des années 70 a augmenté considérablement l'intérêt pour les volants d'inertie qui sont alors envisagés comme moyen de réduction des besoins énergétiques :

- soit dans les véhicules, en permettant de réduire la consommation énergétique en récupérant l'énergie de freinage et en lissant le besoin de puissance demandé au moteur principal, optimisant ainsi son fonctionnement.
- soit dans le domaine de la distribution électrique urbaine en réalisant des batteries tampons de grande capacité, comparable aux réservoirs d'eau, toujours dans le but de maximiser le rendement des unités de production.

D'un point de vue pratique, c'est dans le domaine de la production d'énergie sur les sites isolés que les batteries électromécaniques ont un impact le plus direct. Par exemple, des dispositifs ont été mis en place pour alimenter des habitations clairsemées ainsi que les îles d'Ecosse et du Pays de Galle [DAV01]. Dans le premier cas, les batteries ont essentiellement un rôle de régulation du courant pour en augmenter la qualité (constance et continuité de la tension). Dans l'alimentation des îles, l'objectif principal est d'assurer qu'un maximum de l'énergie consommée soit produite par les génératrices éoliennes installées in-situ. Il s'agit donc d'accumuler l'énergie lorsque la production est supérieure à la demande. Sur l'île de Foula dans les Shetland, des réservoirs d'eau remplis par des turbines réversibles sont utilisés, donnant ainsi 2 semaines d'autonomie. Cependant la constante de temps du système est trop importante par rapport aux fluctuations du vent et de la demande. Des batteries électromécaniques sont donc envisagées pour améliorer la qualité de la fourniture lorsque la production éolienne est proche de la consommation. En dehors d'un système d'accumulation de forte capacité, l'énergie complémentaire est fournie par un réseau principal ou produite par des groupes électrogènes à moteur diesel. Pour que cette dernière association soit rentable,

ceux-ci doivent être éteints lorsque l'éolienne peut subvenir seule aux besoins. C'est alors le fonctionnement intermittent du moteur diesel qui pose des problèmes d'usure et de consommation. La présence d'une batterie intermédiaire permet de réduire sensiblement le nombre de démarrages journaliers et d'accroître la qualité du courant fourni. Une autonomie d'une dizaine de secondes à quelques minutes semble suffisante pour cela. Ainsi, l'île Fair est-elle alimentée par une éolienne de 55 kW, qui, après l'installation d'un volant d'inertie, produit 80% de l'énergie consommée (données 1987). D'autre part, l'utilisation de la batterie intermédiaire permet d'assurer la continuité de la fourniture en laissant au moteur thermique le temps de démarrer.

En 1988, un projet est proposé afin d'adapter une technologie développée pour les véhicules hybrides pour réaliser les batteries tampons associées à des panneaux photovoltaïques alimentant des phares ou des balises sur les côtes canadiennes [FLA01]. L'énergie accumulée est de 8,5 kWh. La puissance maximale du moteur - générateur est de 1000W, soit un temps de décharge minimal de 8h30. Ce temps, très supérieur à ceux envisagés pour les associations avec les éoliennes, est à mettre en correspondance avec la durée des cycles de production des panneaux, à savoir 24 heures. La durée de vie de la batterie est de 20 ans, à raison de 250 cycles complets par an.

Les applications stationnaires envisagées dans le domaine de la fourniture de courant régulé consistent essentiellement à sécuriser la distribution (fonction d'onduleur), à diminuer la puissance totale des moyens de production en les utilisant comme éléments complémentaires lors des pics de consommation (fonction d'écrêtage et de régulation) et à servir de tampon intermédiaire entre différentes technologies de production (turbines éoliennes et groupes électrogènes à moteur diesel par exemple). Cette dernière implique aussi des aspects de sécurisation et de régulation. Ces applications se différencient aussi par les ordres de grandeurs en capacités et en puissances envisagées.

En 1996, une évaluation des technologies envisageables pour sécuriser la fourniture en courant d'une usine ou d'une région est réalisée pour un distributeur d'électricité de la région de New York (Niagara Mohawk Power Corporation) [SCH02]. Les capacités envisagées sont respectivement de 10 MW pour 8 kWh (protection de l'usine) et de 100 MW pour 250 MWh (8 heures de coupure sur la région). Ils envisagent aussi l'écrêtage de la consommation pendant 30 jours d'hivers, soit une accumulation de 550 MWh pour une puissance de 19MW. Ce dispositif doit éviter la construction de nouvelles usines et de nouvelles lignes de distribution. Les batteries électromécaniques semblent constituer une solution acceptable pour les deux premières applications, en association avec des générateurs diesel dans le second cas.

De très nombreuses applications existent dans bien d'autres domaines. Les plus connues sont les applications embarquées. Dans le domaine du spatial, les volants d'inertie

sont implantés en remplacement des batteries classiques afin d'améliorer la longévité des satellites. Ils sont aussi utilisés pour les mouvements de ces mêmes satellites. Grâce au couple gyroscopique créé par la rotation du volant, le satellite peut être incliné dans les deux plans perpendiculaires au mouvement de rotation. L'exemple commun le plus proche est la roue de vélo qui maintient le vélo droit lorsqu'elle tourne. Lorsqu'ils sont implantés dans des véhicules électriques terrestres (transports en commun, automobiles), les volants d'inertie sont utilisés là aussi, en remplacement ou en complément des batteries au plomb classiques. Cet axe de recherche est encore aujourd'hui générateur de nouveaux projets.

Après avoir fait un rapide point sur les applications existantes, étudions maintenant le principe de fonctionnement des accumulateurs d'énergie cinétique.

1.4 Principe de fonctionnement

L'énergie E , emmagasinée par un système tournant à une vitesse de rotation ω et de Moment d'inertie J , s'exprime par :

$$E = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 = \iiint \frac{1}{2} \cdot V^2 \cdot dm \quad \text{avec} \quad V = \omega \cdot R$$

On remarque que lorsqu'on intègre sur le volume, la densité d'énergie la plus importante se situe dans les éléments de masses dm situés à la périphérie du système en rotation. La vitesse tangentielle V étant proportionnel à ω et au rayon R . Dans le cas d'un cylindre à parois minces (anneau de faible épaisseur), toutes les masses élémentaires sont à la vitesse maximale. A une densité massique ρ constante, la vitesse périphérique maximum est fixée par la limite de rupture du matériau. La contrainte tangentielle σ vaut alors :

$$\sigma = \rho \cdot V^2 = \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2$$

La résistance mécanique de la structure du cylindre impose une vitesse maximum de :

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{\sigma_{\max}}{\rho}}$$

Et donc, si l'on s'intéresse à la densité d'énergie :

$$\frac{E_{\max}}{m} = \frac{1}{2} \cdot V_{\max}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{\max}}{\rho}$$

D'où, contrairement à ce que l'on pourrait penser, pour un poids fixe la capacité maximale de stockage d'un tel accumulateur n'est pas obtenue avec un matériau de forte

densité, mais au contraire avec des matériaux qui combinent faible densité et forte résistance à la rupture. Pour minimiser l'encombrement, le but sera donc d'obtenir un matériau avec une limite de résistance σ_{\max} la plus élevée possible.

Parfois les volants d'inertie ont des formes plus exotiques qu'un anneau de faible épaisseur. La densité d'énergie s'exprime alors à l'aide du facteur de forme **Kf**. Ce qui modifie l'équation précédente sous la forme :

$$\frac{E_{\max}}{m} = Kf \cdot \frac{\sigma_{\max}}{\rho}$$

La valeur de **Kf** provient de la forme géométrique du mobile en rotation. Pour un volant d'inertie, il reflète l'optimisation de l'emploi des matériaux. Sur le volume, les contraintes mécaniques appliquées ne sont pas réparties de façon égalitaire. Mis à part pour le disque iso contrainte, qui n'existe que sur le papier (il doit être de rayon infiniment grand), ce coefficient est inférieur à un. Les formes les plus communément rencontrées sont les suivantes [Figure I - 7]:

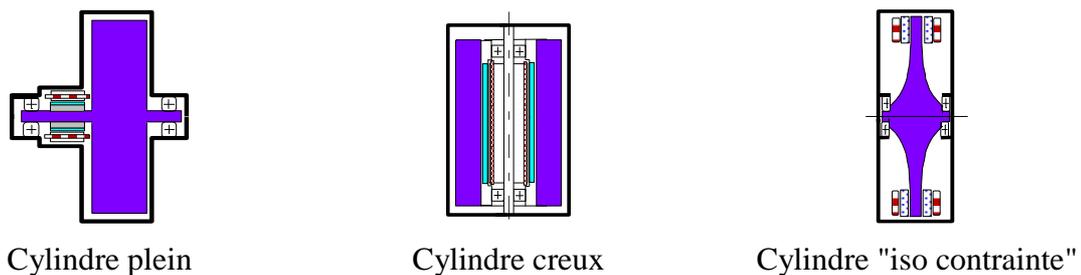


Figure I - 7 : Différentes formes de volants [KER01]

Afin d'avoir une idée des ordres de grandeur de **Kf**, nous avons répertoriés les formes classiques de volants d'inertie [Figure I - 8] :

Formes du rotor :	Kf
Disque plat percé	0,305
Barre mince	0,333
Jante avec rayons	0,4
Anneau mince	0,5
Barre profilée	0,5
Disque plein	0,606
Disque iso contrainte	1
Disque iso contrainte modifié	0,931

Figure I - 8 : Coefficients de forme

A ce coefficient de forme, il faut rajouter une marge de sécurité. Cette marge va dépendre de l'application visée. Pour un système soumis à peu de contraintes d'encombrement, une marge de sécurité de 70% semble correcte. Mais dans le cas de contraintes beaucoup plus sévères une marge de 20% est minimum. De plus la constitution du volant va elle aussi entrer en compte dans le calcul de la marge. Les matériaux métalliques seront plus sensibles au vieillissement que les matériaux composites. Nous nommerons ce coefficient **Cs**. En outre, la fatigue, liée aux nombres de cycles de charges-décharges, joue un rôle important sur le choix de ce coefficient de sécurité [KER01].

La dernière limitation provient du taux de restitution de l'énergie. En donnant son énergie cinétique, le mobile en rotation diminue sa vitesse de rotation. Il apparaît alors une vitesse limite, en dessous de laquelle le système ne peut plus fournir la puissance demandée. Cette limitation est très dépendante du générateur utilisé. Malgré cela un coefficient de restitution **Cr** peut être fixé par approximation. Il représente le rapport entre les vitesses de rotation maximum et minimum: c'est la profondeur de décharge. Un **Cr** de 0,2 semble communément observé dans les divers accumulateurs électromécaniques rencontrés.

Nous obtenons donc la densité d'énergie suivante :

$$\frac{E_{\max}}{m} = (1 - Cr^2) \cdot Kf \cdot Cs \cdot \frac{\sigma_{\max}}{\rho}$$

Il convient de bien respecter les précautions avancées ci dessus. En effet, un volant capable de stocker 3 kWh représente autant d'énergie cinétique qu'un camion de 16,5 tonnes lancé à 130 km/h. L'équivalence est surprenante et montre bien le pouvoir dévastateur d'une telle application. Observons, l'exemple d'une destruction d'un tel système [Figure I - 9]:



Figure I - 9 : Crash d'un système d'accumulation d'énergie électromécanique

1.5 Solutions à variation d'inertie

Si les deux solutions présentées ci-dessous sont originales, elles ne se justifient que pour des applications spécifiques et un contexte économique particulier.

Si la variation de l'énergie accumulée provient très généralement de la modification de la vitesse de rotation, il existe quelques propositions basées sur des volants à inertie variable. Ainsi Harrowell [HAR02] propose d'utiliser un anneau en caoutchouc comme volant. La variation importante du diamètre permet d'extraire l'énergie du volant avec une variation de vitesse très faible, de l'ordre de quelques pour-cent. Le coût de l'accumulation est sensé être faible, mais les performances énergétiques sont du même ordre, inférieure à 4 Wh/kg (pour le matériau du volant seul) pour une déformation maximale de 300%, sans compter le système de retenue de l'anneau. Une élongation maximale de 500% ou l'utilisation d'un matériau plus rigide et résistant permettrait d'atteindre les 10 Wh/kg. Le prix de l'accumulation serait en concurrence avec ceux des batteries électromécaniques métalliques, avec l'inconvénient d'un encombrement important et l'avantage d'une vitesse de rotation peu variable.

Une autre solution, proposée dès la fin des années 70 et reprise par Moosavi-Rad et Ullman en 1990 [MOO90], comprend un axe et un carter externe reliés par une bande métallique. En fonction de la vitesse relative de l'axe par rapport au carter, cette bande a tendance à s'enrouler sur l'axe ou, au contraire, à se dévider de l'axe pour se positionner en appui sur le carter. Ces modifications sont associées à une variation de l'inertie de l'ensemble. Le contrôle de l'enroulement est réalisé par un train épicycloïdal débrayable placé entre l'entrée du volant, son axe et le carter tournant. Si les caractéristiques énergétiques sont faibles, l'intérêt du système est d'éviter l'utilisation d'un variateur de vitesse mécanique et continu comme cela était envisagé courant 70. Actuellement, les variations peuvent être obtenues par des procédés électrotechniques (moteur-générateur et convertisseur électronique) mais la batterie ne doit pas être reliée mécaniquement à la transmission.

1.6 Constitution d'un dispositif de stockage électromécanique

Comme nous l'avons vu précédemment, l'énergie est quasiment intégralement stockée sous forme cinétique à l'intérieur du volant d'inertie. Mais ce dernier n'est pas l'unique point important du système. En effet, nous avons pour l'instant traité uniquement de la fonction nécessaire au stockage. Mais il reste encore à voir les conditions de fonctionnement ainsi que toute la chaîne de transfert de l'énergie. Nous allons maintenant décrire point par point tous les ensembles distincts utilisés pour le projet. Les éléments seront présentés ici distinctement les uns des autres, mais tous interagissent. On ne peut pas les choisir séparément car la forme de l'un impose les caractéristiques de l'autre et vice versa.

1.6.1 Le volant d'inertie

Cette partie est la base du projet. Tous les autres éléments du système ont été dimensionnés en fonction du type de volant utilisé. Afin de déterminer toutes ces caractéristiques, de nombreux choix se sont présentés. Tout d'abord, il fallait définir quelle matière allait être utilisée.

Aujourd'hui, tous les prototypes (ou presque) de batteries électromécaniques performantes sont constitués d'un volant en matières composites. Comme nous pouvons le voir [Figure I - 10], ces matériaux offrent des performances énergie / masse bien supérieures aux meilleurs aciers. Pour toutes les applications embarquées, la faible densité de ces matériaux permet de réaliser des applications légères qui se prêtent mieux à la mobilité. Du fait qu'ils nécessitent moins de matières premières et malgré un prix au kilo relativement élevé, les coûts des volants en matériaux composites peuvent être presque compétitifs face à des volants en acier classique. Il n'en est malheureusement pas de même pour les technologies nécessaires au contrôle de ces volants à des très hautes vitesses de rotation. Les temps de réactions doivent être très faibles, il faut donc des électroniques très rapides et une détection elle aussi extrêmement rapide d'où un coût élevé.

D'autre part, l'utilisation de matériaux composites ajoute d'autres difficultés. A l'inverse d'un disque en métal, un enroulement de fibres de carbone enrobées de résine ne constitue pas un solide homogène. Mis en rotation rapide, il se met à enfler comme un rouleau de cordage, ou pire, commence à se dérouler. De plus, il se dilate de manière irrégulière, créant des déformations localisées, qui, aux vitesses pratiquées, provoquent des secousses et des vibrations d'une telle intensité que le volant peut se disloquer. Le problème de la tendance à l'éclatement n'a pas été simple à résoudre. Il a alors fallu créer des logiciels aptes à traiter le comportement des milliers de cellules élémentaires du volant à tous les régimes de rotation pour savoir comment bobiner les fibres pour éviter ces problèmes. Puis l'ordinateur a été relié à des machines à commande numérique qui contrôlent la tension de la fibre au cours du bobinage, la vitesse de défilement, l'angle de tissage des nappes concentriques, la quantité de résine époxy à instiller entre les fibres, etc.... Ce système automatisé a permis de construire des disques faits de nappes incroyablement serrées et tenaces, renfermant en poids jusqu'à 86% de fibres, contre 60% pour les composites habituels.

Dans notre cas, nous avons considéré que l'impératif de prix passait avant la légèreté. Les valeurs présentées ici [Figure I - 10] découlent d'une étude approfondie sur l'utilisation de divers matériaux. Elle a été réalisée par nos collègues mécaniciens de l'ENS de Cachan [KER01]. Ils considèrent un coefficient K_f égale à 1.

Matériaux	Désignation	Module d'élasticité (GPa)	Densité (kg/m ³)	Résistance pratique (MPa)	Energie massique (Wh/kg)	Energie volumique (Wh/litre)	Estimation du prix de la matière (Fr/kg)	
							Brute	Mise en forme
Aciers	35ncd16	210	7800	880	31	244	20	40
	Marphy 19	210	7800	1950	69	542	170	214
Titanes	TA6V	110	4420	868	55	241	200	235
	IMI550	110	4420	1025	64	285	280	321
	10-2-3	110	4420	1228	77	341	350	399
Aluminium	2017A (Duralumin)	73	2790	280	28	78	30	48
	2618	73	2760	390	39	108	40	65
	7049A	73	2800	570	57	158	40	76
	AU5GT	73	2800	395	39	110	40	65
Composites unidirectionnels à 60% de fibres	Verre E époxyde	46	2040	1400	191	389	50	172
	Graphite HM époxyde	230	1650	800	135	222	500	586
	Graphite HR époxyde	159	1550	1380	247	383	300	458
	Kevlar epoxide	84	1370	1400	284	389	300	481

Figure I - 10 : Tableau de comparaison des matériaux [KER01]

Il a fallu en même temps, déterminer quelle forme se prêtait le mieux à notre cahier des charges. Dans tous les cas, le disque iso contrainte reste le profil le plus intéressant du point de vue de ses performances. Mais il induit une réalisation très complexe et coûteuse. De plus, les matériaux composites sont en générale façonnés en forme d'anneau et non en cylindre plein et encore moins en disque iso contrainte. Ces règles sont imposées pour avoir une résistance maximale car les matériaux fibreux ne sont pas modelables facilement. A l'autre extrémité, la forme la plus simple à obtenir est un cylindre plein. Dans le cas de l'acier, le cylindre plein est la solution la moins coûteuse car l'usinage est restreint au minimum.

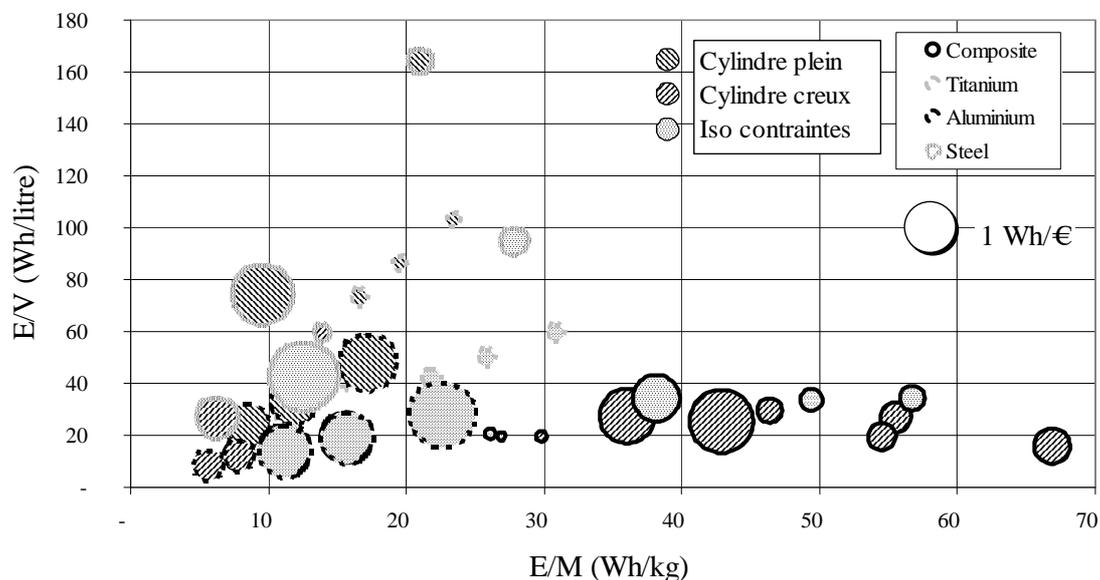


Figure I - 11 : Comparaison des prix [KER01]

Mais de nombreux autres paramètres sont entrés en ligne de compte. Lorsque des assemblages sont nécessaires, il apparaît des interfaces entre les divers matériaux du système. A ces interfaces, les contraintes sont différentes, les dilatations ne sont pas égales et les

matériaux ont un comportement beaucoup plus complexe que lorsqu'ils sont massiques. Les analyses de coût de réalisation qui ont été effectuées en fonction des matériaux et de la forme du volant [Figure I - 11], tiennent compte de ces paramètres.

Dans notre cas, nous avons opté pour un volant très classique, c'est un cylindre plein en acier. Afin d'accumuler les 3 kWh de notre application, son poids a été estimé à 150 kg dans un dimensionnement en fatigue. La taille est alors celle d'un cylindre de 28 cm de hauteur et de 30 cm de diamètre. Ces dimensions sont assez restreintes mais il faut encore implanter sur le rotor tous les composants annexes ainsi que l'enceinte de confinement.

1.6.2 Le moteur / générateur

Il existe de très nombreuses motorisations installées dans les applications de stockage électromécanique. Toutes ont des caractéristiques bien adaptées aux diverses configurations. La machine peut être de forme discoïde ou cylindrique. Avoir un couplage de type asynchrone, synchrone à aimants permanents ou synchrone à réluctance variable (pure ou excitée). Un circuit magnétique feuilleté ou non. Ainsi de très nombreux paramètres entrent dans la conception de cette machine. Dans notre cahier des charges, nous avons fixé les conditions de fonctionnement suivantes :

1. Haute vitesse de rotation
2. Haut rendement en charge ou en décharge
3. Pertes d'auto - décharge aussi faibles que possible en fonctionnement de stockage (compte tenu d'un fonctionnement sur cycles de longue durée)
4. Intégration totale ou partielle au volant d'inertie proprement dit
5. Pas de création d'efforts parasites
6. Faible coût

Afin d'avoir une idée des différentes configurations de moteur - générateur, nous allons dresser une liste non exhaustive des machines utilisables en confrontant leurs avantages et leurs inconvénients [Figure I - 12]. On retiendra essentiellement deux familles de principes dans lesquelles le bobinage induit est fixe et placé dans l'entrefer sans matériaux ferromagnétique (appelé "bobinage dans l'air").

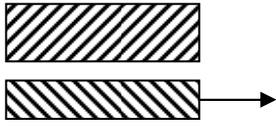
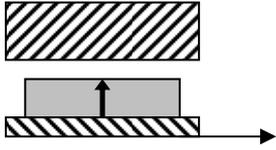
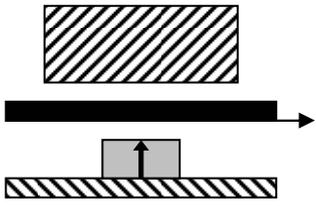
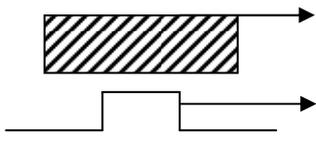
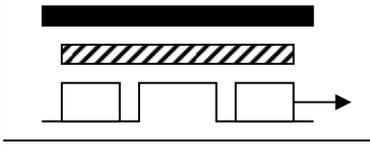
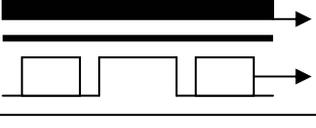
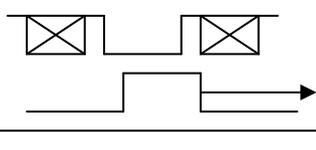
Type	Représentation	Inconvénients	Avantages
Machine Asynchrone		Echauffement du Rotor Cos φ faible Putile / Masse : Faible Défluxage contraignant Grande sensibilité à E	Rotor robuste Couple assez constant Bruits et vib. Faibles Instabilité (?)
Machine Synchrone à Aimants Permanents		Pertes fer à vide élevées Aimants tournants Désaimantation Défluxage contraignant Coût	Putile / Masse : élevé Cos φ (défluxage) Bruits et vib. Faibles
M.S.A.P. Avec bobinage dans l'aire		Aimants tournants Pertes à vide élevées Double rotor Désaimantation Coût des aimants Réalisation des bobines Défluxage contraignant	Grande stabilité Faible sensibilité à E
Machine Synchrone à Réductance Variable		Défluxage Instabilité Sensibilité à E Cos φ faible	Rotor robuste massif Pertes à vide faibles Rotor passif Coût faible Bruit et vib. Faibles
M.S.R.V. à Excitation Homopolaire		Instabilité Sensibilité à E Double rotor Encoches à travailler	Excitation réglable Rotor robuste Perte à vide faibles Cos φ élevé Rotor passif
M.S.R.V.E.H. Avec bobinage dans l'air		Pertes joule Double rotor Réalisation des bobines	Grande stabilité Faible sensibilité à E Défluxage facilité Rotor passif
M.S.R.V. A double saillance		Bruits et vibrations Instabilité Sensibilité à E	Pertes à vide faibles Défluxage facilité Rotor passif feuilleté Coût faible

Figure I - 12 : Différents types de moteurs / générateurs [BER01]

La première famille est à inducteur à aimant permanent. Dans une telle structure la présence d'aimants permanents génère peu de pertes à vide. La seconde famille est de type à réductance variable à excitation homopolaire et nécessite un bobinage inducteur fixe alimenté en courant continu. L'avantage de cette dernière solution est d'avoir des pertes à vide nulles et aussi d'avoir un paramètre de réglage supplémentaire (le flux inducteur) intéressant pour bien

optimiser le rendement. En contrepartie, cette solution est plus volumineuse que la solution à aimants permanents. Cet inconvénient est toutefois à relativiser dans une structure à grande « constante de temps » dans laquelle la puissance relativement réduite ne nécessite qu'un moteur-générateur de dimensions relativement modestes par rapport à celles du volant lui-même [BER03].

L'équipe du L.E.S.I.R. s'est orientée vers une topologie qui présente les caractéristiques suivantes [GER02 et BER02] :

1. Rotor entièrement passif
2. Toutes les parties ferromagnétiques sont tournantes (immobiles par rapport au champ)
3. Excitation bobinée fixe
4. Bobinage d'induit dans l'entrefer (fixe) générant un champ tournant aussi parfait que possible (faible taux d'harmonique)
5. Architecture à champ axial discoïde

Un dispositif répondant simultanément aux contraintes précédemment mentionnées a été conçu dans l'équipe "conception d'actionneur" [BHA01].

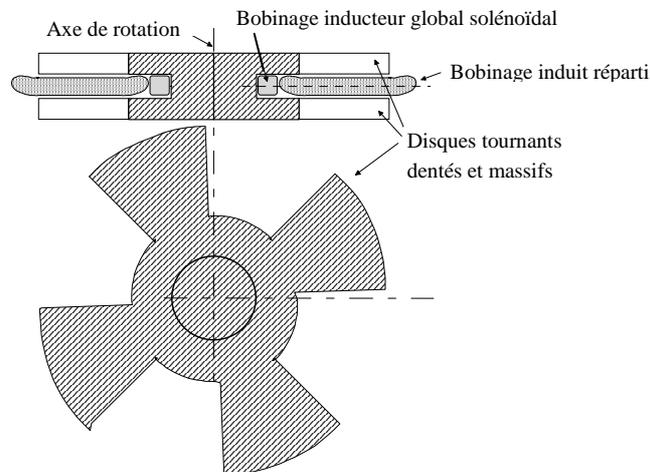


Figure I - 13 : Topologie du moteur générateur [BER01]

Ce dispositif est composé de deux disques dentés réalisés dans un matériau magnétique non conducteur de l'électricité, un bobinage induit fixe triphasé situé dans l'entrefer et produisant une force magnétomotrice la plus sinusoïdale possible, et un bobinage inducteur solénoïdal fixe autour de l'axe des disques, on notera que le rotor participe au stockage d'énergie. Le principe de fonctionnement du moteur - générateur est basé sur l'alternance du flux d'excitation vu par une phase du bobinage d'induit fixe qui est obtenue à

partir d'une excitation homopolaire et par le déplacement du circuit réductant. Le schéma général du dispositif ainsi conçu est présenté sur la [Figure I - 13] :

Pour illustrer ce fonctionnement, prenons le cas d'une structure élémentaire monophasée développée [Figure I - 14], composée de dents magnétiques, d'encoches et de spires élémentaires. L'entrefer magnétique (jeu mécanique + hauteur spires) est magnétisé, à vide, par le bobinage d'excitation qui sur ce schéma est représenté par la différence de potentiel magnétique aux bornes des deux rotors dentés. Le flux inducteur total vu par les deux spires en série formant le bobinage induit, est alternatif de composante moyenne nulle. La variation du flux inducteur génère donc une force électromotrice aux bornes du bobinage induit. L'injection, dans ce dernier, d'un courant en phase avec cette force électromotrice et de même fréquence permet par conséquent de développer un couple électromagnétique. Afin de minimiser les fluctuations de couple ou de puissance et de réduire au minimum les pertes magnétiques, le bobinage induit sera triphasé, alimenté par des courants sinusoïdaux.

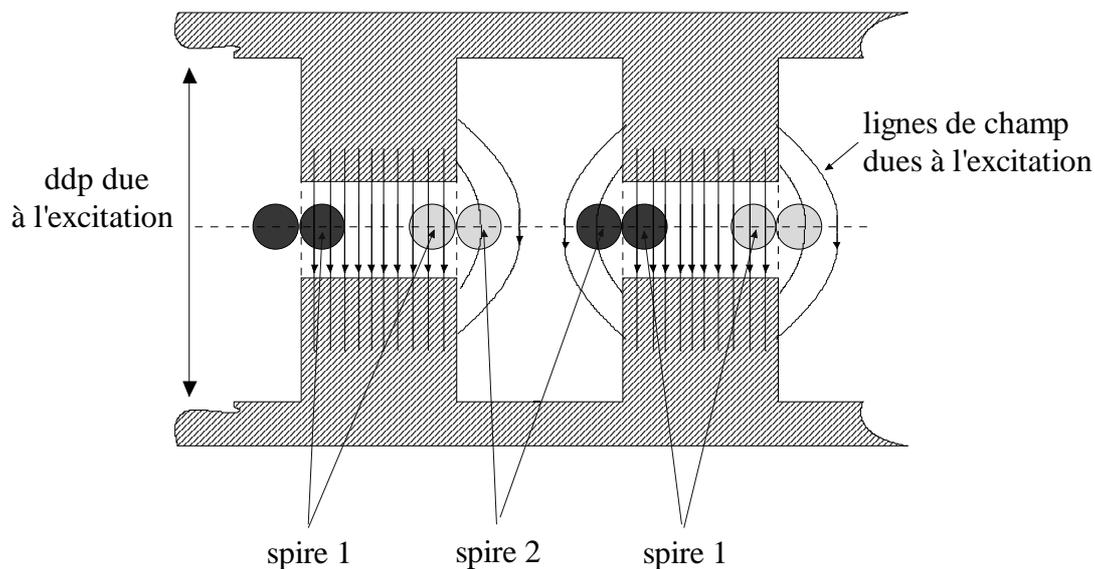


Figure I - 14 : Structure élémentaire monophasée [BER01]

1.6.3 La suspension

Cet élément représente la contribution de ce travail de thèse au projet global de stockage d'énergie électromécanique mené en collaboration avec l'antenne de Bretagne de l'ENS de Cachan. Dans de nombreuses applications une suspension mécanique classique suffit. Nous entendons par classique, tous les éléments de contacts physiques, de la bague de glissement en bronze au roulement à billes sous toutes ses formes. En effet, ces éléments de guidage sont largement utilisés dans les applications courantes et ce pour des fonctionnements

quasi statiques ou jusqu'à des vitesses de rotation très élevées (plusieurs centaines de milliers de tours par minutes).

Les accumulateurs électromécaniques que l'on retrouve actuellement sur le marché industriel, sont pratiquement tous maintenus par des paliers à contacts mécaniques. C'est la solution la plus facile à implanter du fait du faible encombrement qu'elle nécessite et de son coût minimal. On en retrouve souvent au sein d'accumulateurs tampons d'énergie. Ces systèmes ne stockent l'énergie que sur une courte durée. Ainsi, les paliers ne sont sollicités que brièvement par le rotor. Dans notre cas, le stockage doit pouvoir s'effectuer sur une durée d'au moins 24 heures, ce qui rend inutilisable tout élément à contact physique avec le rotor. Notre vitesse de rotation envisagée étant de 30000 à 40000 tr/min, les roulements ne tiendraient pas très longtemps à ce régime, surtout dans le vide exigé par l'application (pas de possibilité de lubrification). De plus les frottements mécaniques conduiraient à des pertes d'énergie excessives. Comme nous le verrons dans le chapitre suivant, les paliers mécaniques peuvent toutefois être soulagés par des butées magnétiques qui suppriment les efforts radiaux et donc augmentent leur durée de vie tout en diminuant les efforts de friction.

Dans le chapitre 2, nous traiterons plus en détails des solutions envisageables pour une application telle que la notre.

1.6.4 La structure de confinement

Cette structure a plusieurs rôles. En premier lieu, il convient de protéger les personnes et les installations avoisinantes d'une défaillance éventuelle de l'accumulateur. L'énergie dissipée en cas d'accident étant très importante, l'enceinte nécessaire au confinement représente généralement une masse bien supérieure à celle du volant. Cela pose un réel problème. Dans notre cas, la solution envisagée consiste à enterrer l'accumulateur afin qu'en cas de destruction, l'énergie soit absorbée par la terre. Les exigences sur l'enceinte de confinement sont réduites. Pour les premiers tests, une protection en béton armée à l'acier a été réalisée pour les besoins des essais au LESIR [Figure I - 15].

Les personnes et les installations nécessaires au fonctionnement seront ainsi préservées des risques d'éclatement lors des tests.

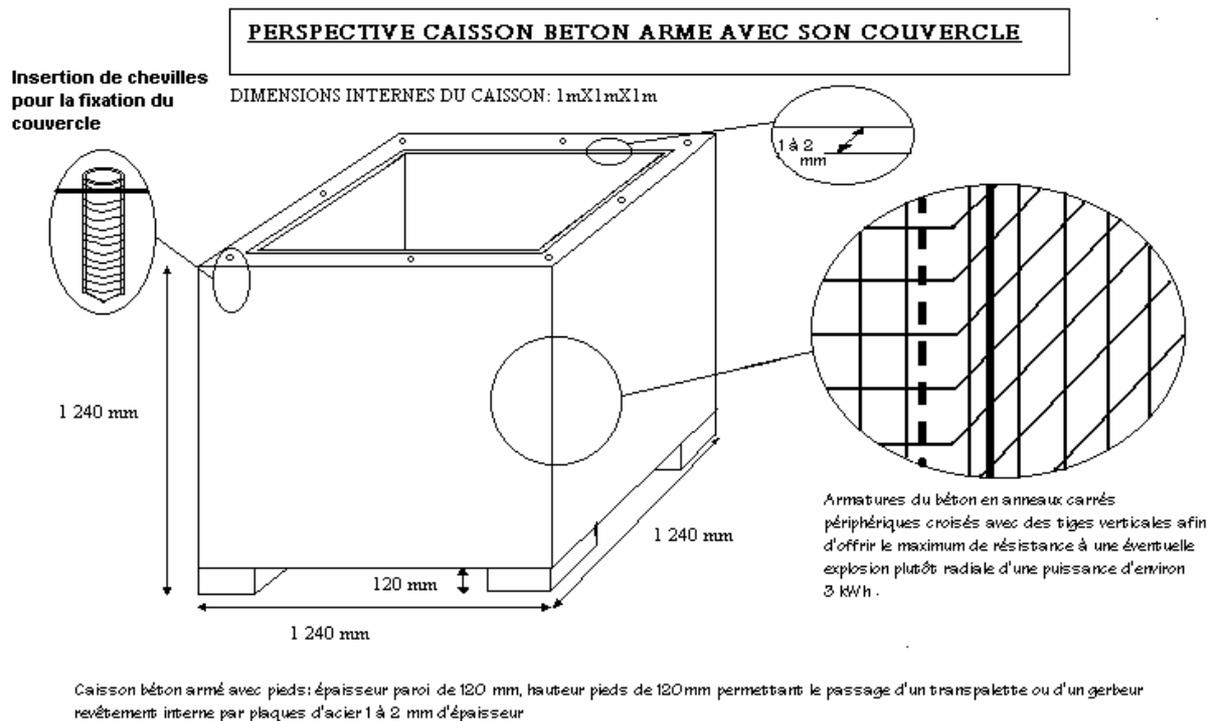


Figure I - 15 : Caisson de confinement

Au delà de la nécessité de protection, l'enceinte doit être dimensionnée afin de maintenir les paliers tout en ne perturbant pas le bon fonctionnement de l'ensemble. En effet, lorsqu'une structure est sollicitée mécaniquement, elle répond par une oscillation. A certaines fréquences de vibration, la structure peut entrer en résonance et créer des mouvements très importants. La géométrie du caisson est donc primordiale car elle interagit directement avec les autres éléments. La solution la plus facile à mettre en œuvre est un caisson parallélépipédique. Mais il présente bien des problèmes de vibration dus à la géométrie rectangulaire et aux interfaces de connexions des différentes plaques nécessaires. Un caisson de forme cylindrique a donc été étudié. Bien que plus difficile à réaliser, il présente de nombreux avantages. Tout d'abord, à épaisseur de paroi égale, la rigidité est bien supérieure avec un cylindre que dans le cas d'un parallélépipède. Ensuite, l'encombrement est fortement diminué vu que le volant d'inertie est lui aussi cylindrique. De plus du fait de la grande rigidité mécanique radiale, les fréquences de résonance de l'ensemble augmentent.

Enfin, il est aussi nécessaire de faire le vide au sein de l'enceinte. En effet, le volant d'inertie tournant à des vitesses élevées, les vitesses périphériques engendrées sont alors supérieures à plusieurs fois la vitesse du son. Le fait de faire le vide d'air permet de minimiser les frottements aérodynamiques qui engendreraient des pertes d'énergie énormes. Un vide primaire de quelques 10^{-3} millibar est un bon ordre de grandeur. Ce chiffre n'étant qu'une

estimation, le niveau de vide devra être déterminé lors des tests. Cette partie du problème n'a pas été traitée dans cette collaboration.

CHAPITRE 2

Chapitre 2 : Détermination d'une suspension.....	33
2.1 Les roulements à billes.....	33
2.2 Les paliers hydrodynamiques.....	34
2.3 Introduction à la lévitation magnétique.....	35
2.4 Domaines d'utilisation.....	39
2.5 Applications des suspensions magnétiques.....	41
2.6 Les différents types de palier magnétique.....	43
2.6.1 Les suspensions magnétiques passives.....	43
2.6.1.1 Les paliers à aimants permanents.....	43
2.6.1.2 Les paliers à réluctance variable.....	45
2.6.2 Les suspensions magnétiques actives.....	46
2.7 Choix du type de suspension à mettre en œuvre.....	47
2.7.1 Solution diamagnétique.....	48
2.7.2 Utilisation de la stabilisation gyroscopique.....	48
2.7.3 Lévitation à l'aide des courants induits.....	48
2.7.4 Paliers supraconducteurs.....	49
2.7.5 Palier tout actif à axe de rotation horizontal.....	49
2.7.6 Palier tout actif à axe de rotation vertical.....	50
2.7.7 Couplage d'un palier radial actif avec un palier axial passif.....	51
2.7.8 Couplage d'un palier radial passif avec un palier axial actif.....	51
2.7.9 Couplage d'un palier axial actif avec des roulements centreurs.....	52
2.8 Constitution de la suspension envisagée.....	53
2.8.1 Choix de la butée.....	53
2.8.2 Contrôle de l'instabilité.....	55
2.8.2.1 Butée du type haut parleur.....	55
2.8.2.2 Butée à géométrie parallèle.....	55
2.8.2.3 Butée à géométrie série.....	56
2.8.2.4 Butée à géométrie mixte.....	57
2.8.3 Choix de la géométrie finale de la butée.....	59
2.8.4 Choix du centreur utilisé.....	59
2.8.4.1 Centreur à aimants permanents.....	59
2.8.4.2 Centreur à réluctance variable.....	60
2.9 Conclusion sur la géométrie choisie.....	61

Chapitre 2 : Détermination d'une suspension

Afin de mieux comprendre le cheminement qui nous a conduit à la solution adoptée, nous allons faire un récapitulatif des solutions envisageables pour maintenir un mobile en rotation à très haute vitesse.

2.1 Les roulements à billes

Les roulements à billes sont utilisés dans la majeure partie des systèmes nécessitant des liaisons en rotation ou en translation. Ils existent sous des formes variées et sont bien adaptés à la plupart des applications industrielles. Certains comportent une seule rangée de billes ce qui minimise les coûts de fabrication. D'autres utilisent plusieurs rangées de billes ou des rouleaux afin d'augmenter la charge radiale maximum admissible. Les roulements coniques ont des topologies bien particulières afin de contenir des charges axiales très importantes. Leur universalité en fait des éléments éprouvés, très faciles à mettre en œuvre. De ce fait, ils représentent des avantages certains :

- Prix abordables, pour des paliers de fabrication simple
- Charge utile très élevée
- Facilité d'intégration
- Pas d'apport d'énergie extérieur
- Frottements faibles en basse vitesse

Mais dans notre cas, ils ne semblent pas utilisables de part le faible niveau de pertes imposé, la très haute vitesse de rotation ainsi que le vide réalisé dans l'enceinte. Du fait de la masse importante à maintenir, même en utilisant des roulements spéciaux appliqués aux hautes vitesses, les paliers se détérioreraient rapidement. Ceci entraînerait d'une part une maintenance régulière lourde ainsi qu'une pollution continue du vide dans l'enceinte. De plus, il est impossible de lubrifier des roulements à billes dans le vide ce qui entraîne un vieillissement prématuré des billes et des bagues.

Des solutions de stockage d'énergie électromécanique ont néanmoins été développées sur la base de guidage par roulements à billes. Mais ceux ci ne sont pas utilisés de façon

classique. Soit ils sont épaulés par des systèmes de sustentation annexes, soit ils sont utilisés sur de très courtes périodes, ce qui minimise les pertes d'énergie, l'usure, et l'échauffement des roulements. Ainsi, la société Active Power a mis au point un système d'accumulation d'énergie par volant d'inertie qui comporte un palier magnétique réalisant la lévitation ainsi que deux roulements pour le centrage. Les roulements sont positionnés dans des cartouches à chaque extrémité du système afin d'être aisément remplacés en fin de vie. Nous retrouvons donc un ensemble de guidage en rotation mixte [Figure II - 1], de fabrication simple et dont le principe d'utilisation est lui aussi étudié pour minimiser les pertes par frottements ainsi que l'usure des roulements. L'accumulateur est utilisé pour des décharges d'énergie d'une intensité très élevée mais sur une courte durée (minute). L'utilisation de roulements classiques prend ici tout son sens puisque leur taux d'utilisation est faible et que leur rapport taille / charge admissible très élevé minimise l'encombrement.

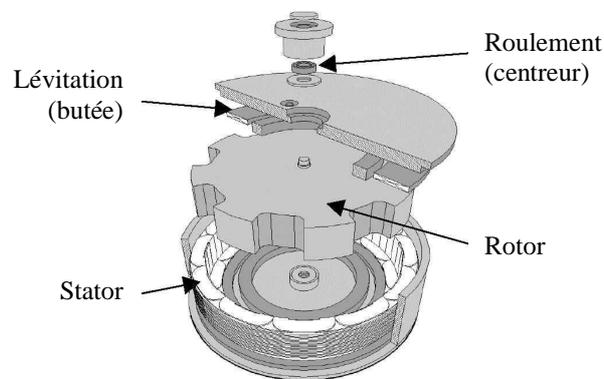


Figure II - 1 : Système à palier mixte [ACT01]

2.2 Les paliers hydrodynamiques

Dans certains cas, des paliers hydrodynamiques peuvent être implantés au sein de dispositifs nécessitant des grandes vitesses de rotation. Le principe de ces paliers se base sur l'utilisation d'un fluide porteur situé entre le rotor et le stator sur lequel la partie tournante va prendre appui pendant sa rotation. Le fluide en question peut être un lubrifiant liquide comme de l'huile ou un support gazeux comme de l'air sous pression. Dans les deux cas le film ainsi réalisé entre les parties fixes et tournantes du dispositif est très mince par rapport au système total. Les capacités de ces paliers sont très élevées. Ils peuvent maintenir des charges de plusieurs tonnes sans aucun problème et cela dans un volume assez réduit (sous réserve d'utiliser le fluide sustentant à des pressions élevées). Par exemple, les grands alternateurs des turbines du barrage de Grand Maison, situé dans les Alpes françaises présentent un axe de rotation vertical et sont équipés de butés axiaux à huile pour le guidage en rotation. Bien que leurs rotors pèsent plusieurs tonnes, les paliers restent de taille raisonnable (quelques dizaines de centimètres de diamètre) et le film d'huile assure le positionnement du rotor ainsi qu'un bon refroidissement des paliers.

Un des principaux désavantages de ces paliers hydrodynamiques, provient du fait qu'ils nécessitent un fluide sous pression pour fonctionner. Ceci implique la mise en place d'un circuit de transport, d'un réservoir, d'un compresseur, d'un refroidisseur et accessoirement de nombreux autres éléments situés dans la chaîne de traitement du fluide. Ce problème peut être en parti résolu lorsque les paliers sont utilisés dans un système nécessitant déjà un fluide sous pression (presse hydraulique, pistolet à peinture industriel, etc...).

Dans le cas de notre application, ces paliers sont inutilisables du fait qu'ils ne peuvent être implantés dans une structure sous vide. La pollution due au fluide porteur serait alors immédiate. Mais l'utilisation conjointe des paliers hydrodynamiques et des paliers magnétiques est une solution qui peut être utile et facilement implantable dans de nombreux dispositifs nécessitant une haute vitesse de rotation. En exemple, nous pouvons nous reporter à la Figure II - 2 qui représente une partie d'un pistolet à peinture industriel réalisé par la société SAMES. Le rotor tourne sur un coussinet d'air de quelques microns d'épaisseur (20 μm) et le centrage est réalisé magnétiquement. L'air nécessaire à la lévitation est fourni par le système de pressurisation de la peinture. Il n'y a donc pas de surcoût majeur engendré par cette technologie.

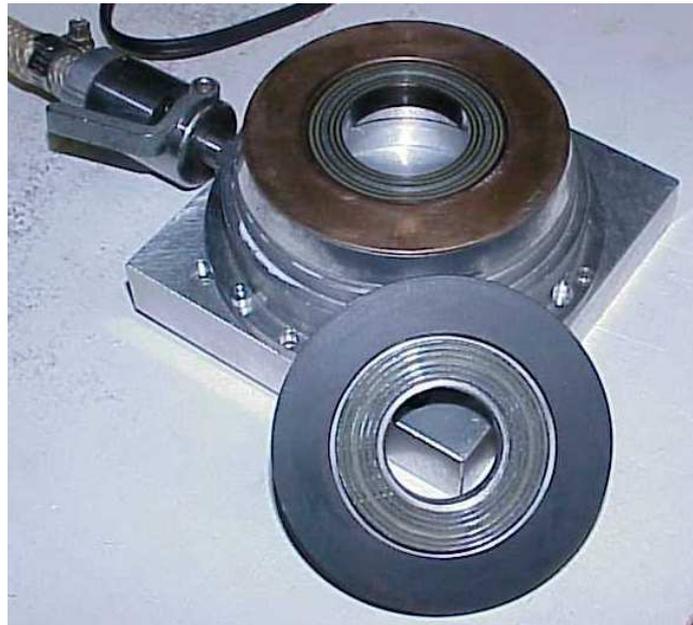


Figure II - 2 : Palier à lévitation par air comprimé et centrage magnétique[SAMES]

2.3 Introduction à la lévitation magnétique

Les champs magnétiques sont utilisés pour générer des forces dans une grande partie des actionneurs qui nous entourent. Souvent, ces actionneurs ne fonctionnent que suivant un degré de liberté. Dans le cas d'un moteur tournant, par exemple, seuls les efforts magnétiques

qui permettent la rotation de l'arbre sont utilisés. Dans le cas d'un objet en lévitation dans un champ magnétique, c'est à dire flottant sans contact, les efforts doivent être générés et contrôlés suivant les six degrés de liberté. Soit trois translations (T_x , T_y , T_z) et trois rotations (R_x , R_y , R_z).

Prenons l'exemple du projet Swissmetro un train en sustentation magnétique dans un tunnel sous vide [Figure II - 3]. Dans ce projet, les concepteurs doivent gérer le roulis, le tangage, le lacet, la hauteur et la position latérale du train. Le sixième degré de liberté correspond au déplacement du train, géré par un moteur linéaire. La lévitation du Swissmetro est complexe car, à part le déplacement du train, tous les degrés de libertés sont instables. Plus concrètement, sans un contrôle très précis de tous les électroaimants servant à sa sustentation, le train à une forte tendance naturelle à venir se coller à son rail.

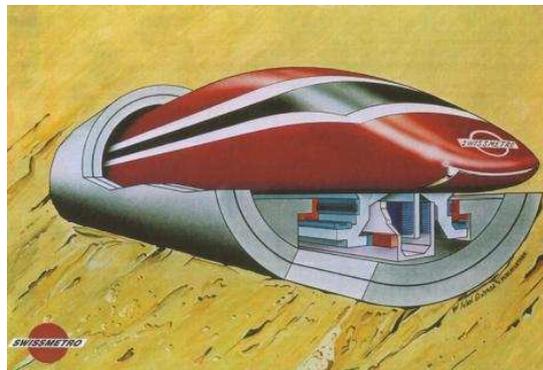


Figure II - 3 : Le Swissmetro [SWI01]

Lorsque nous cherchons à faire léviter un objet, obtenir sa stabilité relève d'un véritable casse-tête. Pour en être convaincu, il suffit de prendre deux aimants en répulsion et tenter de les faire tenir l'un au-dessus de l'autre. Nous arrivons aisément à obtenir un équilibre, mais cet équilibre est instable : à coup sûr l'aimant prend son envol... En 1839 S. Earnshaw [EAR01] a démontré qu'une particule polarisée ne pouvait être stable dans un champ statique. Son théorème a depuis été étendu aux dispositifs à aimants et comprenant des matériaux ferromagnétiques. Il montre qu'il est vain de tenter d'obtenir la lévitation d'un corps uniquement avec des aimants ou du fer. Par contre, il existe de nombreuses solutions pour contourner ce théorème. Une solution élégante consiste à utiliser un matériau diamagnétique. Contrairement à un matériau ferromagnétique qui conduit les lignes de champ, un matériau diamagnétique les repousse. Un supraconducteur peut être considéré comme un diamagnétique puisque les courants induits en son sein engendrent un flux qui s'oppose au flux qui les a créés. Il est ainsi possible de faire léviter un aimant au-dessus d'une pastille supraconductrice [Figure II - 4]. Des progrès récents sur les supraconducteurs (laboratoire MATFORMAG, CNRS Grenoble) liés à de judicieuses associations d'aimants permettent d'obtenir des forces impressionnantes.

Au Japon, un train expérimental plane à une vitesse de 400 km/h sur des bobines supraconductrices. Malheureusement, pour fonctionner un supraconducteur doit être refroidi à l'azote ou à l'hélium liquide, ce qui engendre un surcroît de complexité.

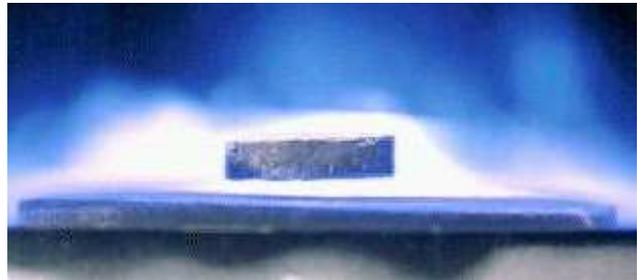
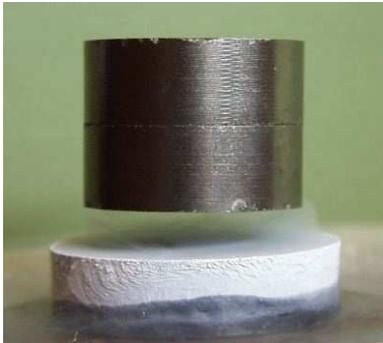


Figure II - 4 : En lévitation au dessus d'une pastille supraconductrice [TIX01]

L'expérience la plus spectaculaire reste la lévitation d'un animal dans un champ magnétique. En effet, contrairement à l'idée reçue, tout être vivant est légèrement diamagnétique. Soumis à un gradient de champ intense (sous 18 T) nous pouvons donc tous léviter. Un parc d'attraction pourrait investir dans des bobines supraconductrices géantes capables de nous faire voler. En attendant, des chercheurs offrent ce type de distraction à des grenouilles [Figure II - 5].



Figure II - 5 : Exemple de lévitation d'un corps diamagnétique [WEB01]

Un autre moyen de détourner le théorème d'Earnshaw, et d'obtenir une lévitation stable, consiste à utiliser des champs alternatifs. Il est ainsi possible d'aller voir au Palais de la Découverte à Paris un disque de cuivre qui flotte au-dessus d'une bobine [Figure II - 6]. Le principe est le même que celui du moteur à induction :

- la bobine crée un champ alternatif,
- le champ pénètre dans la plaque de cuivre,
- des courants sont induits dans la plaque,

- ces courants, soumis au champ magnétique, subissent la force de Laplace et soulèvent le plateau.



Figure II - 6 : Léviton par courants induits [PAL01]

L'inconvénient majeur de cette méthode vient de la puissance importante qu'il est nécessaire de fournir à la bobine. Cette puissance engendre un échauffement important de la partie suspendue et de l'inducteur. Pour cette raison cette méthode n'est utilisée de manière industrielle que dans des fours à induction. En effet, lorsque le matériau conducteur à chauffer est soumis à des champs variables, il se crée en son sein une force qui a tendance à le repousser loin de l'inducteur. Ceci permet de ne pas avoir de contact entre le métal en fusion et le creuset qui risque de le polluer.

Enfin, il existe un moyen d'obtenir la lévitation d'un objet avec uniquement deux aimants [BER04]. Pour cela il n'est pas utile d'avoir un champ intense, un supraconducteur ou des courants induits. Nous utilisons juste l'effet gyroscopique. C'est ainsi que nous pouvons trouver dans le commerce, des toupies capables de tourner quelques minutes à plusieurs centimètres au-dessus d'un socle magnétique [Figure II - 6].

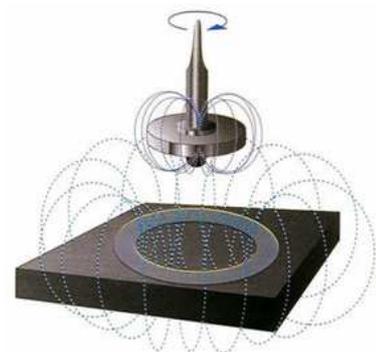
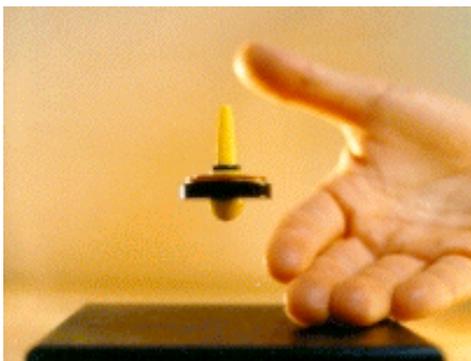


Figure II - 7 : Toupe Lévitron [LEV01]

Ce type de suspension est donc très simple à mettre en œuvre mais a deux inconvénients :

- l'équilibre obtenu n'est pas très stable,

- la partie suspendue doit obligatoirement être en rotation.

La lévitation par supraconducteur, dans de forts gradients de champ, par courants induits ou par stabilisation gyroscopique donne lieu aujourd'hui à peu d'applications industrielles. Des problèmes technologiques, économiques ou tout simplement de performances les cantonnent pour l'instant dans les laboratoires. Cependant, les avancées scientifiques régulières obtenues sur les matériaux supraconducteurs laissent espérer que des applications verront le jour dans les prochaines années.

Pour réaliser une suspension magnétique, les industriels ont recours à des électroaimants asservis. Pour obtenir un centreur, par exemple, ils utilisent des électroaimants qui exercent des forces sur un arbre en matériau ferromagnétique. La Figure II - 8 représente le stator d'un centreur industriel produit par la société S2M.



Figure II - 8: Centreur magnétique S2M

Lorsque tous les degrés de liberté d'un mobile en suspension magnétique sont contrôlés par électroaimants, la suspension est dite active. Cependant, afin de simplifier certaines suspensions, il est possible d'utiliser des paliers magnétiques à base d'aimants. Mais nous assurons toujours la stabilité grâce à un ou plusieurs paliers actifs. Ces suspensions sont dites partiellement passives.

2.4 Domaines d'utilisation

Les paliers magnétiques sont utilisés dans des domaines où les systèmes mécaniques atteignent leurs limites :

- 1 Domaine des hautes vitesses :** la vitesse de rotation d'un roulement à billes est limitée sous peine de problèmes mécaniques et d'échauffements. L'absence de contact dans un

palier magnétique permet d'atteindre des vitesses bien supérieures. La limite est définie par la rupture mécanique du rotor du fait de la force centrifuge engendrée par la rotation. Une suspension mécanique pose un problème d'équilibrage à haute vitesse. Mécaniquement, il est impossible de faire coïncider exactement l'axe de rotation d'un palier avec l'axe d'inertie de la partie tournante. Il en résulte un balourd qui, même s'il est très faible, peut entraîner des vibrations importantes. L'utilisation de paliers magnétiques permet de s'affranchir de tels problèmes d'équilibrage car l'axe d'inertie peut s'aligner sur l'axe de rotation.

- 2 **Domaine des atmosphères spécifiques ou du vide** : dans ce cas, il n'est absolument pas possible d'utiliser un gaz ou un lubrifiant pour permettre le fonctionnement d'un palier. Les roulements à billes lubrifiés ou les paliers hydrodynamiques sont donc prohibés.
- 3 **Domaine dans lequel les frottements doivent être minimisés** : les frottements sont totalement inexistantes sur une suspension entièrement magnétique car il n'y a aucun contact entre les pièces mobiles et les pièces statiques. Cependant, des variations de champ vues par la pièce en rotation peuvent donner naissance à des pertes par courants induits et des pertes par hystérésis. Les Figure II - 9 et Figure II - 10 montrent la déformation des lignes de champ dû aux courants induits dans un arbre en rotation. Ces pertes, dues à la rotation, sont assimilables à des frottements fluides. Un palier magnétique ne possède par contre aucun frottement sec, ce qui élimine tous les phénomènes d'à-coups. Précisons cependant que, sauf s'il est totalement passif, il consomme de l'énergie pour son alimentation et son contrôle.

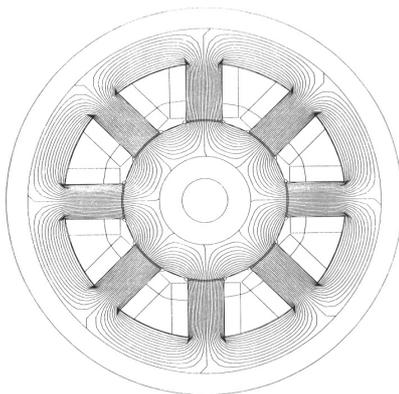


Figure II - 9 : Centreur magnétique – Arbre à l'arrêt

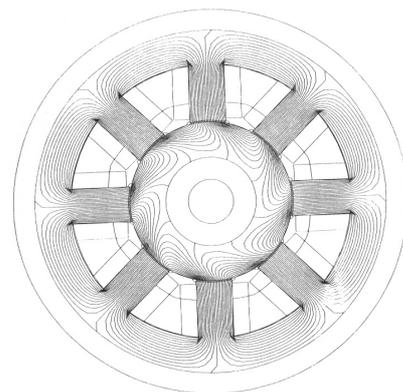


Figure II - 10 : Centreur magnétique – Arbre en rotation

- 4 **Domaine dans lequel l'usure doit être minimisée** : comme il n'y a aucun contact entre la partie fixe et la partie mobile, la durée de vie du palier est illimitée (sauf accident). Cet avantage peut être appréciable dans un dispositif tel qu'un satellite où les paliers d'un

système tournant ne peuvent être remplacés régulièrement. L'absence d'usure est aussi intéressante en atmosphère spécifique car elle n'engendre aucune poussière.

- 5 Domaine dans lequel une grande précision est requise :** un palier magnétique actif, contrôlé par un asservissement permet de positionner la partie mobile avec beaucoup de précision. Celle-ci dépend essentiellement de la qualité des capteurs utilisés et n'est donc pas sujette aux modifications des contraintes extérieures.
- 6 Domaine dans lequel la variation de température est importante :** une suspension magnétique, fabriquée avec des matériaux appropriés, est capable de fonctionner à des températures extrêmes. Elle peut ainsi être soumise à des températures basses, proches du zéro absolu ou bien être utilisée à des températures élevées en sortie de turbine.

2.5 Applications des suspensions magnétiques

Les suspensions magnétiques sont utilisées dans des domaines très différents. Elles peuvent supporter des pièces d'à peine quelques grammes telles que des disques de compteur électrique jusqu'à des machines de plusieurs tonnes telles que certains compresseurs. Les parties sustentées peuvent être immobiles (télescopes) ou soumises à des vitesses élevées (centrifugeuses, turbines...). Les principales applications sont les suivantes :

- 1 Le spatial :** Une partie des recherches effectuées dans le domaine des paliers magnétiques a été menée par des entreprises telles que l'Aérospatiale en France ou la NASA aux Etats-Unis. La principale application des suspensions magnétiques dans le spatial concerne la mise en œuvre des volants d'inertie permettant de stabiliser un satellite ou bien d'emmagasiner de l'énergie. Les paliers magnétiques sont aussi utilisés dans certains dispositifs de prise de vue.
- 2 L'usinage :** Les suspensions magnétiques permettent d'équiper des broches d'usinage [Figure II - 11].



Figure II - 11 : Fraise sur paliers magnétiques [S2M01]

Ceci afin de faire tourner des outils de coupe (rectification et fraisage) à des vitesses de rotation difficilement accessibles avec des broches à roulements plus conventionnelles. De telles broches tournent à des vitesses allant de 15.000 à 150.000 tr/mn pour des puissances respectivement de 50 kW à quelques centaines de watts (source S2M). En dehors de leurs performances dans le domaine des vitesses élevées les paliers magnétiques apportent une grande précision en rotation lors de l'usinage.

- 3 **Les turbocompresseurs** : Ce sont souvent des machines de grande puissance : il existe des gammes de 2 MW à 20.000 tr/mn jusqu'à 25 MW à 7.000 tr/mn (source S2M). Ils sont utilisés dans l'industrie du gaz, en production, transport et stockage ainsi qu'en pétrochimie. Les paliers magnétiques actifs apportent une solution aux problèmes de vibration, d'alignement, de joint et de maintenance.
- 4 **Les turboexpanders** : Ce sont des machines rapides permettant la détente des gaz. Ils sont utilisés dans des opérations de traitement, de refroidissement, de purification, de séparation ou de liquéfaction. Ces machines sont généralement puissantes et rapides : de 10.000 à 50.000 tr/mn et quelques centaines de kW ou plusieurs MW (source S2M).
- 5 **Les pompes turbomoléculaires** : Elles permettent d'obtenir un vide très poussé grâce à une turbine tournant à grande vitesse [Figure II - 12]. Le vide obtenu peut atteindre 10^{-10} mbar. Les paliers magnétiques sont employés dans les pompes turbomoléculaires car ils permettent d'atteindre des vitesses élevées (100 000 tr/mn) sans polluer l'atmosphère environnante avec un lubrifiant. La suspension peut être active ou partiellement passive : les deux solutions existent industriellement.

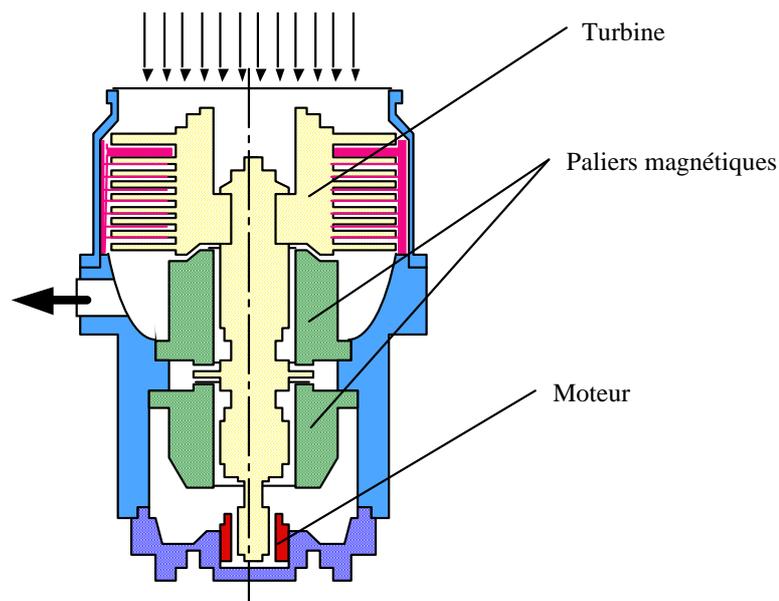


Figure II - 12 : Pompe turbomoléculaire sur suspension magnétique (d'après Alcatel DTV)

- 6 Les centrifugeuses :** Elles permettent grâce à leur vitesse de rotation extrêmement élevée de séparer des substances de densités différentes. Elles rendent possible l'enrichissement de l'uranium à un taux que peu d'autres méthodes peuvent atteindre. Là encore, l'intérêt du palier magnétique vient du fait qu'il permet d'atteindre des vitesses importantes tout en étant compatible avec le milieu environnant. Ce sont essentiellement des paliers passifs qui sont utilisés pour cette application.

- 7 Les "choppers" de particules :** Ils sont utilisés dans les Laboratoires de Physique pour filtrer des particules d'énergies différentes. Ils sont constitués d'un disque muni de fentes tournant à grande vitesse. Selon la largeur des fentes, l'épaisseur du disque et la vitesse de rotation, le "chopper" ne laisse passer que des particules ayant une énergie donnée. Les particules trop lentes ou trop rapides sont déviées par les bords des fentes ou les autres disques.

2.6 Les différents types de palier magnétique

2.6.1 Les suspensions magnétiques passives

Les paliers magnétiques passifs sont les plus simples à réaliser. Ils sont autonomes. Leur fonctionnement ne nécessite aucun apport d'énergie venant de l'extérieur (à l'inverse des paliers magnétiques actifs), ni un refroidissement (à l'inverse des paliers supraconducteurs). Néanmoins ils ne peuvent être utilisés seuls pour des raisons de stabilité (voir les exemples ci-après) [YON02]. Les paliers magnétiques passifs doivent donc être associés à un système mécanique (roulement, palier hydrodynamique, butée à aiguille...) ou à un autre type de palier magnétique. Les paliers magnétiques passifs sont de deux types : les paliers à aimants permanents et les paliers à réluctance variable.

2.6.1.1 Les paliers à aimants permanents

Ils sont constitués au minimum de deux bagues d'aimants permanents en interaction, l'une des bagues étant fixe tandis que l'autre est solidaire du rotor. En fonction des directions d'aimantation des deux bagues il est possible d'obtenir, avec la même géométrie, soit un centreur, soit une butée.

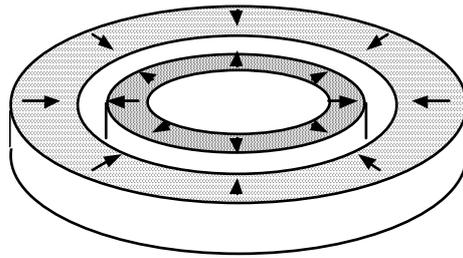


Figure II - 13 : Centreur à aimant permanent

Dans le cas de la Figure II - 13, si la bague intérieure se décale radialement, la bague extérieure la repousse vers le centre, il s'agit donc d'un centreur. Dans le cas de la Figure II - 14, si la bague intérieure se décale axialement, la bague extérieure la rappelle dans son plan de symétrie. Il s'agit donc d'une butée.

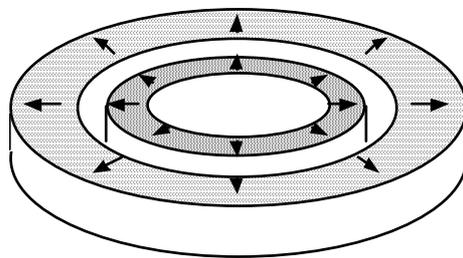


Figure II - 14 : Butée à aimant permanent

Nous pouvons néanmoins mettre en évidence des problèmes d'instabilité liés à ces paliers. Si dans le cas de la butée, la bague intérieure s'éloigne radialement, elle est violemment attirée par la bague extérieure. La butée est donc instable radialement. Inversement, dans le cas du centreur, si la bague intérieure est déplacée axialement, elle sera éjectée par la bague extérieure. Le centreur est donc instable axialement. De même, lorsque la bague intérieure du centreur est décalée angulairement, la bague extérieure exerce des forces qui tendent à créer une rotation plus importante. Le centreur est donc aussi instable angulairement [Figure II - 15].

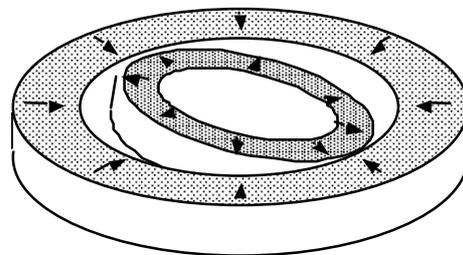


Figure II - 15 : Instabilité angulaire d'un centreur

En conclusion, nous pouvons retenir la simplicité de réalisation d'un centreur passif et d'une butée passive. Néanmoins, leur utilisation est rendue délicate par les différentes instabilités qui peuvent survenir. Rappelons qu'une stabilité complète est impossible à obtenir avec ce type de paliers.

2.6.1.2 Les paliers à réluctance variable

Là aussi, nous avons à faire à des systèmes passifs. Ils n'ont par conséquent besoin d'aucune source d'énergie extérieure pour fonctionner. Bien qu'ils puissent comporter des aimants, ces paliers ne fonctionnent pas sur un principe d'interaction directe entre aimants. Ils sont composés de deux circuits magnétiques séparés. L'un des circuits est lié au rotor tandis que l'autre est fixé au stator [Figure II - 16].

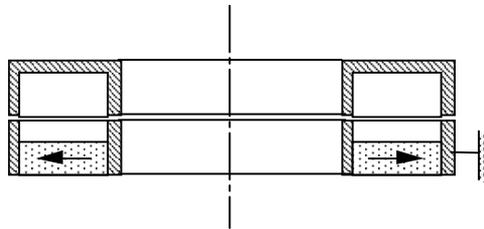


Figure II - 16 : Centreur à réluctance variable

Les circuits magnétiques sont composés de "dents" en vis-à-vis. La moitié de ces dents est placée sur la partie statique du palier tandis que l'autre l'est sur la partie mobile. Une différence de potentiel magnétique est créée entre ces dents soit par un aimant soit éventuellement par une bobine. Mais dans ce cas nous ne pouvons plus parler de palier passif. Cette différence de potentiel magnétique crée un flux qui circule entre les dents. Ce flux engendre une pression qui tend à rapprocher les dents. Lorsque nous les décalons latéralement l'une par rapport à l'autre, nous observons dans le même temps, une augmentation de l'énergie magnétique globale stockée dans le système. Les dents cherchent alors à se réaligner afin de minimiser cette énergie.

Sur une butée à réluctance variable, les dents doivent être disposées de façon à s'opposer à un déplacement axial du centreur [Figure II - 17]. Cette butée assure donc la stabilité axiale mais est instable latéralement. Le principale avantage de ces suspensions provient du fait qu'elles ne nécessitent pas forcément d'aimant sur leur partie en mouvement. Cela permet d'éliminer bien des problèmes mécaniques lors de la mise en rotation. Malheureusement, elles génèrent des instabilités beaucoup plus importantes qu'un palier à aimant [YON03], ce qui les rend difficiles à contrôler. Un centreur générera une instabilité le long de son axe de rotation tandis qu'une butée sera instable dans le plan perpendiculaire à l'axe de rotation.

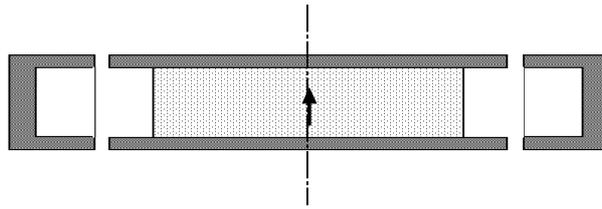


Figure II - 17 : Butée à réluctance variable

2.6.2 Les suspensions magnétiques actives

Les paliers actifs sont des électroaimants dont le courant est asservi pour maintenir la partie mobile du circuit magnétique dans une position fixée. Ils ont besoin d'un apport d'énergie pour fonctionner. Pour alimenter chacun des actionneurs constituant un palier actif, il faut une alimentation de puissance, une commande et un capteur de position. L'exemple le plus simple est celui de la butée active [Figure II - 18].

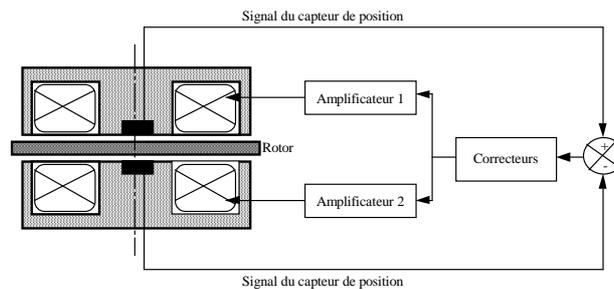


Figure II - 18 : Principe d'une butée active

Nous remarquons la nécessité de mettre en œuvre deux électroaimants pour constituer une butée. Cela s'explique par le fait qu'un électroaimant ne peut exercer que des forces d'attraction. Pour asservir un axe, soit 2 directions, il faut donc 2 actionneurs. Grâce aux asservissements, la position peut être réglée avec une grande précision. Les limitations sont dues aux capteurs, aux saturations (des matériaux ou de la puissance) et à la dynamique de l'asservissement.

Pour pouvoir obtenir une suspension complète, il faut associer deux centreurs et une butée. Chaque centreur est constitué de quatre actionneurs et asservit deux axes de liberté [Figure II - 19].

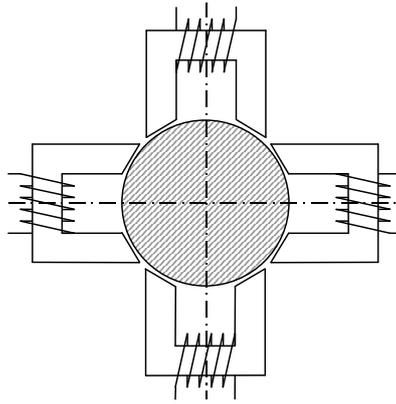


Figure II - 19 : Centreur actif

Les paliers actifs sont a priori applicables à tous type de système mécanique à condition d'être correctement dimensionnés. Par contre, si leur structure est simple dans le principe (pas d'instabilité puisque correctement asservis), leur mise en œuvre est assez lourde. Une suspension complète nécessite le contrôle de cinq degrés de liberté, donc de dix directions. Cela peut entraîner la mise en œuvre de dix actionneurs, dix capteurs, dix amplificateurs de puissance et cinq commandes reliées entre elles pour tenir compte des couplages mécaniques.

La pression magnétique dans un électroaimant étant proportionnelle au carré de l'induction, avec 1 Tesla, il est possible d'obtenir une pression magnétique de 4 bars ($P=B^2/2\mu_0$ N/m²). Une pression de 10 bars est obtenue sous une induction de 1,6 T et 20 bars sous 2,2 T. Or, une induction de 1,6 T est obtenue facilement avec des matériaux ferromagnétiques courants. Pour atteindre 2,2 T il est nécessaire d'utiliser du fer - cobalt dont l'aimantation à saturation dépasse légèrement 2,4 T.

Grâce à ces pressions importantes, les systèmes actifs peuvent supporter de très fortes contraintes. C'est la raison pour laquelle certaines machines de plusieurs tonnes utilisées dans l'industrie lourde (par exemple des compresseurs) sont équipées de paliers actifs. Pour ce type d'application aucun palier magnétique passif ne peut prétendre remplacer le palier actif.

2.7 Choix du type de suspension à mettre en œuvre

Afin de réaliser la suspension totale du mobile, nous avons dû choisir quel type de technologie allait être mise en œuvre. Le cahier des charges qui a été présenté tout au long du chapitre 1, nous a fixé immédiatement des limites sévères au niveau des coûts de production.

2.7.1 Solution diamagnétique

Il est très difficile de mettre en œuvre une suspension utilisant cette propriété, la répulsion des matériaux diamagnétiques n'étant perceptible qu'avec des gradients de champs élevés. Dans le cas des paliers utilisant des matériaux tels que le bismuth, les forces obtenues sont très faibles (quelques mN/cm^2). L'utilisation d'un tel procédé est donc valable uniquement dans le cas où le rotor est très léger et soumis à peu de perturbation, un simple courant d'air pouvant déstabiliser le système. Par contre, le principal avantage est qu'il échappe au théorème d'Earnshaw, puisque la lévitation est totalement passive, sans apport d'énergie extérieur. Au vu de leurs caractéristiques, nous conviendrons que ces paliers ne peuvent en aucun cas être utilisés dans des applications telles que la nôtre.

2.7.2 Utilisation de la stabilisation gyroscopique

Toujours dans le but de contourner les limites imposées par le théorème d'Earnshaw et ceci afin de limiter au maximum la consommation d'énergie, la stabilisation gyroscopique apporte sa contribution au problème. Il en résulte des systèmes en rotation stables sans apport d'énergie extérieur [BER04]. Il faut néanmoins préciser que cette stabilisation est valable uniquement sur une plage de vitesse bien précise, dépendante des caractéristiques du système. Ce qui nous fait éliminer cette solution qui ne fonctionne ni aux basses ni aux hautes vitesses. Le guidage en rotation devant être assuré sur toute la plage de fonctionnement.

2.7.3 Lévitation à l'aide des courants induits

Les paliers magnétiques dont la lévitation est assurée par des courants induits, sont absolument contre-indiqués dans une application de stockage d'énergie. Tout d'abord, de part la nature des forces de sustentation, ces suspensions produisent des pertes par effet Joule inacceptables. Ensuite, au vu des dimensions du rotor à sustenter, l'énergie nécessaire au fonctionnement du palier est de loin supérieure à celle stockée dans l'accumulateur, il en résulte un rendement pratiquement nul. Enfin, les pertes par courants induits dans le rotor échauffent la structure, modifiant ainsi la taille du système à cause de la dilatation. Nous n'utiliserons donc pas ce principe pour notre suspension.

2.7.4 Paliers supraconducteurs

Malgré l'avancement des travaux actuels, les supraconducteurs restent des matériaux très chers et difficiles à mettre en œuvre. De plus, la supraconductivité nécessitant dans la plupart des cas un refroidissement intense, la mise en place d'une unité de cryogénie augmente considérablement les coûts de production et de fonctionnement du système de stockage. Il faut savoir qu'un watt de perte aux faibles températures visées par la cryogénie, nécessite environ 20 watt pour être extrait de la structure. Pour des raisons de coût, nous écarterons cette solution. Elle serait éventuellement justifiable dans un système beaucoup plus gros où le coût annexe de la cryogénie est faible devant le coût total du système [DOL01].

2.7.5 Palier tout actif à axe de rotation horizontal

La solution actuellement la plus développée au sein du monde industriel est le palier magnétique actif. Même s'ils sont très simplifiés (limitation du nombre de bobines, axe rigides, ...), les paliers actifs sont coûteux à fabriquer (laminage, découpe et usinage) mais aussi à mettre en place (équilibrage et positionnement).

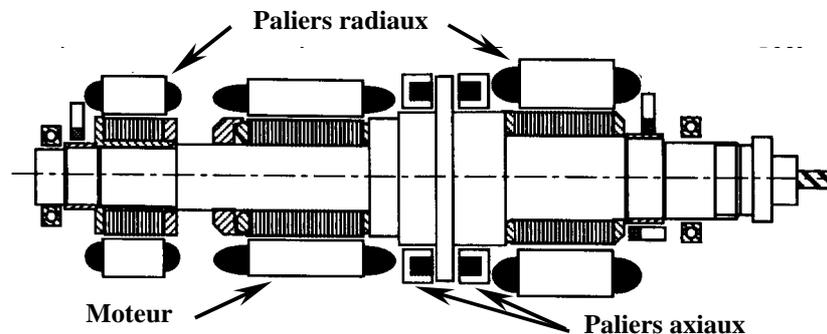


Figure II - 20 : Suspension totalement active

Sur la Figure II - 20 nous observons un assemblage de deux centreurs et de deux butées totalement actives qui fournissent le contrôle de tous les degrés de liberté mis à part une rotation contrôlée par un moteur.

Dans le cas d'un axe de rotation horizontal, ces paliers génèrent des pertes fer qui peuvent être assez élevées. Ces pertes d'origine magnétique sont générées par le mouvement d'un ensemble composé de matériaux conducteurs (le rotor) au sein d'un champ magnétique qui n'est pas constant. Afin de maintenir le rotor centré, seul l'électroaimant du haut est alimenté en permanence. Ceci permet de fournir la force de sustentation nécessaire pour

compenser le poids du rotor. Vu du rotor et dans le plan perpendiculaire à l'axe de rotation, nous pouvons voir Figure II - 21, comment se localise une grande partie des pertes. Il en ressort une consommation non négligeable qui peut néanmoins être diminuée en feuilletant les circuits magnétiques.

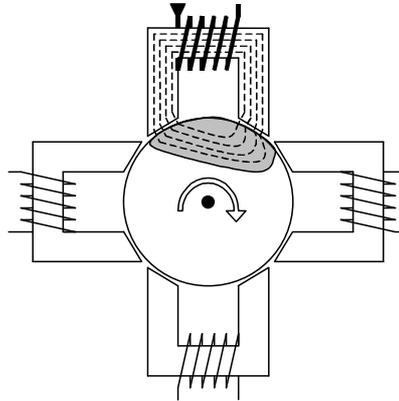


Figure II - 21 : Pertes dues à l'inhomogénéité du champ magnétique dans un PMA

Du fait des nombreux systèmes de contrôle de position à mettre en œuvre ainsi que des pertes assez élevées qu'engendre une telle technologie, la mise en place d'une suspension totalement active n'est pas envisageable dans notre cas. Les paliers actifs se justifiant dans le cas de systèmes plus gros là où tout autre technologie devient moins judicieuse (le coût de l'électronique devient alors négligeable devant le prix du système).

2.7.6 Palier tout actif à axe de rotation vertical

Nous retrouvons à un point près les mêmes problèmes que ceux cités dans la solution précédente. Lorsque le système présente un axe de rotation vertical, l'énergie nécessaire à la sustentation du rotor peut être fournie par un aimant. Bien que cette option génère une instabilité, ceci limite la consommation d'énergie globale nécessaire à la réalisation de la fonction « suspension ». De plus, les pertes en fonctionnement sont elles aussi limitées grâce à l'axe vertical. C'est cette solution qu'a choisie la société Beacon Power [BEA01] pour réaliser son accumulateur d'énergie électromécanique [Figure II - 22]. Mais le coût d'une telle suspension est encore trop élevé pour l'application visée par notre cahier des charges. En effet, le centreur actif mis en place génère un coût immédiatement prohibitif. Nous l'avons donc écarté. Pour information, le coût d'achat 2002 d'un tel système de stockage est de 15000\$.



Figure II - 22 : Accumulateur d'énergie électromécanique

2.7.7 Couplage d'un palier radial actif avec un palier axial passif

Il est courant d'utiliser des paliers passifs pour la sustentation et de mettre en place un ou plusieurs paliers actifs pour le guidage en rotation. Cette solution présente théoriquement l'avantage de ne pas consommer d'énergie pour la lévitation. La partie axiale de la suspension étant passive aucune source d'énergie extérieure n'est nécessaire, pas même pour la régulation de position. Le problème est que l'instabilité générée par la partie axiale passive doit être gérée par des centreurs actifs. Globalement, cette solution apporte une réduction peu significative du coût de la suspension. Mais en contrepartie, le contrôle des résonances axiales devient difficilement réalisable du fait de la passivité de la butée. Nous avons écarté cette solution car elle présentait trop de points sombres :

- les centreurs actifs sont chers
- bien que très peu excitée lors des phases de résonance la butée reste difficilement contrôlable
- problèmes d'intégration de la butée.

2.7.8 Couplage d'un palier radial passif avec un palier axial actif

Dans ce cas, la diminution du coût de l'ensemble de la suspension est très importante. Les centreurs actifs chers à réaliser sont remplacés par des centreurs passifs d'un coût beaucoup plus raisonnable. Quand à la butée active, elle est plus facile à implanter du fait de sa relative simplicité. En contrepartie de cette simplicité, nous ne pouvons presque pas agir sur les composantes radiales. Le centreur étant passif, les fréquences de résonance radiales

ainsi que tous les problèmes inhérents à la mise en mouvement du rotor devront être gérés à l'aide d'artifices de contrôle ou de dispositifs passifs. Ceci rend l'étude de la rotation de ce genre de dispositifs plus difficile. Malgré ces problèmes, c'est ce genre de structure que nous allons adopter. La facilité d'intégration ainsi que le coût réduit d'une telle suspension nous ayant décidé.

2.7.9 Couplage d'un palier axial actif avec des roulements centreurs

Cette solution très séduisante par sa simplicité pose de nombreux problèmes lorsque l'on veut minimiser le niveau de perte, maintenir un taux de pollution du vide faible ou assurer une grande durée de vie au système. Toutes ces questions sont malheureusement restées sans réponse tant l'information est difficile à trouver lorsque les utilisations se font aux limites des performances des roulements. Par manque d'informations et de compétences, nous ne nous sommes pas intéressés au problème.

Bien qu'il n'y ait pas ici de palier axial actif apparent, l'exemple suivant [Figure II - 23] démontre qu'il est possible de réaliser un stockage d'énergie dans un volant d'inertie sustenté par des roulements à billes sur des durées dépassant la minute. La société Energiestro a créée un dispositif de stockage d'énergie couplé à un groupe électrogène.

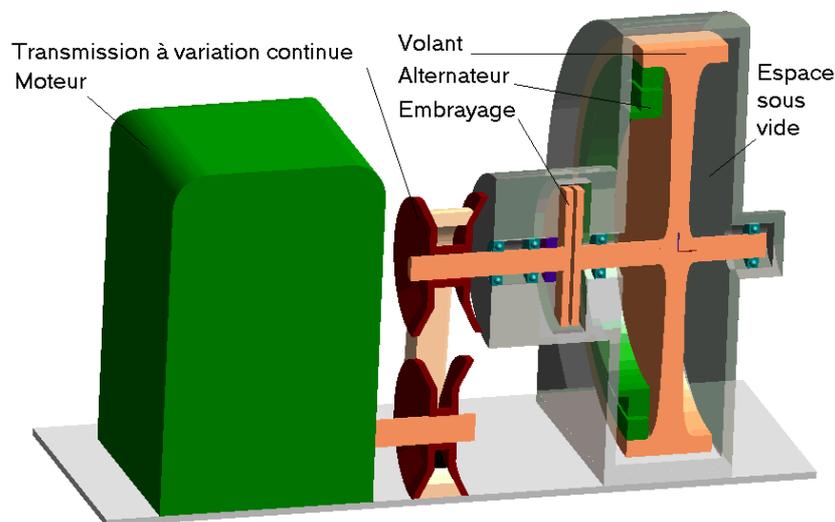


Figure II - 23 : Système de génération hybride Energiestro

Le volant d'inertie tourne en permanence, alors que le moteur thermique est arrêté l'essentiel du temps. Du fait de sa vitesse de rotation élevée, le volant contient une réserve d'énergie d'un kilowattheure qu'il restitue au fur et à mesure de la consommation d'électricité de l'utilisateur. Sa vitesse diminue ainsi progressivement. Lorsque la vitesse du volant descend en dessous d'un certain seuil, le moteur démarre quelques minutes pour relancer le

volant à sa vitesse maximale, puis il s'arrête. Avec ce mode de fonctionnement intermittent, le moteur ne fonctionne qu'une faible partie du temps, mais toujours dans les meilleures conditions : faible usure, haut rendement. C'est ce qui permet à ce système d'être plus économique et moins polluant qu'un groupe électrogène classique tournant en permanence.

2.8 Constitution de la suspension envisagée

Pour réaliser les fonctions de centreurs et de butées nécessaires à la lévitation, nous avons écarté d'emblée la suspension totalement active qui représentait un coût trop important en termes financier et énergétique. Quand aux matériaux diamagnétiques et supraconducteurs, leurs utilisations restant encore très ponctuelles nous les avons écarté. Le manque de connaissances nous a fait éviter les roulements classiques. Ainsi, les réflexions précédentes nous ont amené à choisir une solution simple : centreur passif et butée active. Etant donné le faible niveau de consommation d'énergie que nous nous sommes autorisés, un axe de rotation vertical s'est imposé rapidement. En effet, si nous avons utilisé un axe de rotation horizontal, des pertes en rotations auraient été obligatoirement induites du fait du décentrage du rotor par rapport au stator et cela quelle que soit la technologie utilisée.

2.8.1 Choix de la butée

Pour réaliser une butée active, le dispositif le plus simple est l'électroaimant. Il suffit alors d'un circuit magnétique comportant deux parties : une partie mobile pour le rotor, une partie fixe pour le stator ainsi qu'une bobine. Si un entrefer existe entre les deux parties ferromagnétiques du circuit, lorsqu'un courant circule dans la bobine, il apparaît une force d'attraction qui tend à minimiser la taille de l'entrefer. Dans ce type de structure, un courant de polarisation est nécessaire pour créer une force de lévitation. L'intensité de ce courant va dépendre de la géométrie du circuit, de la taille de la bobine et de la force moyenne nécessaire à la sustentation. Cette consommation permanente d'énergie est difficilement acceptable dans le cas d'un dispositif de stockage d'énergie.

Pourtant, exercer une force sans déplacement ne nécessite pas d'apport d'énergie mécanique. Si nous exprimons l'énergie en fonction de la force et du déplacement :

$$W = \vec{F} \cdot \vec{d}$$

Donc même avec une force très importante, si le mouvement est nul, l'énergie reste nulle. Si nous prenons un aimant permanent, il peut créer des forces de sustentation sans aucun apport d'énergie. Nous avons alors le choix de le placer soit au rotor soit au stator. Dans le premier cas, le fait d'implanter un aimant dans une structure en acier massif est très problématique. Il est nécessaire de réaliser de nombreuses pièces de maintien de l'aimant et

la rigidité de l'ensemble est alors grandement diminuée. Par contre, si nous plaçons l'aimant au stator, il est alors immobile et tous les problèmes mécaniques liés à la rotation de l'aimant disparaissent. En l'incluant dans le circuit magnétique, il peut être alors assimilé à un courant de polarisation qui fournira une force de lévitation sans apport d'énergie.

Les paliers de la Figure II - 24 fonctionnent sur un principe de minimisation de l'énergie stockée. Elle est présente sous forme magnétique, principalement entre le stator et le rotor (entrefer) et dans les aimants. En s'appuyant sur la Figure II - 24 , nous pouvons exprimer l'énergie présente dans l'entrefer grâce à la formule suivante :

$$W_a = \frac{1}{2} \cdot H_a \cdot B_a \cdot V_a = \frac{1}{2} \cdot H_a \cdot B_a \cdot S_a \cdot e$$

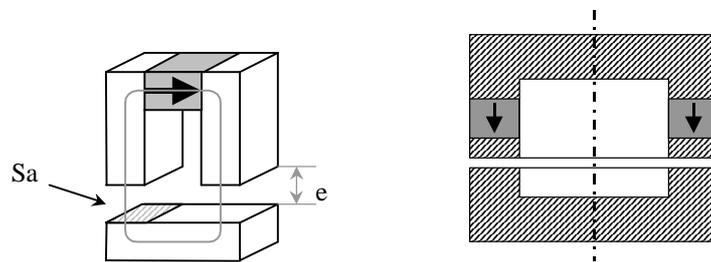


Figure II - 24 : Circuits de base

Où H_a , B_a , S_a , V_a et e sont respectivement le champ magnétique, l'induction, la surface du circuit, le volume d'air et la longueur totale de l'entrefer. Dans ce cas nous faisons l'hypothèse que le champ et l'induction sont homogènes dans l'entrefer. Si nous basons notre explication sur des géométries de révolution, tout mouvement tendant à allonger les lignes de champs est contraire au principe fondamental de minimisation d'énergie qui s'applique. Partant de là, lorsque nous déplaçons le rotor dans un plan normal à l'axe de rotation, l'énergie stockée augmente, donc le rotor a tendance à vouloir se recentrer automatiquement. Ce palier est stable radialement. Par contre, nous pouvons aisément voir le caractère instable de l'axe z , où la seule position stable est lorsque l'entrefer est nul. Il a donc fallu mettre en place un système capable de contrôler l'instabilité. La solution est d'implanter au sein du palier une bobine qui va modifier le flux circulant dans le système afin de modifier les forces d'attractions qui s'exercent entre les matériaux ferromagnétiques.

2.8.2 Contrôle de l'instabilité

Pour contrôler l'instabilité axiale d'une telle butée plusieurs solutions s'offrent à nous. Elles se différencient par la position de la bobine par rapport au flux de l'aimant.

2.8.2.1 Butée du type haut parleur

Dans un premier temps, nous pouvons mettre en place une interaction bobine – aimant permanent du type haut parleur [Figure II - 25]. Le champ magnétique de l'aimant va interagir avec le courant circulant dans la bobine pour créer une force. Dans une configuration donnée, le sens et le module de cette force dépendront uniquement du sens de l'amplitude du courant. Cette géométrie permet donc un contrôle bidirectionnel de la position.

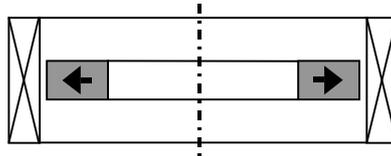


Figure II - 25 : Interaction du type haut parleur

Mais dans ce cas, un seul des deux éléments peut être fixe. L'implantation et l'alimentation d'une bobine au sein d'un ensemble tournant à grande vitesse étant très difficilement réalisable l'aimant doit alors être positionné au rotor. Nous retrouvons donc les problèmes mécaniques cités plus haut.

2.8.2.2 Butée à géométrie parallèle

Pour rester plus proche de la topologie générale de l'électroaimant que nous avons décidé d'adopter dans le chapitre précédent, nous pouvons accoler à la butée un deuxième électroaimant nécessaire au contrôle de l'instabilité. Il est composé d'un circuit magnétique et d'une bobine. Nous voyons Figure II - 26, un exemple de géométrie parallèle. Le flux créé par la bobine n'interagit pas avec celui créé par l'aimant. Nous obtenons donc un contrôle de la force portante indépendant de l'aimant mis en place. De plus l'entrefer vu par la bobine est assez faible, ce qui augmente son efficacité. En contrepartie de cette indépendance, ce montage ne permet pas de diminuer la force d'attraction créée par l'aimant. Il est donc impossible d'empêcher le collage du rotor sur le stator et donc de travailler autour d'un point de polarisation.

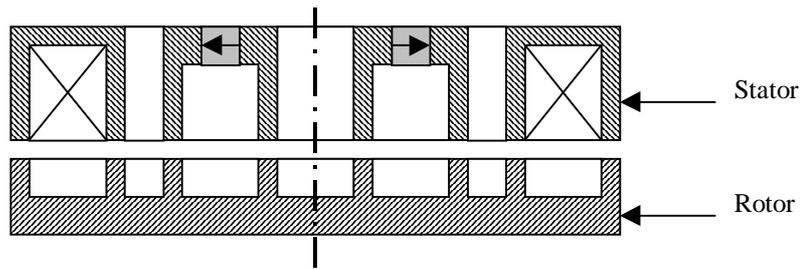


Figure II - 26 : Palier à réluctance variable à géométrie parallèle

Pour obtenir un contrôle bidirectionnel nous devons utiliser deux dispositifs identiques en oppositions. Afin de limiter la consommation d'énergie, les électroaimants réalisant le contrôle de l'instabilité ne seront pas polarisés par un courant. L'asservissement de position ne pouvant être réalisé autour d'un point de polarisation, il sera non linéaire et donc plus difficile à mettre en œuvre. De plus, il faut deux circuits magnétiques bien distincts : un pour le flux de l'aimant, un pour celui de la bobine. Ceci implique une réalisation plus difficile du fait des tolérances à respecter.

2.8.2.3 Butée à géométrie série

Dans le cas d'une géométrie série, le flux de la bobine vient interagir directement avec le flux principal de l'aimant permanent [Figure II - 27]. Le point le plus problématique est que le flux qu'elle crée doit traverser l'aimant. La bobine voit ainsi un entrefer élevé, donc une grande réluctance. Le second point à ne pas oublier est que l'aimant est soumis au champ créé par la bobine. Il doit pouvoir le supporter sans se désaimanter. Cependant, cette géométrie est très facile à implanter, à modéliser et à contrôler car il n'y a qu'un seul trajet possible pour le flux. De plus, un des principaux avantages de ce montage, provient du fait que la bobine agit sur un circuit magnétique déjà magnétisé.

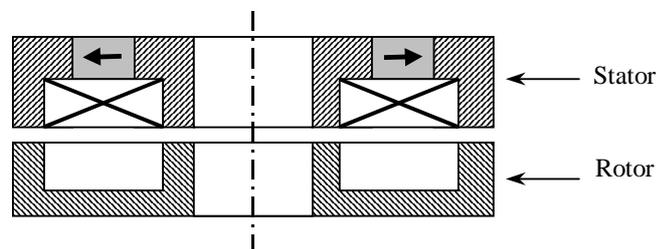


Figure II - 27 : à réluctance variable à géométrie série

2.8.2.4 Butée à géométrie mixte

Il existe par ailleurs des géométries plus subtiles qui allient les avantages des paliers séries à ceux des paliers parallèles. La butée bidirectionnelle Figure II - 28 en est un exemple [YON03].

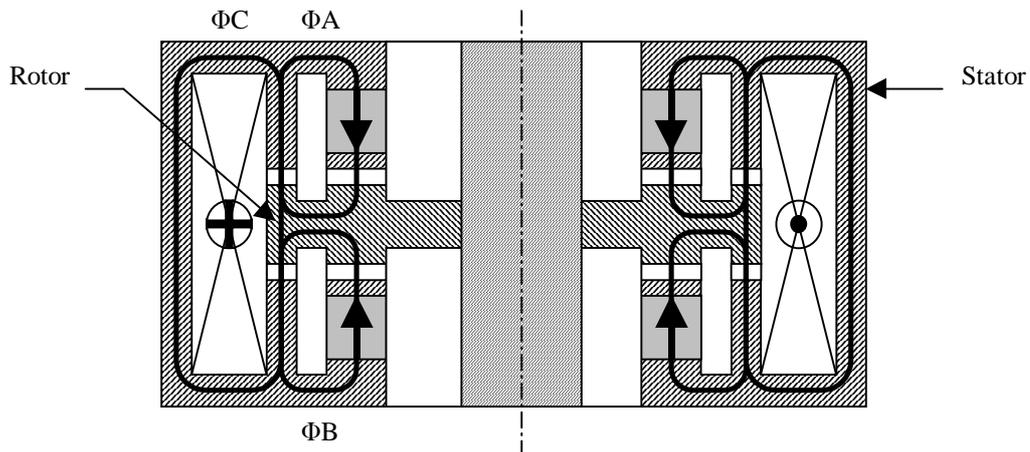


Figure II - 28 : Butée bidirectionnelle polarisée n°1

Le circuit magnétique entourant la bobine est polarisé. Elle permet d'obtenir des forces dans les deux sens de l'axe asservi. L'entrefer vu par la bobine est aussi faible que dans une géométrie parallèle. Cet exemple nous permet d'énoncer le principe de fonctionnement d'une butée bidirectionnelle. Lorsque le courant alimentant la bobine circule dans le sens indiqué par la Figure II - 28, il diminue l'induction dans l'entrefer du haut ($\Phi_{\text{Haut}} = \Phi_A - \Phi_C$) tandis qu'il l'augmente dans l'entrefer du bas ($\Phi_{\text{Bas}} = \Phi_A + \Phi_C$). La résultante des forces tend alors à entraîner le rotor vers la partie basse du palier. Lorsque le courant est inversé, l'effet contraire se produit et le rotor est attiré vers la partie haute.

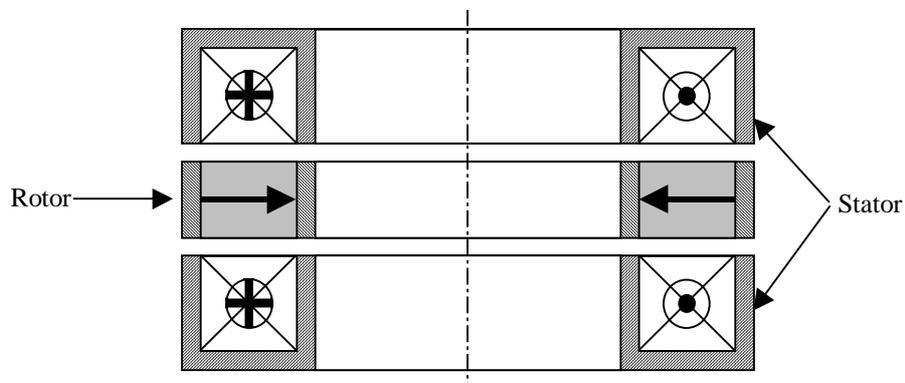


Figure II - 29 : Butée bidirectionnelle polarisée n°2

Afin de mieux comprendre l'avantage d'un circuit magnétique polarisé à l'aide d'un aimant permanent sur un circuit non polarisé, intéressons nous à la Figure II - 29. Les deux bobinages sont parcourus par le même courant. Ici, c'est la différence entre la force exercée par la partie haute du palier avec celle exercée par la partie basse qui va agir sur le rotor. Nous démontrons que les forces en position centrée sont proportionnelles au produit du champ créé par l'aimant et le courant traversant la bobine. Soit :

- F_1 la force exercée par la partie haute du stator sur le rotor
- F_2 la force exercée par la partie basse du stator sur le rotor
- F_p la force exercée par le stator sur le rotor
- B_1 l'induction dans l'entrefer de la partie haute
- B_2 l'induction dans l'entrefer de la partie basse
- B_0 l'induction créée par l'aimant dans les entrefers
- e la valeur d'un des entrefers en position parfaitement centrée
- S la surface au niveau des entrefers
- N le nombre total de spires (bobine 1 + bobine 2)
- I le courant parcourant les spires

Nous obtenons :

$$F_p = F_1 + F_2 = \frac{B_1^2 S}{2\mu_0} - \frac{B_2^2 S}{2\mu_0} = \frac{S}{2\mu_0} \left(\left(B_0 + \mu_0 \frac{NI}{4e} \right)^2 - \left(B_0 - \mu_0 \frac{NI}{4e} \right)^2 \right) = \frac{B_0 \cdot N \cdot S}{2 \cdot e} I$$

avec une induction due au bobinage de $\Delta B = \mu_0 \frac{NI}{4e}$ d'où :

$$F_p = \frac{2 \cdot S}{\mu_0} \cdot B_0 \cdot \Delta B$$

Dans le cas d'une butée non polarisée, nous aurions eu :

$$F = \frac{B^2 S}{2\mu_0}$$

Si nous nous intéressons au rapport entre la force exercée par la butée polarisée et celle exercée par la butée sans polarisation (pour une même induction produite par les bobinages : $\Delta B = B$), nous obtenons :

$$\frac{F_p}{F} = 4 \cdot \frac{B_0}{B}$$

Si nous restons dans des variations de B faible devant B_0 , la butée polarisée a des performances bien supérieures à celle non polarisée. En exemple : avec une polarisation de 1

T, une butée polarisée peut exercer des efforts 40 fois plus importants qu'une butée non polarisée parcouru par un même courant I induisant un champ de 0,1 T.

2.8.3 Choix de la géométrie finale de la butée

Après l'analyse des différentes solutions de contrôle appliquées à la butée que nous avons décidé d'adopter, nous pensons que la géométrie série propose de nombreux avantages :

- facilité de modélisation et de Commande
- intégration aisée
- coût de revient assez faible

Aussi, nous avons décidé d'opter pour une butée axiale active à géométrie série. Il reste maintenant à créer la fonction de centreur pour obtenir une suspension magnétique complète.

2.8.4 Choix du centreur utilisé

Nous avons décidé précédemment de mettre en place un centreur passif. Plusieurs possibilités s'offrent à nous. Tant au point de vue géométrique qu'au point de vue constitution. Voyons les différentes solutions envisageables.

2.8.4.1 Centreur à aimants permanents

Les montages passifs nécessitant des aimants permanents au rotor posent de nombreux problèmes de réalisation. Afin de maintenir les aimants permanents sur un mobile en rotation à très grande vitesse, il est nécessaire de les rigidifier et de les rendre plus résistants aux contraintes mécaniques. Il faut donc réaliser des actions de frettages sur les aimants ainsi que des mises en place de matrices amagnétiques qui vont maintenir les aimants permanents sans pour autant perturber leurs flux. Toutes ces opérations sont chères et difficiles à réaliser. Cet exemple peut être généralisé facilement et il en ressort une constatation : il est difficile de cascader des matériaux de différentes natures, soumis à des stress mécaniques importants, sans que les montages engendrés coûtent chers à réaliser.

Dans l'exemple suivant [Figure II - 30], les centreurs sont des paliers passifs. Mais les aimants permanents utilisés au rotor sont soumis, lors de la rotation, à un effort normal qui

tant à les maintenir en place dans leurs logements Il existe donc des artifices qui permettent d'utiliser les aimants même sous des contraintes mécaniques élevées.

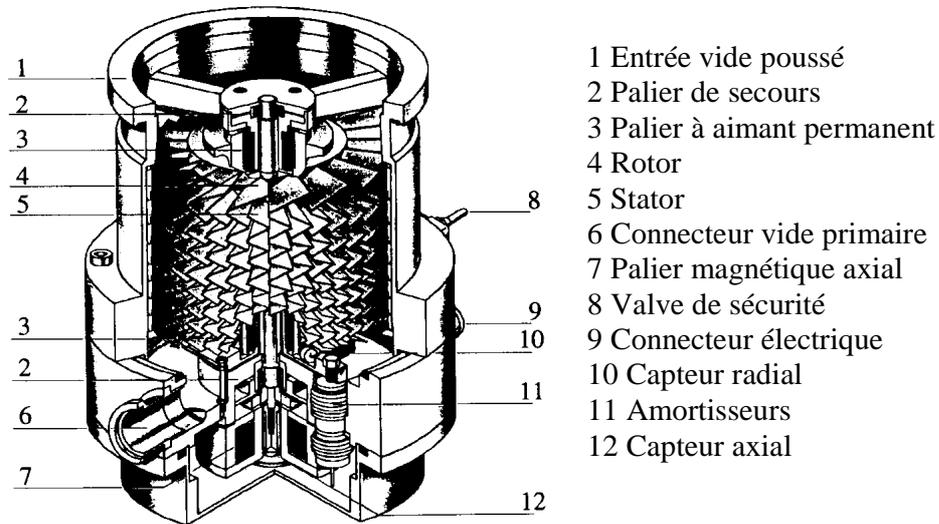


Figure II - 30 : Pompe turbomoléculaire à suspension hybride

2.8.4.2 Centreur à réluctance variable

Pour mettre en place un centreur à réluctance variable, il faut un circuit magnétique comportant une partie au rotor, une autre au stator et une source de flux. Dans le cas d'un centreur passif, cette source est un aimant. L'étude étant en premier lieu basée sur l'optimisation du prix de revient du palier, il s'agissait donc de réduire au maximum tous les coûts : de la fabrication à la mise en place. Ainsi, afin de limiter le coût de réalisation et l'encombrement du palier au sein du dispositif de stockage, il nous a paru plus avantageux d'intégrer toute la suspension dans un ensemble faisant office de centreur et de butée. Cette solution est possible dans notre cas puisque la butée est polarisée par un aimant et possède un circuit magnétique adéquat.

Le centreur est réalisé à l'aide de dents qui sont taillées dans le circuit ferromagnétique de la suspension. Ces dents en vis à vis canalisent le flux magnétique et créent des forces de rappel latérales qui maintiennent le palier centré [Figure II - 31].

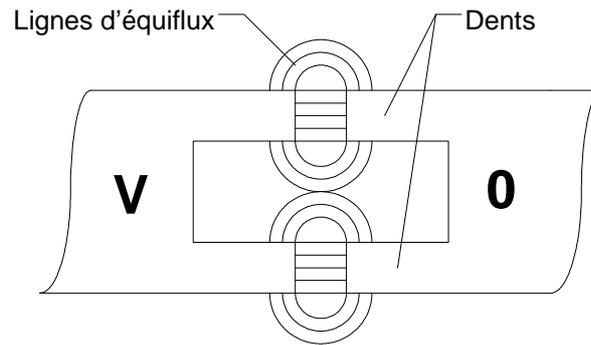


Figure II - 31 : Dents en vis à vis

Dans le cas d'un palier circulaire, ces dents maintiennent le rotor centré autour de l'axe magnétique. Cet axe est différent de l'axe géométrique et de l'axe d'inertie. En simplifiant, les lignes de champs sont modélisées par des arcs de cercle. Elles arrivent perpendiculairement aux flancs des dents. Si le palier se déporte, l'énergie du système est modifiée car les lignes de champ s'allongent. Les dents vont donc automatiquement se recentrer afin de minimiser l'énergie globale du système. Ce type de centrage n'est valable que si il n'y a pas de matériaux ferromagnétiques aux abords des dents considérées.

2.9 Conclusion sur la géométrie choisie

Pour réaliser la suspension, nous avons donc choisi d'utiliser un centreur à réluctance variable, intégré au sein d'une butée dont la position du rotor au long de l'axe instable allait être asservie grâce à la bobine. Le flux nécessaire au centrage et à la polarisation de la butée est fourni par un seul aimant. Voici Figure II - 32, la suspension étudiée. Pour des raisons expliquées dans le chapitre suivant, il faut savoir que de l'autre coté du rotor nous retrouvons une géométrie identique en opposition. Dans le chapitre suivant nous traiterons de la modélisation statique d'une telle suspension.

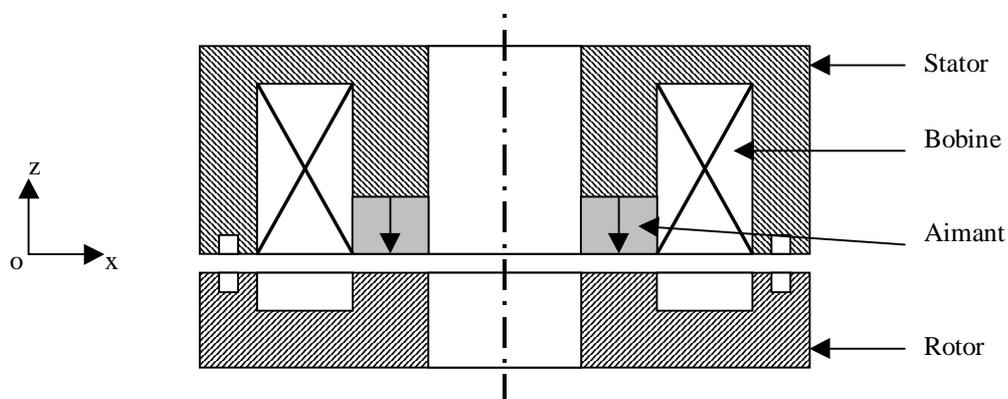


Figure II - 32 : Demi suspension à réluctance variable

CHAPITRE 3

Chapitre 3 : Etude statique de la suspension	65
3.1 Principe de fonctionnement de la suspension	65
3.2 Caractéristiques non transitoires.....	67
3.2.1 Définitions des forces et des raideurs.....	67
3.2.2 Calcul analytique des paliers à réluctance variable	71
3.2.3 Stabilité angulaire d'un tel palier	74
3.2.4 Caractérisation des paliers à l'aide des éléments finis	76
3.2.4.1 Détermination des caractéristiques axiales.....	77
3.2.4.2 Détermination des caractéristiques radiales.....	79
3.2.5 Modèle simple du palier.....	81
3.3 Modélisation des régimes transitoires	82
3.3.1 Modèle analytique.....	82
3.3.2 Etude indicielle.....	83
3.4 Mise en place des solutions de contrôle	86
3.4.1 Capteur de vitesse.....	86
3.4.2 Capteur de position.....	87
3.4.3 Correcteurs utilisés.....	91
3.4.3.1 Le correcteur Proportionnel - Dérivé.....	91
3.4.3.2 Le correcteur instable	92
3.5 Validation du modèle	95
3.5.1 Mesures réalisées sur le prototype.....	95
3.5.2 Validité du modèle prenant en compte les courants induits	97
3.6 Conclusion.....	98

Chapitre 3 : Etude statique de la suspension

Afin de pouvoir obtenir une lévitation stable, il nous faut contrôler la suspension que nous avons imaginée. Pour ce faire, nous avons besoin de connaître toutes ses caractéristiques statiques. Le terme statique signifie ici : sans mouvement de rotation. Car même à l'arrêt, la suspension peut entrer en vibration et ainsi avoir un mouvement oscillatoire générateur de pertes. Cette troisième partie couvre donc la modélisation de tous les paramètres nécessaires à la mise en place d'une régulation de position simple, sans pour autant prendre en compte la rotation.

3.1 Principe de fonctionnement de la suspension

Comme nous avons pu le voir dans le chapitre précédent, où la géométrie de la suspension a été décidée, nous utiliserons une butée axiale asservie faisant office de centreur. Pour des raisons détaillées plus loin, cette suspension est instable angulairement. Afin de supprimer naturellement cette instabilité, deux paliers de même type sont montés en opposition [Figure III - 1]. Quand à la position verticale, elle est nécessaire pour minimiser la consommation d'énergie.

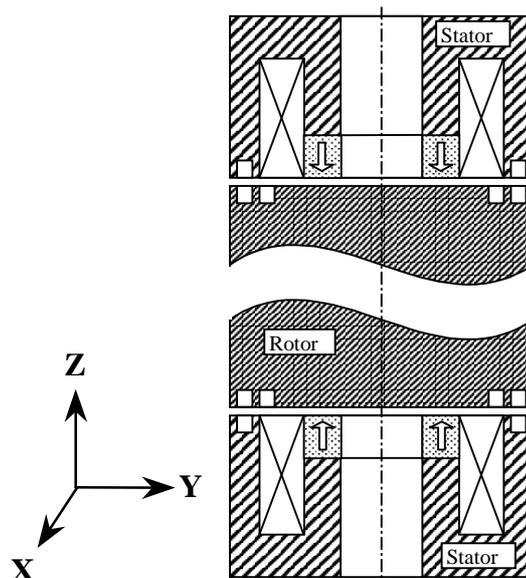


Figure III - 1 : Aperçu général de la suspension

Chacun des deux paliers exerce une force d'attraction sur le rotor. Ces deux forces de sens opposés ont un module qui est lié à la taille de l'entrefer en regard, ainsi qu'au courant traversant les bobines nécessaires au contrôle de position. Si l'on s'intéresse à l'équilibre axial du rotor et donc indirectement à la somme des forces le long de l'axe Z, nous pouvons résumer le fonctionnement à l'aide de la Figure III - 2. Elle représente les 3 types de points de fonctionnement où l'équilibre est atteint et où le courant de contrôle au sein des électroaimants est nul.

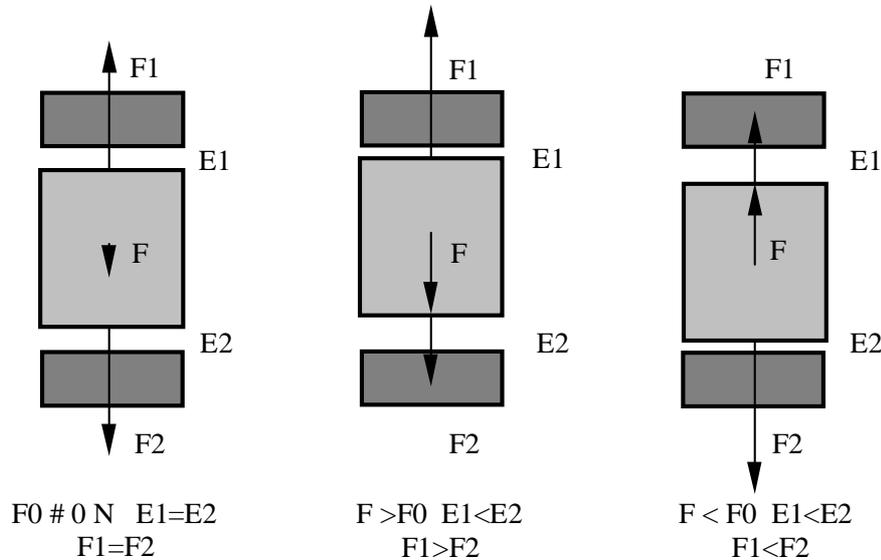


Figure III - 2 : Positions d'équilibres instables

- E1, E2, E3, E4 représentent les différents entrefers
- F0 représente une force nulle qui permet d'obtenir une position centrée
- F1 représente la force d'attraction créée par le circuit magnétique du haut
- F2 représente la force d'attraction créée par le circuit magnétique du bas
- F est la somme des forces extérieures à la suspension appliquées sur le rotor (poids du rotor, perturbation, charges, etc...)

Dans le premier cas, la somme des efforts appliqués sur le rotor est nulle (le poids du rotor est négligé). La force du haut doit être de même module que celle du bas, la position d'équilibre du rotor est donc centrée au milieu des deux stators. Nous entendons par position d'équilibre, un lieu où le courant moyen de stabilisation devient nul. Dans les deux autres cas, quand la force F n'est pas négligeable, il faut rétablir l'équilibre $\sum \vec{F}_i = 0$, d'où il faut que $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F} = 0$. Le rotor doit donc se rapprocher vers le stator opposé à la direction d'application de la force F afin de rétablir l'équilibre. Ceci vient du fait que plus l'entrefer est petit, plus la force d'attraction est élevée (pour une différence de potentiel magnétique constante entre le stator et le rotor). En diminuant l'entrefer d'un côté et donc en l'augmentant

de l'autre, l'équilibre des forces s'obtient dans une certaine limite. Nous verrons plus tard que cette limite est conditionnée par la taille de l'entrefer ainsi qu'une caractéristique appelée raideur axiale. De par son principe de contrôle / commande, cette suspension ne peut en aucun cas être utilisée dans des systèmes nécessitant des précisions de positionnement élevées. Mais dans notre cas la position axiale du rotor n'est pas une donnée a priori très fluctuante du fait de l'implantation de l'accumulateur d'énergie dans un milieu statique soumis à peu de mouvements., Pour d'autres applications, le fonctionnement peut éventuellement être envisagé avec précision, uniquement si l'asservissement n'est pas à courant nul.

3.2 Caractéristiques non transitoires

Le terme transitoire s'applique ici à des phénomènes liés au temps d'établissement d'une force. Ceci n'implique pas des mouvements du rotor par rapport au stator mais uniquement des retards dus à des constantes de temps que l'on pourrait appliquer sur tous nos paramètres de forces ou de raideurs. Dans cette partie nous nous intéressons donc uniquement au régime établi.

3.2.1 Définitions des forces et des raideurs

La première condition pour qu'un corps immobile soit en équilibre (dans notre cas, le rotor) est qu'il doit être soumis à des forces dont la somme est nulle :

$$\sum \vec{F}_i = \vec{0}$$

Ensuite, si on prend le cas d'une balance [Figure III - 3], la force exercée par la liaison centrale sur la balance équilibre bien la somme des deux poids appliqués à chaque extrémité. Mais la somme des moments au centre de la liaison n'est pas nulle. Ce qui implique une deuxième condition nécessaire à l'obtention d'un équilibre stable :

$$\sum \vec{M}_i = \vec{0}$$

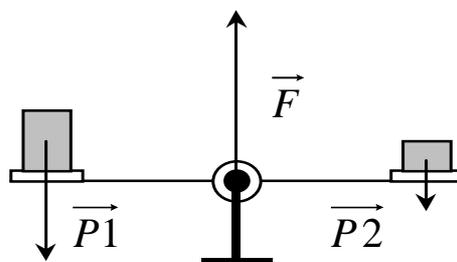


Figure III - 3: Balance déséquilibrée

Malheureusement, ces conditions d'équilibres sont nécessaires mais insuffisantes pour obtenir une parfaite stabilité. Prenons comme exemple une selle de cheval composée de deux arrêtes de forme hémisphériques décalée de 90°. Au centre de l'assise nous déposons une bille [Figure III - 4]. Nous allons représenter l'ensemble dans deux plan normaux, coïncidents avec la bille, l'un étant longitudinal à la selle et l'autre transversal à celle ci. Dans les deux coupes, lorsque la bille repose en haut ou au creux de la calotte hémisphérique, elle est en équilibre. La force F exercée est identique au poids apposé au sens prés.



Figure III - 4 : Bille posée sur une selle de cheval

Pourtant, dans le cas où la bille est posée sur la calotte [Figure III - 5], la bille ne peut difficilement rester immobile sur le sommet : l'équilibre est instable. Sachant que la droite d'application de la force F est toujours perpendiculaire à la calotte, nous avons :

$$\vec{F}_y = -\vec{P} \quad \text{et} \quad \vec{F}_z = \vec{P} \cdot \tan \alpha \quad \text{d'où} \quad F_z = \frac{z \cdot P}{\sqrt{r^2 - z^2}}$$

Lorsque nous calculons la dérivée de la force au point d'équilibre instable, nous obtenons :

$$\frac{dF_z}{dz} = \frac{P}{r}, \quad \text{en considérant } dz \ll r$$

Cette valeur est toujours positive. Ceci signifie que pour n'importe quel déplacement dz, une force dFz de même sens viendra s'ajouter. Ce résultat signifie que la bille est dans une position instable que tout mouvement dans le plan (Ozy) viendra déstabiliser.

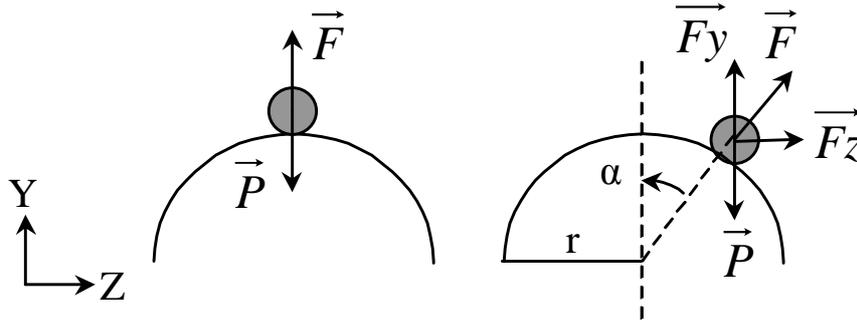


Figure III - 5 : Coupe longitudinale d'un selle

Dans le cas suivant [Figure III - 6], nous pouvons appliquer le même raisonnement. Si nous nous intéressons à la force F_x et à sa dérivée au point d'équilibre, nous obtenons les résultats suivants :

$$F_x = \frac{-x \cdot P}{\sqrt{r^2 - x^2}} \quad \text{d'où} \quad \frac{dF_x}{dx} = -\frac{P}{x}$$

La dérivée est ici toujours négative. Donc tous déplacements dx créeront une force dF_x s'opposant au déplacement. La bille est dans une position stable et aucun mouvement dans le plan (Oxy) ne peut la déstabiliser.

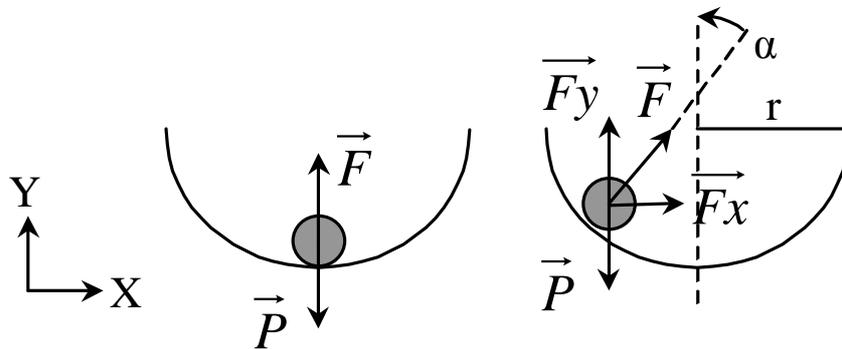


Figure III - 6 : Coupe transversale d'une selle

Afin de prendre en compte ces phénomènes d'instabilité, nous allons définir des raideurs linéaires et des raideurs angulaires comme suit :

$$\vec{k} = - \begin{pmatrix} \frac{dF_x}{dx} \\ \frac{dF_y}{dy} \\ \frac{dF_z}{dz} \end{pmatrix} \quad \text{ainsi que} \quad \vec{k}_\theta = - \begin{pmatrix} \frac{dM_{\theta_x}}{d\theta_x} \\ \frac{dM_{\theta_y}}{d\theta_y} \\ \frac{dM_{\theta_z}}{d\theta_z} \end{pmatrix}$$

Pour bien sentir le fonctionnement des paliers magnétiques, nous pouvons les comparer à un système mécanique. Lorsque la raideur du palier est positive, il peut être alors assimilé à un ressort qui va s'opposer au déplacement. A l'inverse, lorsque sa raideur est négative, le palier va favoriser l'écartement de la position d'origine. En conclusion, les paliers doivent vérifier les huit conditions suivantes pour maintenir un corps en lévitation totale:

$$\begin{aligned} \sum \vec{F}_i &= \vec{0} \quad \text{et} \quad \sum \vec{M}_i = \vec{0} \\ k_x &> 0, k_y > 0, k_z > 0 \\ k_{\theta_x} &> 0, k_{\theta_y} > 0, k_{\theta_z} > 0, \end{aligned}$$

Mais au delà de cette apparente simplicité, vient s'appliquer un théorème datant de 1839 qui complique fortement le système. Il a été publié par Samuel Earnshaw [EAR01] et démontre qu'une particule polarisée plongée dans un champ électrostatique ne peut trouver une position d'équilibre stable. Dans notre cas, nous pouvons étendre ce théorème aux matériaux ferromagnétiques à aimantation non rigide. Nous le formulerons alors comme suivant : Il est impossible d'obtenir la lévitation totale d'un corps immobile plongé dans un champs magnétostatique si la perméabilité relative μ_r de l'ensemble du système est supérieur à un. En pratique, il est donc impossible d'obtenir une lévitation totale uniquement à l'aide d'aimants permanents et de paliers à réluctance variable passifs. Elle peut néanmoins être réalisée à l'aide de matériaux diamagnétiques ($\mu_r < 1$) ou de supraconducteurs.

En s'appuyant sur le calcul de l'énergie magnétostatique d'un système réluctant, nous pouvons [SAB01] obtenir la relation suivante :

$$k_x + k_y + k_z < 0$$

Ce qui signifie qu'un corps à aimantation non rigide ne peut pas trouver de position d'équilibre stable puisqu'il y a instabilité suivant au moins une des trois directions. Pour un système cylindrique tel que le notre ayant une symétrie de révolution autour de l'axe Oz, la raideur k_x est égale à la raideur k_y . Pour faciliter l'écriture, nous nommerons k_x et k_y raideur radiale (k_r) ainsi que k_z raideur axiale (k_a). Nous avons alors :

$$k_a < -2 \cdot k_r$$

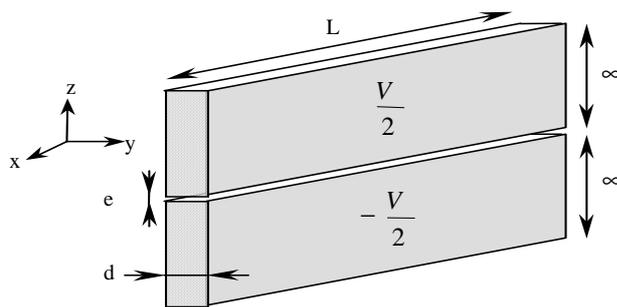
Dans la suite de ce travail, nous nous attacherons donc à modéliser toutes ces raideurs afin d'optimiser des géométries en fonction des nécessités : raideur radiale, raideur axiale, forces portantes. Notre palier étant un centreur à réluctance variable, sa raideur radiale k_r est donc nécessairement positive. Quand à sa raideur axiale k_a , le palier étant instable axialement, elle est de ce fait négative. Mais cela nous procure une force portante F_p positive qui permet de sustenter le rotor.

3.2.2 Calcul analytique des paliers à réluctance variable

Afin d'obtenir des raideurs radiales non négligeables, les paliers à réluctance variable doivent comporter des dents de centrage. Il en résulte un circuit magnétique généralement complexe. Le calcul analytique de ces paliers a néanmoins été réalisé par Ajit Vishwanath Sabnis en 1974 [SAB01]. Ce travail ardu et très mathématique est fondé sur des représentations conformes (Schwarz - Christoffel) qui permettent de transformer les motifs tridimensionnels des dents des paliers en configurations géométriques plus facilement interprétables.

Mais cette méthode suppose que les dents soient deux équipotentielles magnétiques. La perméabilité est donc supposée infinie et le calcul analytique ne permet pas de rendre compte de la saturation des dents. Les formules suivantes sont données pour des dents de hauteur infinie, de perméabilité relative μ_r infinie et pour une différence de potentiel magnétique V constante :

Dans le cas d'un palier linéaire de longueur L [Figure III - 7], nous avons :



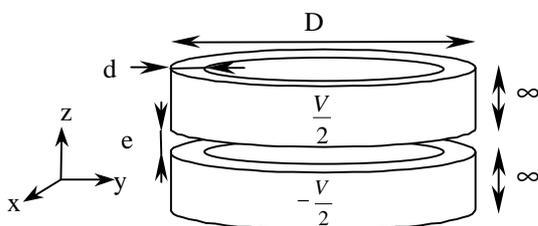
$$F_z \approx \frac{\mu_0 \cdot V^2 \cdot L}{\pi \cdot e} \left(1 + \frac{\pi \cdot d}{2e} \right)$$

$$k_z \approx -\frac{\mu_0 \cdot V^2 \cdot L}{\pi \cdot e^2} \left(1 + \frac{\pi \cdot d}{e} \right)$$

$$k_y \approx \frac{\mu_0 \cdot V^2 \cdot L}{\pi \cdot e^2} \quad \text{pour } d > e$$

Figure III - 7 : Dents linéaires en vis à vis

Dans le cas d'un palier circulaire de diamètre D [Figure III - 8], nous avons :



$$F_a \approx \frac{\mu_0 \cdot V^2 \cdot D}{e} \left(1 + \frac{\pi \cdot d}{2e} \right)$$

$$k_a \approx -\frac{\mu_0 \cdot V^2 \cdot D}{e^2} \left(1 + \frac{\pi \cdot d}{e} \right)$$

$$k_r \approx \frac{\mu_0 \cdot V^2 \cdot D}{2 \cdot e^2} \quad \text{pour } d > e$$

Figure III - 8 : Dents circulaires en vis-à-vis

« a » signifiant axiale et « r » radiale

A travers ces formules, nous pouvons voir que lorsqu'on passe d'un palier linéaire de longueur L à un palier circulaire de périmètre égale, la force portante n'est pas modifiée mais

la raideur radiale (k_r) n'est plus que la moitié de la raideur normale (k_y) du palier d'origine. Ceci signifie que la raideur radiale d'un palier magnétique à symétrie cylindrique est identique à celle d'un modèle développé dont la longueur serait le demi périmètre du palier. Ce principe nous sera utile plus tard lorsque nous utiliserons un logiciel de simulation par éléments finis pour calculer les caractéristiques.

Toutes ces formules sont valables uniquement si les dents sont infiniment hautes et entourées de vide. Dans notre cas, nous ne désirons pas nous limiter à une seule dent mais au contraire en mettre plusieurs en parallèle pour augmenter la raideur radiale. Ainsi, l'encombrement étant une donnée importante, le palier ne peut pas avoir des dents trop éloignées les unes des autres. Et pour des facilités de réalisation (usinage), les dents ne doivent pas non plus être d'une hauteur trop importante. En principe, l'essentiel des forces ne s'exerce qu'en bout de dent. Nous allons donc chercher à connaître le lien entre hauteur de dent et diminution de la force de recentrage. En modélisant grossièrement les lignes de champs passant des faces latérales d'une dent à leurs homologues sur l'autre dent, nous obtenons des demis cercles [Figure III - 9].

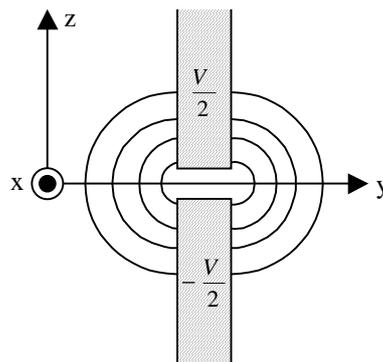


Figure III - 9 : Représentation grossière des lignes de champs entre les faces latérales

Si les dents sont soumises à une différence de potentiel magnétique V et espacées d'un entrefer e alors le champ B sur une face latérale est de la forme [SAB01] :

$$B(z) = \frac{\mu_0 \cdot V}{\pi} \cdot \frac{1}{z + \frac{e}{2}}$$

Soit une densité linéique de force exercée sur chaque face latérale de la dent, le long d'une hauteur z de :

$$f(z) = \frac{\mu_0 \cdot V^2}{2 \cdot \pi^2} \cdot \frac{1}{z + \frac{e}{2}} \Rightarrow F(z) = \frac{\mu_0 \cdot V^2}{2 \cdot \pi^2} \cdot \int_0^z \frac{1}{z + \frac{e}{2}} \cdot dz = \frac{\mu_0 \cdot V^2}{2 \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{2}{e} - \frac{1}{z + \frac{e}{2}} \right)$$

Nous pouvons ainsi calculer le rapport des densités linéiques de force entre une dent de hauteur infinie en une de hauteur « z » de la sorte :

$$F(\infty) = \frac{\mu_0 \cdot V^2}{\pi^2 \cdot e} \Rightarrow \frac{F(\infty) - F(z)}{F(\infty)} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot z}{e}}$$

Afin de ne pas avoir des dents de hauteurs trop importantes, nous nous sommes limité à un facteur « z/e » de 5. Ce qui nous donne environ 90% de la force maximale que nous aurions pu obtenir à l'aide de cette géométrie. De même, pour que ces résultats soient valables, il est nécessaire que les dents ne soient pas entourées de matériaux ferromagnétiques. En faisant les même suppositions que précédemment, nous avons donc décidé de ne pas rapprocher les dents les unes des autres à plus de 5 fois l'entrefer de base. Ce qui nous permet d'obtenir la quasi totalité des forces.

Enfin, pour obtenir un bon centreur, il est nécessaire d'optimiser les dents du palier afin que le rapport « raideur radiale / force portante » (ou raideur radiale / raideur axiale) soit le plus élevé possible. Pour ce faire, nous avons là aussi utilisé les résultats des travaux de A.J. SABNIS. Le cas le plus favorable est celui où la dent est une ligne de potentiel de largeur négligeable (d/e = 0). Dans le cas d'un palier linéaire, nous obtenons :

$$\frac{kz}{ky} = -\frac{\pi^2}{4}$$

Et dans le cas d'un palier circulaire :

$$\frac{ka}{kr} = -\frac{\pi^2}{2}$$

Mais une telle géométrie est impossible à réaliser techniquement. Faire des dents minces et hautes ne serait pas une solution très résistante mécaniquement. Le but étant de faire tourner le rotor à des vitesses assez élevées, les contraintes mécaniques normales appliquées sur les dents seraient alors fatidiques pour celles-ci. De plus, les forces axiales et radiales générées par des dents d'épaisseur « nulle » sont très faibles donc inexploitable.

A l'inverse, les forces axiales et radiales générées par des dents dont le rapport d/e est très élevé sont bien plus fortes que celles engendrées par des dents de largeurs nulles. Mais dans ce cas, le rapport ka/kr devient lui aussi très élevé et l'instabilité générée par la suspension est alors bien trop importante. Le centreur sera de très mauvaise qualité.

Si par contre nous restons dans des dimensions mécaniquement réalisables (d proche de e), les lois qui régissent les raideurs sont alors celles citées plus haut. Ce qui nous permet d'avoir une idée de l'instabilité ainsi engendrée.

Nous obtenons le rapport suivant :

$$\frac{k_z}{k_y} = -\left(1 + \frac{\pi \cdot d}{e}\right)$$

Ensuite, il reste à relier la largeur de la dent avec le décalage latérale [Figure III - 10]. La force de recentrage F_y est très dépendante du rapport d/e mais elle l'est tout autant de $\Delta l/e$. En effet, la fonction $F_y(\Delta l)$ ne fait pas qu'augmenter à mesure que les dents s'éloignent latéralement. Elle passe par une valeur maximale puis ensuite diminue. Sur un palier ceci signifie qu'à partir d'un certain écart Δl , le centreur ne fonctionnera plus et le palier ne pourra plus rejeter la perturbation. Ces éléments de réponses ne sont pas totalement suffisants pour dimensionner notre palier, mais ils nous donnent des ordres de grandeurs, des tailles et des raideurs que nous utiliserons plus tard, lors de l'optimisation du palier à l'aide d'un logiciel de calcul à éléments finis.

Le dernier point à prendre en compte est l'inclinaison des faces latérales des dents qui vont être en regard [Figure III - 10]. Il a été prouvé [SAB02] que pour des dents dont les décalages latéraux sont inférieurs à une fois l'entrefer, la meilleure solution reste une dent franche et non inclinée. Par contre si les décalages sont plus importants (2 ou 3 fois l'entrefer), des dents ayant un angle « α » supérieur à 60° permettent d'augmenter très légèrement la force de recentrage (+10% de force pour un angle $\alpha = 75^\circ$ et un décalage de 3 fois l'entrefer).

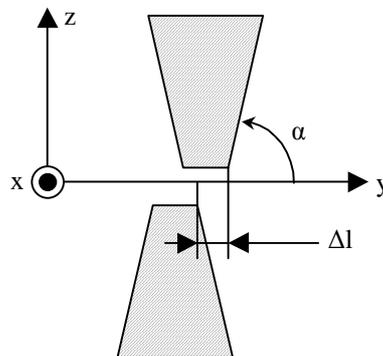


Figure III - 10 : Dents inclinées et décalé

3.2.3 Stabilité angulaire d'un tel palier

Comme nous avons pu le voir plus haut, l'équilibre des forces appliquées sur le rotor est obtenue à l'aide des raideurs de la suspension. La raideur radiale nous assure une stabilité dans le plan perpendiculaire à l'axe de rotation. Les forces axiales nous permettent

d'équilibrer le poids du rotor et les perturbations colinéaires à l'axe de rotation. Enfin, l'instabilité axiale générée par le palier sera contrôlée à l'aide d'une bobine [Chap. 2.7.1].

Il reste maintenant à savoir si la suspension est stable à la vue de tous les moments appliqués sur le rotor. Sur la Figure III - 11, nous avons représenté la suspension telle qu'elle peut être schématisée. Les trois moments qui nous intéressent et qui sont susceptibles d'agir sur la stabilité angulaire sont les suivants :

- M_{xy} : il est créé par le moteur d'entraînement et nous est utile. Les moments s'appliquant autour de l'axe Z ne doivent donc pas être entravés.
- M_{yz} et M_{zx} : ce sont des moments déstabilisant car ils impliquent un contact entre le rotor et les stators.

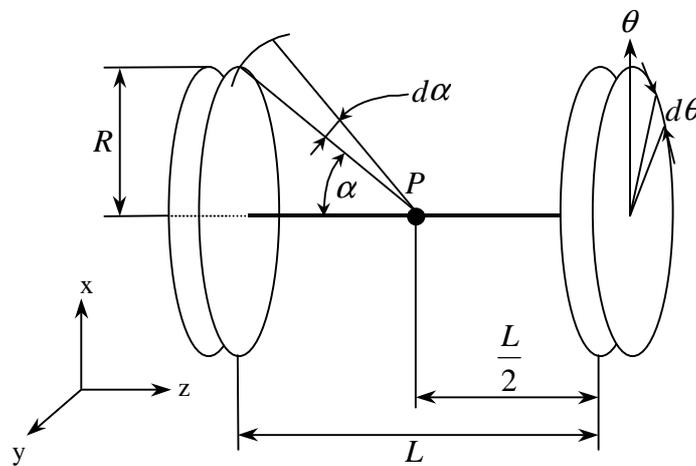


Figure III - 11 : Système de paliers opposés pour l'analyse de la stabilité angulaire

Afin de calculer les conditions minimums de stabilité angulaire, il faut se positionner au point où l'instabilité va être maximum. Ce point dépend uniquement des raideurs radiales. Il est situé au barycentre des paliers, pondéré par les raideurs radiales situées de part et d'autre.

Lors d'une rotation $d\alpha$ autour du point P, le déplacement radial maximum vaut :

$$dR = \frac{L}{2} \cdot d\alpha$$

Le couple de recentrage ainsi créé par les deux centreurs montés en opposition est de :

$$Mr1 = \frac{1}{2} \cdot L^2 \cdot kr \cdot d\alpha, \text{ où } kr \text{ représente la raideur radiale de chaque centreur.}$$

Le déplacement axial au niveau des entrefers peut s'écrire :

$$dz = R \cdot d\alpha \cdot (1 - \cos \theta)$$

La modification sur la force axiale agissant sur un élément de longueur $R \cdot d\theta$ devient :

$$dF_z = \frac{ka \cdot R}{2\pi} \cdot d\alpha \cdot (1 - \cos \theta) \cdot d\theta$$

En intégrant cela sur toute la périphérie, nous obtenons dans le pire des cas (toute la force agissant à la périphérie du palier) :

$$Mr_2 = \frac{ka \cdot R^2 \cdot d\alpha}{2\pi} \cdot 8 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta \cdot (1 - \cos \theta) \cdot d\theta = \frac{4 \cdot ka \cdot R^2 \cdot d\alpha}{\pi} \cdot \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)$$

Pour que la suspension soit stable angulairement, il faut donc la condition suivante :

$$Mr_1 - Mr_2 > 0 \Rightarrow \frac{L}{R} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot ka}{kr} \left(\frac{4}{\pi} - 1\right)} \approx 0.739 \cdot \sqrt{\frac{ka}{kr}}$$

Lorsque nous optimiserons la suspension à l'aide des éléments finis, nous devons alors tenir compte de ce paramètre pour que la suspension n'ait pas une géométrie trop allongée. Dans le chapitre suivant nous nous attarderons sur le comportement dynamique des suspensions allongées ayant une inertie transversale plus grande que leur inertie radiale.

3.2.4 Caractérisation des paliers à l'aide des éléments finis

Tous les paramètres n'ont pas été déterminés facilement. Les premiers pas nous ont guidés vers des géométries comportant de nombreuses dents de centrage mais nous nous sommes aperçus que ce n'était pas la meilleure solution. En effet, le flux de l'aimant se séparant alors dans de nombreux circuits, les raideurs que l'on obtenait alors étaient assez faibles et de ce fait rendaient le palier inutilisable. D'autres comportaient des circuits magnétiques complexes et difficilement réalisables en grande série. Nous nous sommes donc orientés vers cette géométrie très simplifiée. [Figure III - 12].

Une fois la géométrie décidée, nous nous sommes renseignés auprès des fabricants d'aimants permanents afin de savoir quelles nuances et quelles tailles ils pouvaient nous proposer rapidement. Sachant que le premier prototype allait nous servir uniquement à comprendre et analyser tous les problèmes que nous risquions de rencontrer lors de la mise en œuvre d'une telle suspension. Nous avons donc choisi un aimant dont les dimensions et les caractéristiques se prêtait bien à la réalisation d'un prototype de taille raisonnable (quelques kilos) ce qui allait nous permettre de travailler sans risque et sans problème de manutention.

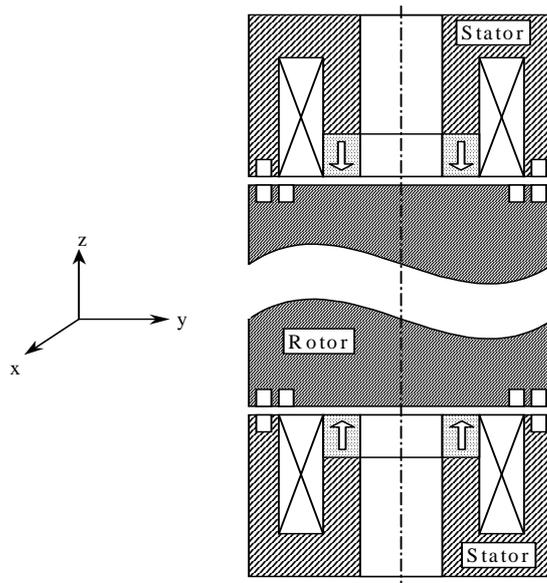


Figure III - 12 : Vue générale de la suspension

Nous utilisons donc dans notre suspension des bagues d'aimant en Néodyme - Fer - Bore de 1 Tesla d'aimantation rémanente, aimantées axialement. Toutes les dimensions du prototype sont données en Annexe.

3.2.4.1 Détermination des caractéristiques axiales

Il est primordial de connaître les lieux où le circuit magnétique va saturer et si lorsque l'on augmente le courant dans la bobine, le palier va réagir d'une manière linéaire. Toutes les simulations ont été réalisées dans une configuration magnéto-statique pour ne pas tenir compte des phénomènes liés aux courants induits. Dans un premier temps, attardons nous sur la Figure III - 13.

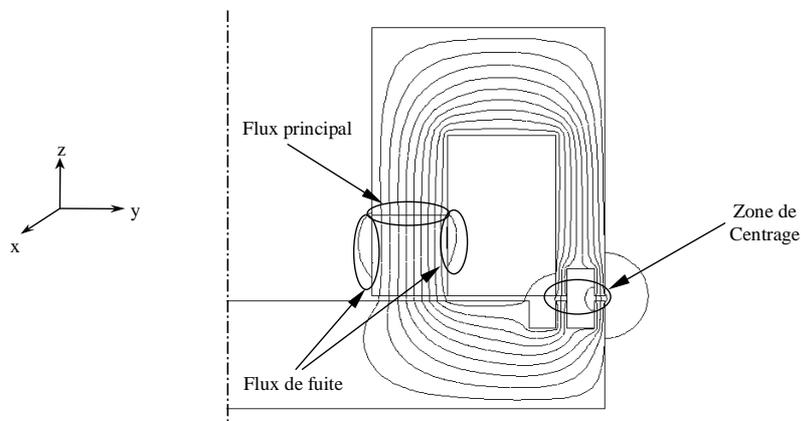


Figure III - 13 : Représentation des lignes d'équiflux

Elle représente le trajet des lignes d'équiflux au sein du palier. Il est alors facile de voir comment les dents canalisent une grande partie du flux circulant dans le circuit magnétique. La circulation du flux étant quasiment constante et la surface du circuit magnétique se rétrécissant, les dents sont soumises à une induction magnétique élevée. Dans cette géométrie, sous un entrefer de 0,5 mm et un courant nul, les dents sont soumises à une induction moyenne de 1,5 Tesla avec des zones pouvant monter jusqu'à 2 Tesla. Ces valeurs nous permettent d'avoir des pressions magnétiques assez importantes (de 9 à 16 bars).

Ensuite, une routine écrite en fortran nous a permis de simuler la Force axiale en fonction de deux paramètres : l'entrefer (e) et de la densité de courant (J) et cela afin de tester rapidement toutes les géométries. Ce que nous représentons ici ne tient pas compte du coefficient de bobinage des bobines. Il est donc important de noter que cette représentation nous permet de connaître le nombre d'ampères-tours nécessaire pour obtenir la force désirée.

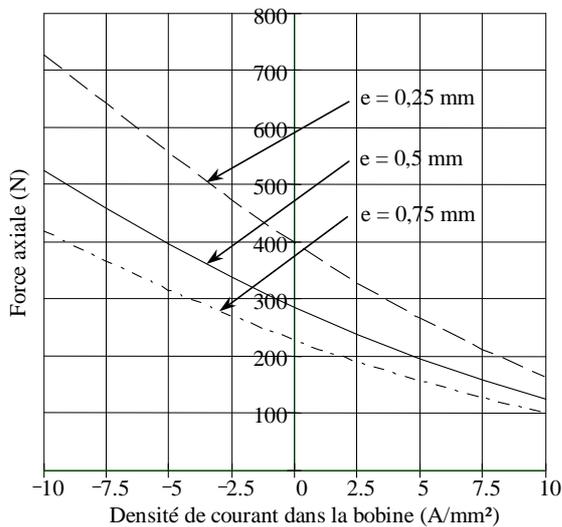


Figure III - 14 : Force axiale = $f(e,J)$

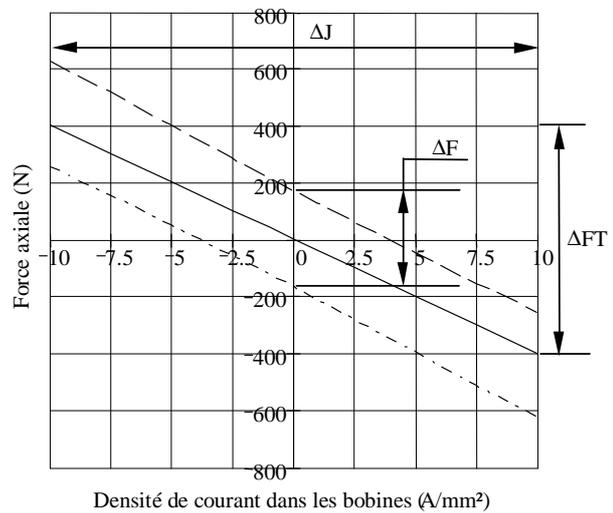


Figure III - 15 : Force axiale totale = $f(e,J)$

Les résultats présentés Figure III - 14 sont les simulations réalisées pour un seul électroaimant. Ces courbes ne sont pas linéaires, ce qui nous conduirait à mettre en place un asservissement prenant en compte des paramètres non linéaires.

D'un autre côté, étant donné que la suspension est composée de deux électroaimants, lorsque d'un côté le palier présente un entrefer de 0,25 mm, de l'autre côté nous pouvons observer un entrefer de 0,75 mm. De plus, le sens du courant dans les bobines de contrôle est inversé pour que les effets d'attraction et de répulsion se combinent. Nous avons donc retracé les courbes de force axiale en fonction de la densité courant pour trois entrefers différents et ceci, en se positionnant du point de vue de l'électroaimant du bas (c'est à dire, lorsque la demie suspension du bas voit un entrefer de 0,25 mm et celle du haut un entrefer de 0,75 mm).

Les résultats sont présentés Figure III - 15. Nous pouvons remarquer que si nous nous attachons uniquement à un demi palier, la non linéarité est importante. Mais du fait que chaque demie suspension fonctionne à l'inverse l'une de l'autre, les non linéarités se détruisent d'elles-mêmes [Figure III - 16].

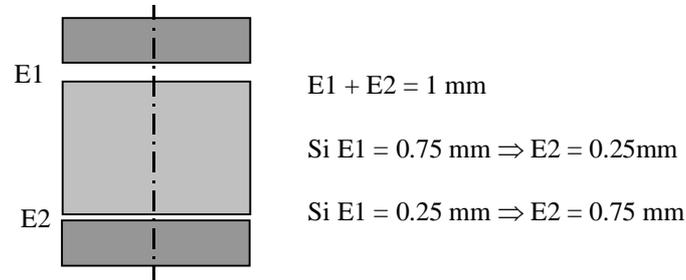


Figure III - 16 : Association de chaque moitié de suspension

De la Figure III - 15, nous pouvons estimer que la linéarité est suffisamment importante pour considérer que la raideur axiale est constante. Nous pouvons donc déduire les caractéristiques suivantes :

- Raideur axiale (N/m) :

$$|ka| = \frac{\Delta F}{\Delta e} = \frac{340}{0,5 \cdot 10^{-3}} = 680 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

- Variation de la force / Variation du courant (N/A/mm²) :

$$|ki| = \frac{\Delta FT}{\Delta J} = \frac{840}{20} = 42 \text{ N/A/mm}^2$$

Ces paramètres, ainsi calculés, nous permettrons de dimensionner le modèle analytique établi plus loin.

3.2.4.2 Détermination des caractéristiques radiales

Lorsque nous avons voulu simuler la raideur radiale du palier, la géométrie axisymétrique en deux dimensions ne suffisait plus. En effet, un décalage latéral induisait par symétrie une réduction de diamètre au lieu d'un mouvement de translation. La première idée qui nous est venue a été d'utiliser un modeleur 3D au lieu du 2D utilisé jusque là. La géométrie totale du palier a donc fastidieusement été modélisée sous Flux3D [Figure III - 17]. Lorsque nous avons eu à discrétiser la géométrie, un problème de taille s'est alors posé. Du fait des dents de centrage et des faibles entrefers en place, le nombre d'éléments créés est devenu vite ingérable. Les mailles devaient être d'une finesse au moins inférieure à 5 fois

l'entrefer ce qui nous donna quelques centaines de milliers d'éléments. Le calcul s'est alors révélé impossible du fait des tailles des matrices à manipuler.

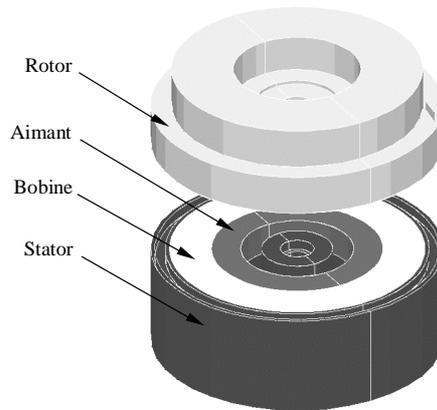


Figure III - 17 : Modélisation du palier sur Flux3D

Nous nous sommes alors tournés vers la théorie de SABNIS qui indique que l'on peut déduire les caractéristiques d'un palier circulaire en le linéarisant. Dans ce cas, la longueur de la géométrie linéaire doit être égale au périmètre du palier circulaire. Il ne nous reste plus qu'à mesurer le flux circulant dans le circuit magnétique circulaire puis à le fixer à la même valeur dans la simulation linéaire. Nous pouvons alors faire ressortir la force de recentrage de la géométrie linéaire. Une fois l'opération effectuée pour 2 décalages latéraux différents, nous pouvons estimer la raideur du palier linéaire pour en déduire la raideur radiale (k_r) à l'aide de :

$$k_x = \frac{\Delta F_x}{\Delta x} \quad \text{et} \quad k_r = \frac{1}{2} k_x$$

Après plusieurs simulation, nous avons pu estimer la raideur radiale d'un palier (sous un entrefer de 0,5 mm). Cette raideur a été calculée avec un circuit polarisé uniquement par des aimants. Nous n'avons pas estimé l'influence du courant circulant dans la bobine sur la raideur radiale. En effet, le palier étant passif radialement, le courant ne doit pas fluctuer lors d'une vibration radiale. Nous verrons plus tard que ce n'est pas forcément le cas et ce point sera abordé dans le chapitre IV.

$$k_r = 19 \text{ N / mm}$$

Il faut néanmoins prendre cette valeur avec beaucoup de précautions. Elle ne représente que la moitié de la raideur radiale totale de la suspension puisque la géométrie étudiée est présente deux fois. De plus, cette raideur est très dépendante du courant circulant dans les bobines. Aussi, nous n'utiliserons cette valeur que dans les cas nécessitant des estimations grossières. Pour des analyses plus fines, il faudra prendre en compte le courant et la position verticale du palier.

3.2.5 Modèle simple du palier

Afin de contrôler la suspension, il nous a fallu déterminer un modèle de son comportement. Nous nous sommes tout d'abord limité à l'axe instable. Le modèle établi ci après est bien entendu réalisé autour d'un point de fonctionnement. Les relations sont donc linéarisées. Dans le formalisme de Laplace et en se plaçant autour d'un point quelconque à asservir, nous avons les relations suivantes:

La mécanique, nous permet de relier la force axiale « $F_a(p)$ » avec l'accélération « $\delta_a(p)$ » et la masse à sustenter « m »:

$$\delta_a(p) = \frac{1}{m} \cdot F_a(p)$$

En intégrant l'accélération, nous obtenons la vitesse « $V_a(p)$ », puis en intégrant de nouveau, la position « $z(p)$ »:

$$V_a(p) = \frac{1}{p} \cdot \delta_a(p) \quad \text{et} \quad z(p) = \frac{1}{p} \cdot V_a(p)$$

Quand à la force, elle peut s'exprimer grâce aux raideurs calculées plus haut :

$$F_a(p) = k_i \cdot J(p) - k_a \cdot z(p)$$

D'où la relation suivante entre la position « $z(p)$ » et la densité de courant « $J(p)$ » (sachant que k_a est toujours négative, on prendra dorénavant sa valeur absolue) :

$$\frac{z(p)}{J(p)} = -\frac{k_i}{k_a} \cdot \frac{1}{1 - \frac{m}{k_a} \cdot p^2} = -\frac{k_i}{k_a} \cdot \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{m}{k_a}} \cdot p} \cdot \frac{1}{1 - \sqrt{\frac{m}{k_a}} \cdot p}$$

L'instabilité de ce système est facile à voir car le dénominateur de la fonction de transfert comprend un pôle situé dans la moitié droite du plan complexe. De cette formule nous pouvons en déduire une fréquence de résonance axiale « w_r » de :

$$w_r = \sqrt{\frac{k_a}{m}}$$

Nous pouvons maintenant représenter ce modèle sous forme de schéma bloc [Figure III - 18]. L'entrée sera la densité du courant circulant dans une bobine et la sortie représentera la position axiale du rotor.

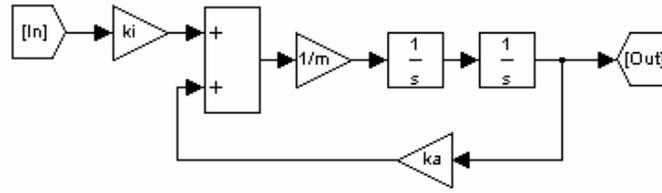


Figure III - 18 : Schéma bloc simple d'un palier

Ce modèle tient compte uniquement des paramètres statiques calculés précédemment. Mais dans une telle structure, lorsque le courant varie au sein des bobines de contrôle, il se développe des courants de Foucault induits par les fluctuations du champ magnétique. Calculons donc les effets de ces courants sur le modèle.

3.3 Modélisation des régimes transitoires

Le palier est un électroaimant polarisé. Aussi lors d'une variation brutale du champ magnétique en son sein, des courants sont induits dans les parties conductrices. Ils se développent de façon à ce que le champ magnétique qu'ils créent s'oppose à l'évolution du champ magnétique global. Ceci se traduit par un ralentissement de l'évolution du champ magnétique global. Nous pouvons donc appliquer à ce schéma un modèle mathématique comportant des constantes de temps qui vont modéliser ces ralentissements.

3.3.1 Modèle analytique

A chaque tube de flux circulant au sein du palier, nous pouvons faire correspondre les équations suivantes :

$$\oint H \cdot dl = \sum I = I_{bobine} + I_{induit} = \mathfrak{R} \cdot \Phi$$

$$e = -\frac{d\Phi}{dt} = R \cdot I_{induit}$$

En formalisme de Laplace nous obtenons :

$$-p \cdot \Phi(p) = R \cdot I_{induit}(p) \Rightarrow I_{induit}(p) = -\frac{1}{R} \cdot p \cdot \Phi(p)$$

D'ou nous pouvons en tirer la relation suivante :

$$I_{bobine}(p) - \frac{1}{R} \cdot p \cdot \Phi(p) = \mathfrak{R} \cdot \Phi(p) \Rightarrow \Phi(p) = \frac{I_{bobine}(p)}{\mathfrak{R}} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{R \cdot \mathfrak{R}}\right)p}$$

Sachant que la force axiale est proportionnelle à B^2 , donc à Φ^2 , nous pouvons écrire :

$$Fa = \frac{\Phi^2}{2 \cdot \mu_0 \cdot S} \Rightarrow Fa(p) = k_c \cdot I_{bobine}^2(p) \cdot \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{1}{R \cdot \mathfrak{R}}\right)p\right)^2}$$

Où « k_c » est une constante, fonction de la géométrie du tube de flux considérée et des caractéristiques physiques du circuit magnétique.

Afin de pouvoir utiliser cette relation, il faut se positionner autour d'un point de fonctionnement et linéariser l'expression. En admettant que dans la formule précédente :

$$I_{bobine}^2 = (I_0 + \Delta I)^2 = I_0^2 + 2 \times I_0 \times \Delta I + \Delta I^2$$

Où I_0 est donné par les aimants du circuit et ΔI^2 négligeable devant les autres termes. En posant $k_i \sim k_c \cdot 2 \cdot I_0$, nous obtenons ainsi :

$$\frac{Fa}{I_{bobine}}(p) = \frac{k_i}{(1 + \tau \cdot p)^2}$$

Où « τ » est une constante de temps, fonction de la réluctance que voit le tube de flux et de la résistance qu'oppose le circuit magnétique au passage du courant. Cette expression étant valable pour tous les tubes de flux, nous pouvons l'étendre afin qu'elle corresponde mieux à la réalité. Elle se présente alors sous cette forme :

$$\frac{Fa}{I_{bobine}}(p) = \frac{k_{i1}}{(1 + \tau_1 \cdot p)^2} + \frac{k_{i2}}{(1 + \tau_2 \cdot p)^2} + \dots + \frac{k_m}{(1 + \tau_n \cdot p)^2}$$

Afin de pouvoir déterminer tous les éléments de ce modèle, nous avons réalisé une étude indicelle à l'aide de Flux2D. Voyons comment nous pouvons la relier avec notre modèle.

3.3.2 Etude indicelle

Nous avons réalisé l'étude indicelle en imposant un échelon de courant dans la bobine de contrôle. Le module du logiciel disposant d'une source de courant trapézoïdale, nous avons utilisé cette option. Le front de courant n'est donc pas un échelon pur. Ceci doit sans doute induire une légère erreur dans la modélisation mais les constantes de temps importantes du modèle sont beaucoup plus faibles que celles créées par cette source (de l'ordre de la microsecondes).

Le calcul comporte trois phases. Dans le premier temps, nous laissons au flux de l'aimant le temps de s'établir dans le circuit magnétique (phase de magnétisation). Ensuite, nous établissons le courant dans la bobine pour que la différence de force apparaisse. Enfin, nous stoppons le courant pour observer si la force se comporte toujours de la même façon que précédemment (présence d'un fonctionnement hystérétique). En effet il est nécessaire de vérifier si la force revient bien à sa valeur initiale (valeur fournie par l'aimant, sans courant). Il ne reste plus alors qu'à relever la force sur chaque pas de temps pour connaître son évolution en fonction du temps.

La réponse doit alors se présenter sous cette forme :

$$\frac{Fa}{I_{bobine}}(p) = \frac{k_{i1}}{p} \cdot \frac{1}{(1 + \tau_1 \cdot p)^2} + \frac{k_{i2}}{p} \cdot \frac{1}{(1 + \tau_2 \cdot p)^2} + \dots + \frac{k_{in}}{p} \cdot \frac{1}{(1 + \tau_n \cdot p)^2}$$

Ce qui nous donne en temporel :

$$\begin{aligned} \frac{F}{I_{bobine}}(t) = & k_{i1} - k_{i1} \cdot \exp\left(-\frac{1}{\tau_1} \cdot t\right) - \frac{k_{i1}}{\tau_1} \cdot t \cdot \exp\left(-\frac{1}{\tau_1} \cdot t\right) + \dots \\ & + k_{in} - k_{in} \cdot \exp\left(-\frac{1}{\tau_n} \cdot t\right) - \frac{k_{in}}{\tau_n} \cdot t \cdot \exp\left(-\frac{1}{\tau_n} \cdot t\right) \end{aligned}$$

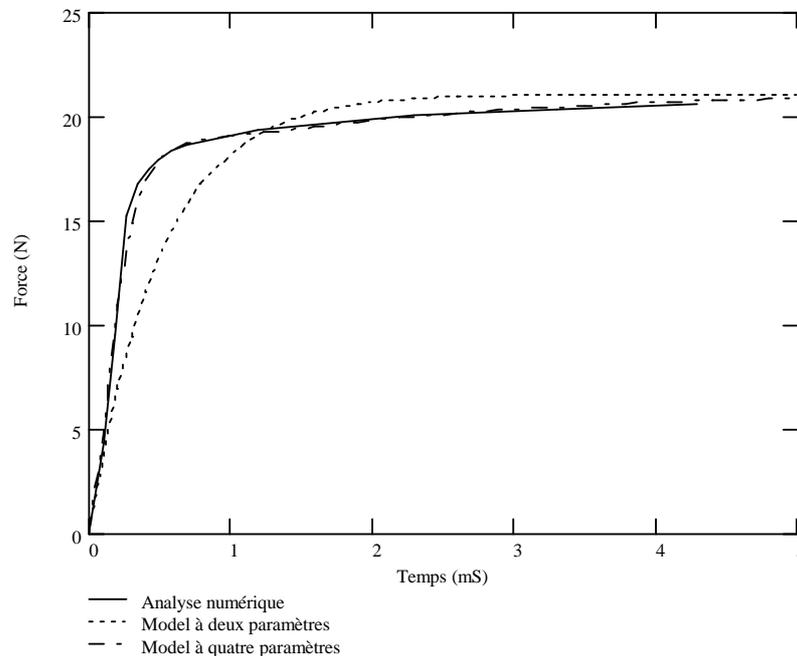


Figure III - 19 : Réponse du palier à un échelon de courant de 1A/mm² (simulations)

En utilisant une méthode d'optimisation de paramètre, nous avons pu rattacher cette équation (modèle analytique) aux valeurs que nous avons simulées (modèle élément fini). En premier lieu, nous avons relié les simulations éléments finis avec un modèle analytique ne comportant qu'un couple « gain - constante de temps ». Le rapprochement n'étant pas

satisfaisant, nous avons alors étendu le modèle analytique à deux termes. Les résultats obtenus sont représentés sur la Figure III - 19.

La réponse du model analytique ainsi obtenue semble correspondre à ce que nous avons simulé numériquement. Il faut néanmoins préciser que ce modèle a été réalisé sous des densités de courants ne faisant pas saturer le circuit magnétique. Aussi, la validité du modèle sous des courants importants reste à vérifier puisque que nous n'avons pas réussi à simuler le comportement saturé : le calcul de la force divergeait. Nous avons donc complété le modèle établi au chapitre 3.2.5 de la façon suivante [Figure III - 20]:

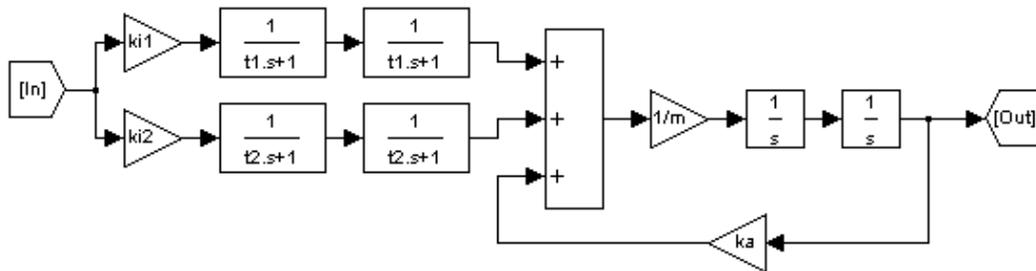


Figure III - 20 : Schéma bloc prenant en compte les courants induits

La fonction de transfert s'écrit alors sous cette forme :

$$\frac{z(p)}{J(p)} = -\frac{1}{k_a} \cdot \frac{1}{1 - \frac{m}{k_a} \cdot p^2} \cdot \left(\frac{k_{i1}}{(1 + \tau_1 \cdot p)^2} + \frac{k_{i2}}{(1 + \tau_2 \cdot p)^2} \right)$$

Il reste à savoir si ce modèle est bien le reflet de la réalité. Dans la suite de ce mémoire nous allons le vérifier. Mais avant tout, il faut mettre au point une solution de contrôle permettant de travailler à courant moyen nul. Voyons quelles solutions nous avons.

3.4 Mise en place des solutions de contrôle

Avant de dimensionner les correcteurs nécessaires à la stabilisation de la suspension, nous avons dû déterminer quels capteurs allaient être utilisés. Etant donné que nous avons déjà une idée du type de correcteur que nous allons mettre en œuvre, nous avons voulu mettre en place un capteur de vitesse au lieu d'un classique capteur de position.

3.4.1 Capteur de vitesse

Le principe qui nous a paru le plus intéressant est un capteur à différence de flux. Ce capteur présente une partie mobile liée au rotor ne comportant que des pièces ferromagnétiques. Une partie fixe liée au corps du palier comportant des pièces ferromagnétiques, une bobine ainsi qu'un aimant nécessaire à la création d'un flux [Figure III - 21].

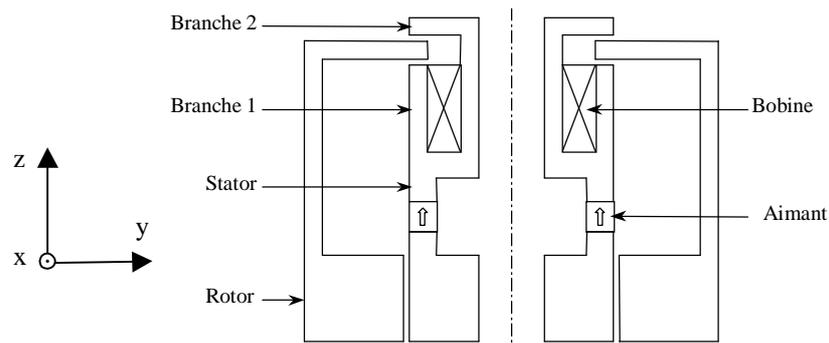


Figure III - 21 : Schéma de principe du capteur de vitesse

Le principe de fonctionnement de ce capteur est représenté Figure III - 22. Le flux créé par l'aimant circule dans deux branches entourant la bobine et se reboucle par le bas. Lorsque le rotor subit une perturbation de position, la partie mobile se déplace le long de l'axe de rotation. Le flux est alors aiguillé soit dans une branche soit dans une autre, ce qui crée une différence de flux traversant la bobine. Une différence de potentiel se crée aux bornes de la bobine :

$$E = -N \cdot \frac{d\Phi}{dT}$$

Si la partie sustentée descend, le flux qui traverse la bobine de détection diminue. Nous obtenons un $d\Phi/dt$ négatif. Ainsi, si la partie sustentée monte, le flux qui traverse la bobine de détection augmente. Nous obtenons donc un $d\Phi/dt$ positif.

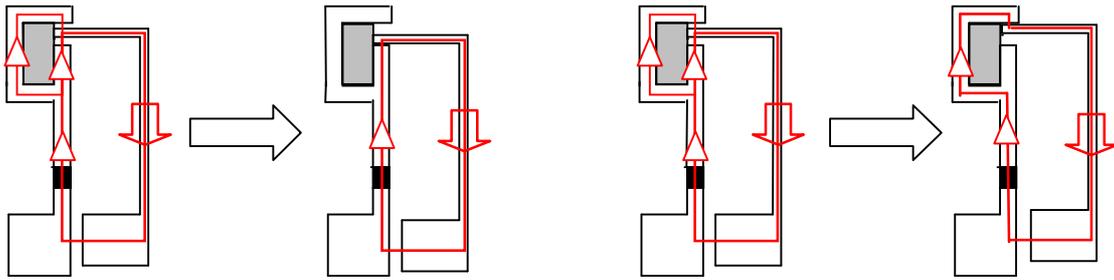


Figure III - 22 : Principe de fonctionnement par aiguillage du flux

Le capteur nous donne une image de la vitesse de déplacement de la partie mobile. En intégrant ce signal, nous pouvons obtenir le déplacement, c'est à dire la position du stator par rapport au rotor. Mais il apparaît alors deux problèmes : la constante initiale et la dérive. Ce capteur ne sera donc pas utilisé pour retrouver la position. Le gain du capteur (en $V \cdot s/m$) que nous avons simulé (pour une bobine de 1000 spires) est :

$$G = \frac{n \times \Delta\Phi}{\Delta z} = 123.3 \quad V \cdot s/m$$

Afin d'être sûr que la bande passante du capteur soit supérieure à celle du palier, nous avons simulé son fonctionnement en régime transitoire. Nous avons envoyé une impulsion de courant dans la bobine, puis relevé la courbe d'établissement du flux (traversant la bobine) en fonction du temps. Le palier étant dans une position entrée, la constante de temps du capteur ainsi simulée est inférieure à 0.1 ms. Ceci ne représente sans doute pas la vraie constante de temps du capteur, mais nous en avons au moins un ordre de grandeur. Une fois le dispositif finalisé, la mise en place s'est révélée beaucoup plus difficile. En effet, l'emplacement nécessaire à tous ces éléments n'était pas négligeable par rapport à la taille du palier et de plus, le montage en devenait assez complexe. Nous nous sommes alors dirigés vers une solution plus classique de mesure de position.

3.4.2 Capteur de position

Le capteur est un élément essentiel de l'asservissement. Il doit fournir une image de l'entrefer sans engendrer de contact entre la partie fixe et la partie mobile. Lors du choix d'un capteur, plusieurs caractéristiques sont à prendre en compte : sensibilité au champ magnétique extérieur, bande passante, rapport signal / bruit, dimensions, dérive thermique, mise en œuvre, prix.

Le premier dispositif que nous avons étudié puis réalisé est un capteur optique [Figure III - 23]. Il comporte un composant émetteur-récepteur de lumière ainsi qu'un miroir pour le retour du faisceau lumineux. Le composant utilisé est un HBCS-1100 de chez Hewlett

Packard. Il est constitué d'une photo diode pour l'émission et d'un photo transistor pour la réception. Le montage est très simple et l'ensemble est d'un coût relativement modique. De plus, la détection est insensible aux parasites électromagnétiques générés par les électroaimants.

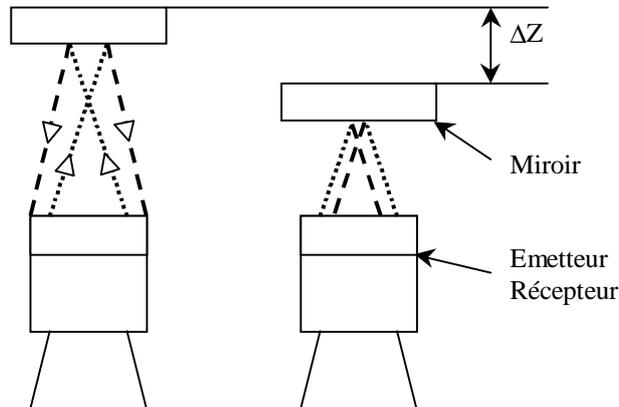


Figure III - 23 : Principe d'un capteur optique

Ce capteur a été réalisé et utilisé sur un palier de démonstration. Il travaille sur la focalisation d'un faisceau lumineux. Son gain est relativement élevé et la linéarité est bonne. La constante de temps d'un tel capteur est très inférieure à celles mises en œuvre dans ce genre de dispositif. Elle se situe vers la microseconde ce qui le rend transparent au point de vue des asservissements. Par contre, sa résolution n'a pas été mesurée mais en première approximation, elle est assez faible. La qualité du capteur reste très dépendante de la surface de réflexion. Enfin, la courbe de gain est très dépendante de la température. Du fait de l'intégration nécessaire d'un miroir au sein du rotor, nous avons préféré utiliser un autre type de capteurs sans contact. Ce capteur reste donc finalement assez sensible mais est pénalisé par des dérives thermiques importantes.

Nous nous sommes alors tournés vers une solution beaucoup plus classique et éprouvée : le capteur à courants induits [Figure III - 24].

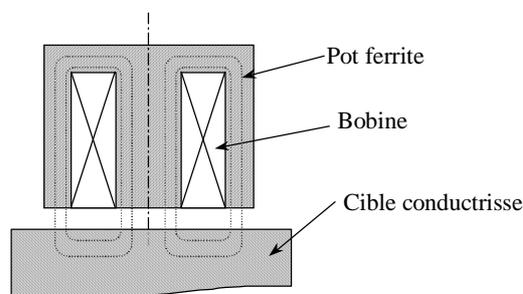


Figure III - 24 : Capteur inductif de déplacement

Il s'agit d'un pot en ferrite dans lequel est implanté une bobine. Lorsqu'un matériau conducteur va se déplacer en face du pot, les caractéristiques électriques de l'ensemble « bobine + pot » vont se modifier. L'inductance et la résistance globale vont évoluer en fonction de l'épaisseur de l'entrefer entre le capteur et sa cible.

Si la bobine est alimentée en tension sinusoïdale, nous pouvons utiliser deux modes de détections différents.

Dans le premier cas, il suffit d'implanter ce capteur au sein d'un circuit résonnant [Figure III - 25]. Lorsque ses caractéristiques vont être modifiées par le déplacement du matériau ferromagnétique cible, le circuit va s'accorder sur une nouvelle fréquence de résonance. Il suffit alors de convertir cette différence de fréquence en une tension image de l'entrefer exploitable.

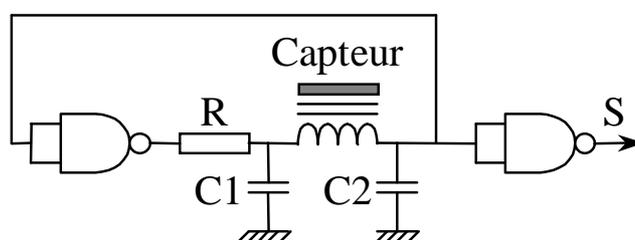


Figure III - 25 : Capteur élément d'un oscillateur

Nous n'avons pas choisi cette option du fait des fréquences élevées à mettre en œuvre (1 ou 2 mégahertz). Au lieu de faire de la fréquence variable, nous avons choisi d'alimenter le capteur sous une tension et une fréquence constante. Après avoir mesuré ses caractéristiques électriques en position centrée, nous l'avons modélisé par une inductance et une résistance en série [Figure III - 26].

Le capteur que nous avons implanté est alimenté en tension sinusoïdale de fréquence 50 kHz. Il comporte 150 Spires.

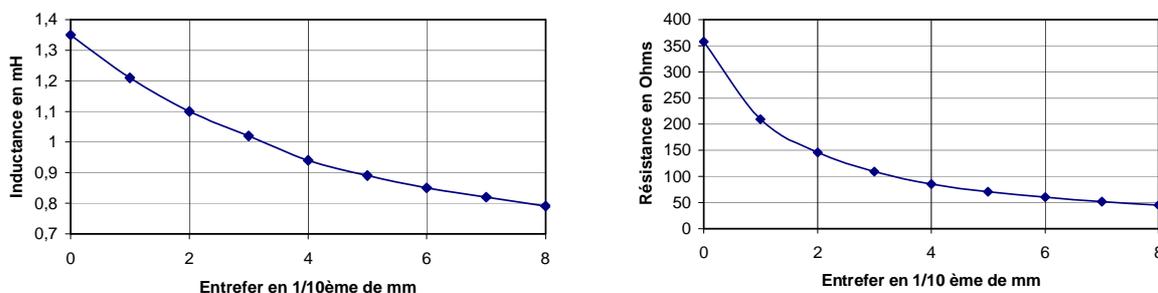


Figure III - 26 : Caractéristiques électriques du capteur

Etant donné que la suspension doit fonctionner avec un entrefer assez peu variable, nous avons utilisé pour la mesure, des composants discrets ayant des caractéristiques proches du capteur en position centrée (entrefer de 0,5 mm). En disposant le capteur en série avec son modèle invariant, nous obtenons un pont diviseur de tension dont la sortie dépend de la position du capteur par rapport à sa cible [Figure III - 27] :

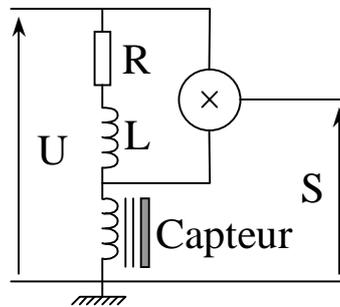


Figure III - 27 : Principe de la détection

Nous pouvons y rattacher les équations suivantes :

$$U(t) = A \cdot \sin(\omega t) \quad \text{et} \quad U(t) \times \frac{Z_c}{Z_r + Z_l + Z_c} = B \cdot \sin(\omega t + \varphi) + P(t)$$

Avec B et φ fonction de Z_c donc de la position de la cible par rapport au capteur. Après avoir multiplié $U(t)$ avec la sortie du pont diviseur nous obtenons :

$$S(t) = \frac{A \cdot B}{2} \cos(\varphi) - \frac{A \cdot B}{2} \cos(2\omega t)$$

Il suffit alors de filtrer à une fréquence bien inférieure à $2\omega t$ pour retenir uniquement le terme constant fonction du déphasage φ . Dans notre cas nous avons utilisé un filtre passif du troisième ordre de fréquence de coupure 10 fois inférieure à $2\omega t$. Un amplificateur en sortie du multiplieur permet alors d'obtenir un gain suffisant. Cette solution reste néanmoins sensible aux parasites de fréquences proches de ωt du fait du repliement de fréquence lors de la multiplication. La fréquence de coupure du filtre passif du troisième ordre est de 10 kHz. La fonction de transfert est alors la suivante :

$$G(p) = G \cdot \frac{1}{(1 + 1 \cdot 10^{-3} \cdot p)^3}$$

Il existe de nombreuses autres solutions pour réaliser un capteur de position. Nous aurions pu mettre en place un capteur capacitif ou encore un dispositif équipé de capteurs CCD. Mais de tels dispositifs sont vraisemblablement plus difficilement réalisables. La suspension et son capteur de position sont maintenant modélisés. Il ne reste plus alors qu'à mettre en place un dispositif de contrôle capable de stabiliser l'axe instable du palier mais aussi de réaliser l'asservissement à courant moyen nul.

3.4.3 Correcteurs utilisés

3.4.3.1 Le correcteur Proportionnel - Dérivé

Ce premier correcteur est très simple à mettre en œuvre. Il nous a permis de faire toutes les mesures que nous utiliserons plus tard. Sa robustesse en fait un élément précieux lorsque nous soumettons le palier à des perturbations intenses. Il s'exprime dans le formalisme de Laplace sous cette forme :

$$C(p) = C \cdot \frac{1 + \tau_3 \cdot p}{1 + \tau_4 \cdot p} \text{ avec } \tau_4 \ll \tau_3$$

Il présente les caractéristiques suivantes [Figure III - 28]:

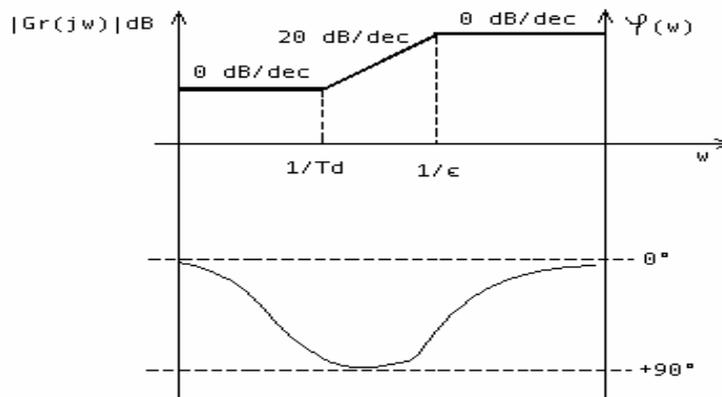


Figure III - 28 : Caractéristiques fréquentielles de correcteur Proportionnel - Dérivé

Considérons le capteur de position comme un gain simple et utilisons le modèle du palier sans prendre en compte les courants induits (nous expliquerons pourquoi plus tard) ; la fonction de transfert du système en boucle ouverte est alors la suivante :

$$\frac{z(p)}{e(p)} = -\frac{k_i \cdot C \cdot G}{k_a} \cdot \frac{1}{1 - \frac{m}{k_a} \cdot p^2} \cdot \frac{1 + \tau_3 \cdot p}{1 + \tau_4 \cdot p}, \text{ où } e(p) \text{ représente l'entrée du système.}$$

Si nous choisissons τ_3 égale à la constante de temps du système $\tau = \sqrt{\frac{m}{k_a}}$ afin de compenser un des pôles du dénominateur du système, la fonction de transfert devient :

$$\frac{z(p)}{e(p)} = -\frac{k_i \cdot C \cdot G}{k_a} \cdot \frac{1}{1 - \sqrt{\frac{m}{k_a}} \cdot p} \cdot \frac{1}{1 + \tau_4 \cdot p}$$

Soit pour simplifier : $\frac{z(p)}{e(p)} = -\lambda \cdot \frac{1}{(1-\tau \cdot p) \cdot (1+\tau_4 \cdot p)}$ avec $\lambda = \frac{k_i \cdot C \cdot G}{k_a}$

En boucle fermée, la fonction de transfert se présente alors sous cette forme :

$$\frac{z(p)}{e(p)} = \frac{\lambda}{\lambda-1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\tau-\tau_4}{\lambda-1} p + \frac{\tau\tau_4}{\lambda-1} p^2}$$

Cette fonction est du second ordre et est stable si : $\lambda > 1$ et $\tau > \tau_4$. En choisissant un coefficient d'amortissement de 1 et une constante de temps $\tau_4 = \frac{\tau}{10}$, nous obtenons alors $\lambda = 9,1$ d'où nous pouvons en déduire $K = 9,1 \frac{k}{\alpha g_c}$.

Soit dans notre cas l'application numérique suivante : $K=16$, $\tau = 1,2$ ms et $\tau_4 = 0,12$ ms

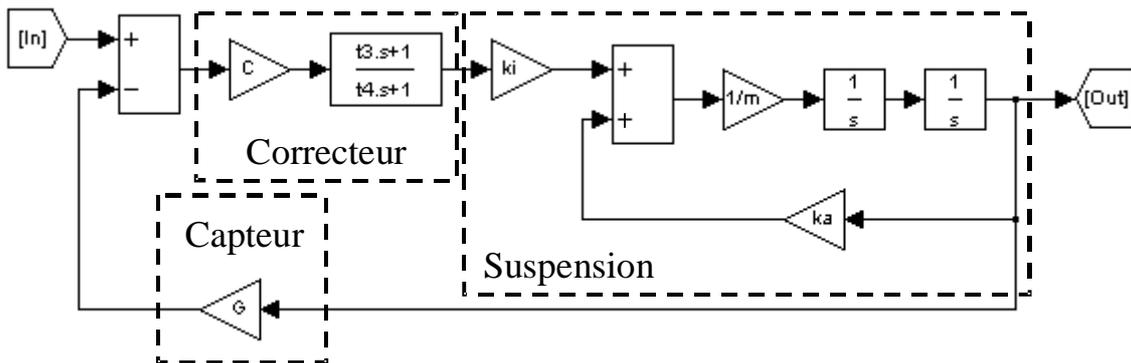


Figure III - 29 : schéma bloc complet du système

3.4.3.2 Le correcteur instable

Afin de contrôler un tel dispositif, nous nous sommes tournés vers un autre type de contrôleur qui nous paraissait prometteur. En effet, nous voulions tester un correcteur simple à mettre en œuvre et utilisant directement un capteur de vitesse sans se soucier d'un capteur de position utilisant une électronique problématique. Nous le nommons correcteur instable. Sa fonction de transfert est la suivante :

$$C(p) = C \cdot \frac{1 + \tau_3 \cdot p}{1 - \tau_4 \cdot p} \text{ avec } \tau_4 > \tau_3$$

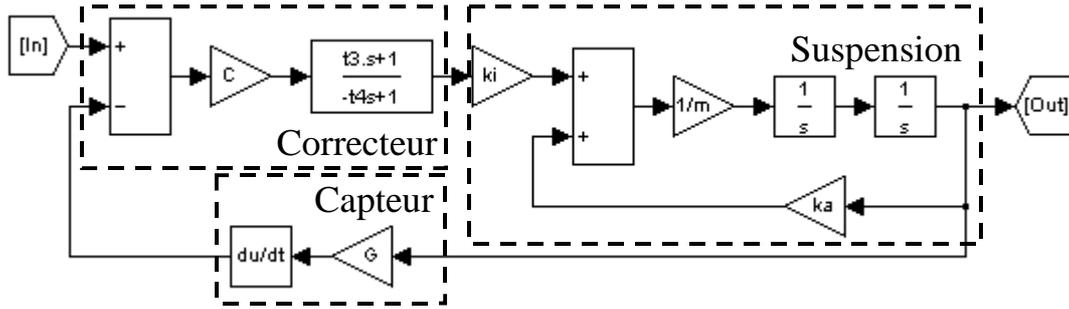


Figure III - 30 : Schéma bloc complet avec le correcteur instable

Cette fonction comporte un gain statique C ainsi qu'un pôle instable au dénominateur. Pour que la chaîne d'asservissement puisse fonctionner à courant moyen nul, nous allons dériver le signal de position du capteur afin d'obtenir une image de la vitesse de déplacement. La seule position stable étant représentée par une vitesse de mouvement nulle. Nous négligeons là aussi les constantes de temps du capteur et celles engendrées par les courants induits pour le calcul des variables de C(p). En reprenant les équations de départ, un schéma bloc représenté Figure III - 30 et toujours en utilisant la valeur absolue de « ka », nous pouvons écrire :

$$F(p) = m \cdot p^2 \cdot z(p) = k_a \cdot z(p) + k_i \cdot I(p) \text{ et } I(p) = C \cdot \frac{1 + \tau_3 \cdot p}{1 - \tau_4 \cdot p} (e(p) + G \cdot p \cdot z(p))$$

D'où nous obtenons une fonction de transfert en boucle fermée de cette forme :

$$\frac{z(p)}{e(p)} = \frac{k_i \cdot C}{k_a} \cdot \frac{1 + \tau_3 \cdot p}{1 + \left(\frac{k_i \cdot G \cdot C}{k_a} - \tau_4 \right) \cdot p + \left(\frac{k_i \cdot G \cdot C \cdot \tau_3 - m}{k_a} \right) \cdot p^2 + \frac{\tau_4 \cdot m}{k_a} \cdot p^3}$$

Le dénominateur étant une fonction de transfert du troisième ordre nous allons le comparer avec un polynôme stable de cette forme :

$$P(p) = (1 + \tau \cdot p)^3 = 1 + 3\tau \cdot p + 3\tau^2 \cdot p^2 + \tau^3 \cdot p^3$$

Nous pouvons donc en tirer les correspondances suivantes :

$$3\tau = \frac{k_i \cdot G \cdot C}{k_a} - \tau_4$$

$$3\tau^2 = \frac{k_i \cdot G \cdot C \cdot \tau_3 - m}{k_a}$$

$$\tau^3 = \frac{\tau_4 \cdot m}{k_a}$$

Ce qui nous permet de définir tous les paramètres en fonction du système de référence :

$$\tau_2 = \frac{k_a \cdot \tau^3}{m}$$

$$C = \frac{k_a}{G \cdot k_i} (3 \cdot \tau - \tau_2)$$

$$\tau_1 = \frac{1}{k_i \cdot C \cdot G} (3 \cdot k_a \cdot \tau^2 + m)$$

Tout le problème réside maintenant dans le choix de la constante de temps du modèle « τ ». Si nous choisissons une constante de temps trop faible, les réactions seront rapides mais en contre partie, la sensibilité va être exacerbée et le moindre mauvais réglage va déstabiliser le palier. De plus, les tensions d'alimentation des bobines devront alors être extrêmement importantes pour pouvoir créer des di/dt suffisants dans les bobines d'asservissement. A l'opposé, si τ est trop important, le système va être lent à réagir et dès qu'une perturbation va apparaître le palier ne va pas réagir et va venir se mettre en butée sur les roulements de secours. L'avantage d'augmenter τ est que la sensibilité au réglage du gain diminue et que les tensions d'alimentation des bobines diminuent, elles aussi, de façon notable.

Le dernier point à vérifier est que le gain et les constantes de temps qui découlent du choix de « τ » sont physiquement réalisables. Nous avons donc représentés les valeurs des trois constantes en fonction de « τ » pour déterminer à partir de quand elles deviennent impossibles à réaliser [Figure III - 31]. Ces courbes sont caractéristiques du palier et ne sont pas valables pour des dimensions différentes. Mais le modèle est facilement re-calculable.

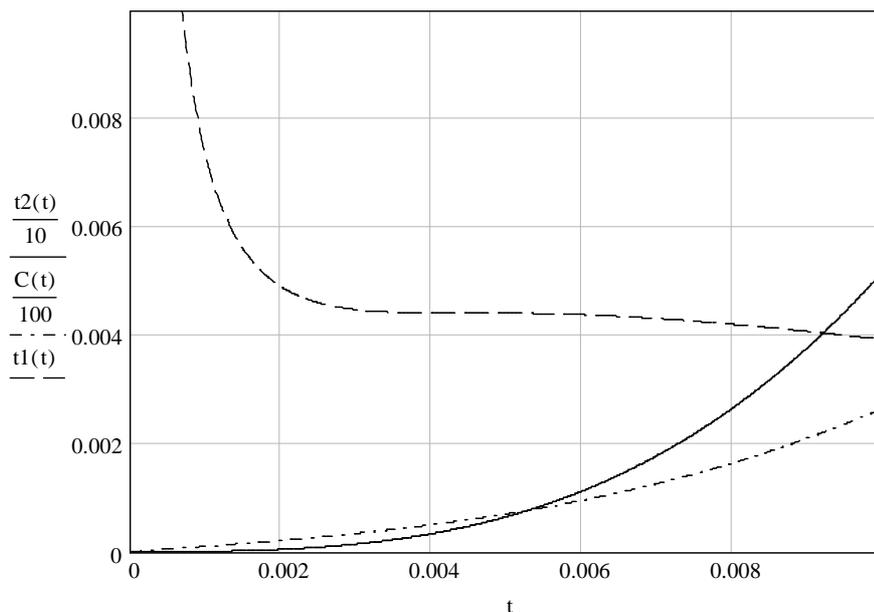


Figure III - 31 : Représentation des constantes du correcteur en fonction de la réponse souhaitée

3.5 Validation du modèle

Après avoir réalisé le modèle analytique du palier et calculé son correcteur, il nous reste à vérifier la qualité de la modélisation et la sensibilité du système. Nous avons donc réalisé un palier de test capable de fonctionner sous les conditions énoncées plus haut. Tous les plans de notre premier prototype sont fournis en annexe.

Les deux types d'asservissements (proportionnel dérivé et instable) ont été essayés. Ils ont été réalisés à l'aide de circuits analogiques ou synthétisés à l'aide d'une carte de contrôle commande Dspace pilotée par le logiciel Matlab. L'asservissement instable est malheureusement beaucoup plus sensible que le correcteur proportionnel dérivé. Ceci vient du fait que nous dérivons la position pour avoir la vitesse. Pour ne pas compliquer inutilement les tests, nous avons réalisé des mesures uniquement à l'aide du correcteur proportionnel dérivé, bien qu'il ne fournisse qu'un contrôle de position et non un asservissement à courant nul. En effet, si une perturbation constante se présente n'importe où dans la chaîne, le courant circulant dans le palier va alors lui aussi rester constant et créer ainsi une consommation d'énergie non négligeable.

Afin de régler rapidement ce problème de consommation permanente, il suffit de re-boucler la sortie du correcteur sur l'entrée de la chaîne, avec un bloc intégrateur qui se chargera de maintenir le courant à une valeur nulle [Figure III - 32]. Ce re-bouclage doit néanmoins être assez lent pour ne pas venir perturber le fonctionnement du correcteur principal. Dans cet exemple, nous avons choisi une constante de temps de une seconde.

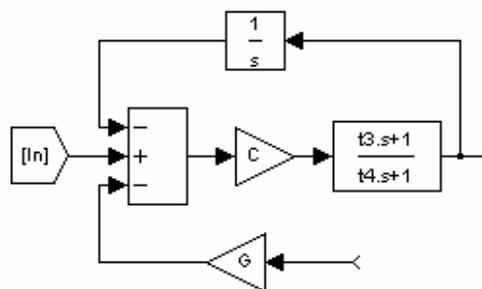


Figure III - 32 : Re-bouclage pour un fonctionnement à courant moyen nul

3.5.1 Mesures réalisées sur le prototype

Nous avons tracé les courbes de gain et de phase du palier afin de les comparer à celles caractérisant le modèle développé. Pour ce faire, nous avons excité le palier à travers sa commande à l'aide d'un générateur de fonctions sinusoïdales. Ceci nous a permis de le faire

vibrer axialement le rotor afin d'observer le gain et la phase du rapport déplacement / courant. Les résultats sont présentés sur les [Figure III - 33] et [Figure III - 34]. Les mesures sont assez proches du modèle jusqu'à environ 100 hertz mais passé cette fréquence, les modes propres de la structure mécanique sensée maintenir la suspension sont excités. Il devient alors impossible de faire des mesures de qualité tant le niveau de vibrations à détecter est faible au milieu de tout le bruit généré par la structure mécanique.

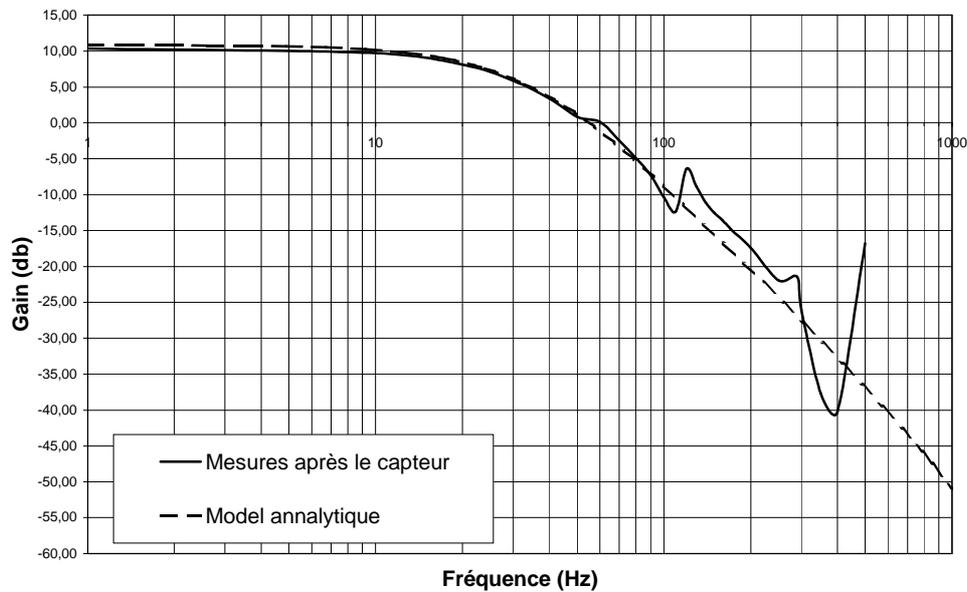


Figure III - 33 : Courbe de Gain du palier (Position = $f(\text{courant})$)

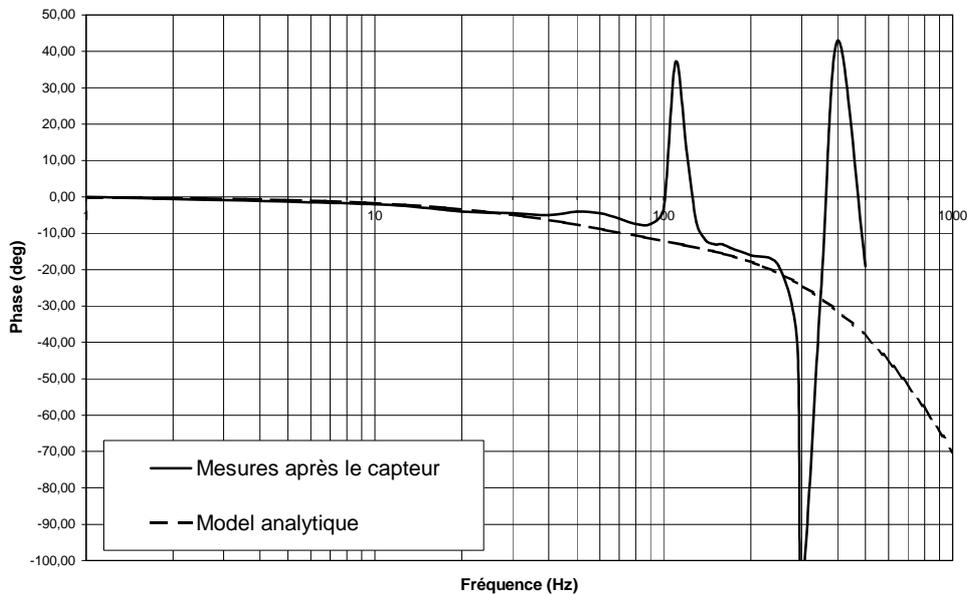


Figure III - 34 : Courbe de phase du palier (Position = $f(\text{courant})$)

Il est important de noter que la phase doit normalement être centrée sur 180° . Pour des raisons pratiques celle-ci a été ramenée autour de 0 pour la représentation sur la [Figure III - 34]. Il en est de même pour la représentation de la phase sur la [Figure III - 36].

3.5.2 Validité du modèle prenant en compte les courants induits

Les mesures que nous avons réalisées ont été confrontées au modèle du palier prenant en compte les courants induits générés lors des variations de courant dans les bobines. Mais pour les calculs des différents correcteurs, l'utilité et l'influence de ce modèle complexe s'est avérée très limitée. En effet, nous avons pu vérifier que la stabilité de notre asservissement n'était pas modifiée lorsque nous prenions en compte ou pas les termes faisant apparaître les courants induits.

Nous avons donc décidé de ne pas tenir compte des constantes de temps dues aux courants induits (ici τ_1 et τ_2). Ce choix vient du fait que dans notre cas, les constantes de temps mises en jeu dans l'établissement des courants induits sont très faibles ($\tau_i < 1 \text{ ms} \rightarrow f > 1 \text{ kHz}$). Il en résulte qu'à des fréquences inférieures au kilohertz (notre plage de mesure) l'influence des courants induits est faible [Figure III - 35].

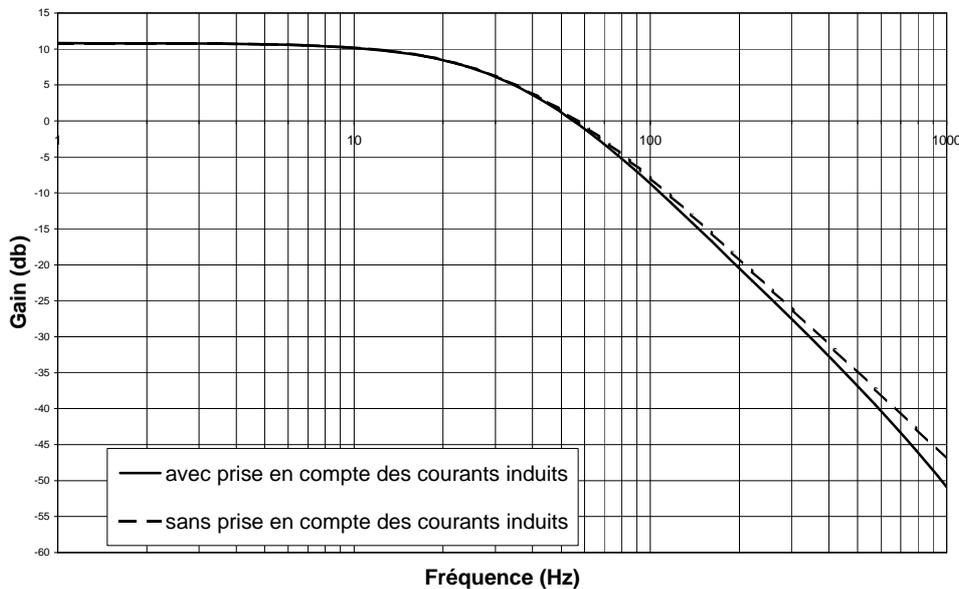


Figure III - 35 : Réponse du modèle avec et sans prise en compte des courants induits (gain)

Quoi qu'il en soit sur la courbe de gain, la différence est toutefois notable sur la phase du système [Figure III - 36]. Ceci semble contradictoire car la phase joue un rôle important dans la stabilité d'un système asservi. Nous n'avons pas d'explications logiques à ce phénomène. Mais d'un autre côté, nous n'avons pas non plus toutes les fonctions de transfert

exactes de tous les organes de la chaîne d'asservissement. Ils peuvent éventuellement jouer le rôle d'un filtre pour cette phase négative.

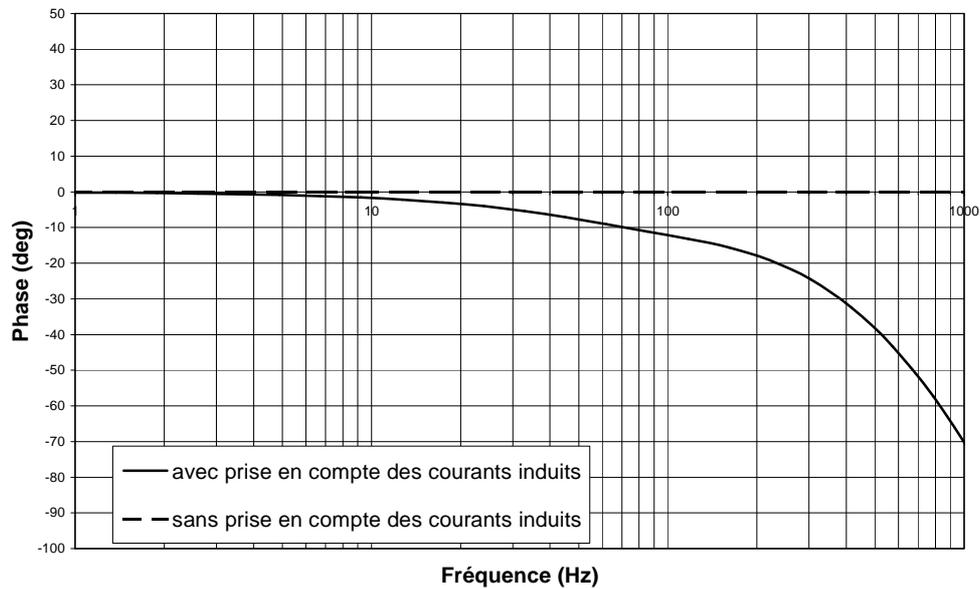


Figure III - 36 : Réponse du modèle avec et sans prise en compte des courants induits (phase)

3.6 Conclusion

Il résulte de cette étude statique qu'un palier à réluctance variable peut être modélisé assez rapidement à l'aide de quelques simulations par éléments finis. Dans ce cas nous avons pu nous affranchir des problèmes tridimensionnels très problématiques dans ces géométries. L'entrefer étant en général assez faible et les dents plutôt minces, les maillages nécessaires deviennent vite rédhibitoires.

Il faut néanmoins noter que la masse du système sustenté est telle que les fréquences de résonances mécaniques sont très inférieures à toutes les constantes de temps électriques que l'on retrouve dans la boucle. Une telle situation est commune dans le stockage d'énergie par volant d'inertie mais ne sera par forcément le cas dans un turbo compresseur.

Après avoir démarré notre suspension et l'avoir fait léviter sans frottement, nous allons maintenant nous attacher à une autre facette du problème de ces suspension : la mise en rotation. Le prochain chapitre va être consacré à tous les problèmes naissants lors de la mise en rotation du rotor.

CHAPITRE 4

Chapitre 4 : Etude dynamique de la suspension	101
4.1 Essais expérimentaux	101
4.1.1 Motorisation	102
4.1.1.1 Entraînement mécanique	102
4.1.1.2 Entraînement asynchrone sans contact	103
4.1.2 Passage des fréquences de résonance	105
4.1.3 Montée en vitesse	108
4.2 Analyse du comportement dynamique	109
4.2.1 Modes de résonance	109
4.2.2 Influence de la géométrie du rotor sur la stabilité	110
4.2.3 Fréquence de rotation et courants induits	112
4.2.3.1 Description du phénomène	112
4.2.3.2 Mise en équation des instabilités dues aux amortissements	114
4.2.3.3 Estimation des paramètres d'amortissement	117
4.3 Tentative de stabilisations.....	121
4.3.1 Modifications légères de la topologie.....	121
4.3.2 Mise en place d'un amortisseur.....	123
4.3.3 Modification du mode de contrôle commande	126
4.3.3.1 Modification des raideurs afin de passer les résonances	126
4.3.3.2 Amortissement par raideur variable.....	126
4.3.3.3 Amortissement par couplage d'axes.....	128
4.4 Conclusion.....	132

Chapitre 4 : Etude dynamique de la suspension

Notre système étant basé sur un dispositif de révolution, nous étudierons uniquement la dynamique liée à ces géométries. Généralement, le rotor n'ayant qu'un degré de liberté, le seul mouvement possible est une rotation autour de l'axe Oz. Mais du fait que les suspensions magnétiques n'ont pas des raideurs infinies, il peut en résulter des mouvements parasites évoluant dans le plan Oxy [Figure IV - 1].

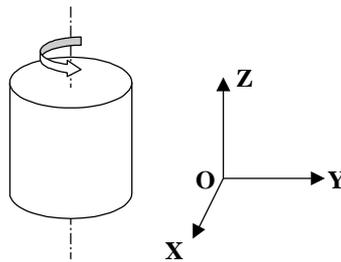


Figure IV - 1: Définition du repère

En effet, l'équilibrage du rotor n'étant pas parfait, des perturbations peuvent s'appliquer sur le rotor. L'inertie principale n'étant pas forcément celle de l'axe de rotation, le rotor peut être déséquilibré de multiples façons. L'étude dynamique d'un mobile en mouvement pouvant à elle seule être l'objet d'une thèse, le chapitre qui suit ne prétend pas expliquer tous les comportements dynamiques des suspensions, mais uniquement éclaircir quelques phénomènes engendrés par la dynamique des systèmes et proposer des solutions aux problèmes rencontrés. Nous allons donc nous attacher en premier lieu à la description des premiers essais qui nous ont permis de faire ressortir les défauts liés à ces suspensions.

4.1 Essais expérimentaux

Après avoir réalisé l'étude statique de notre suspension, calculé l'asservissement nécessaire, notre premier réflexe a été de réaliser un prototype afin de tester les principes mis en œuvre. Lors de la validation du modèle statique les premiers tests ont été prometteurs étant donné que la suspension répondait fidèlement à la théorie. Les paliers ayant les caractéristiques désirées, nous étions confiant quand à la mise en rotation de l'ensemble mobile. Ainsi, afin de mettre en rotation le cylindre de stockage, nous avons prévu deux systèmes de motorisation étant donné que l'unique prototype de moteur - générateur réalisé

était testé à l'antenne de Bretagne de l'ENS et n'était malheureusement pas disponible pour tester les suspensions sur le site du LEG.

4.1.1 Motorisation

4.1.1.1 Entraînement mécanique

Le premier moyen d'entraînement est rudimentaire. Il fait appel à un petit moteur électrique sur lequel est monté une roue en plastique d'un diamètre proche de celui du palier. Cette roue est alors mise en contact avec le volant d'inertie puis le moteur emmène l'ensemble tournant à la vitesse désirée. Ce principe est très simple et ne permet d'atteindre que des vitesses assez réduites (quelques milliers de tours par minutes). Il est néanmoins suffisant pour passer les fréquences de résonance généralement assez basses sur des ensembles aussi lourds que les systèmes de stockage d'énergie électromécanique. Sur la [Figure IV - 2] est représenté le système de motorisation.



Figure IV - 2: Premier système de motorisation

Le principal problème de cet exercice provient du fait que la roue en plastique doit être appliquée contre le cylindre pour que la transmission d'énergie nécessaire à la montée en vitesse ait lieu. Les états de surfaces n'étant pas parfaits et les vibrations des deux sous ensembles (suspension et moteur) aidant, ce principe présente un fonctionnement assez chaotique. De plus, la raideur radiale de la suspension n'étant pas infinie, nous ne pouvons pas appliquer sur le rotor un effort de pression très important. Il en découle un couple d'entraînement assez faible étant donné que sur la liaison que nous avons mis en œuvre, la force motrice tangente restituée est proportionnelle à l'effort normal appliqué sur le rotor.

Afin d'augmenter la composante réellement motrice de la force, nous avons équipé la périphérie du disque moteur d'un matériau doté d'un coefficient de glissement relativement faible (caoutchouc). Cette modification permet d'élargir le cône de glissement et ainsi d'améliorer le rapport force tangente / force normale.

4.1.1.2 Entraînement asynchrone sans contact

Le deuxième système destiné à motoriser l'ensemble en rotation a été prévu de sorte que l'entraînement ne nécessite pas de contact physique. Le fait de ne pas toucher le cylindre lors de la mise en rotation permet de s'affranchir de bien des sources déstabilisatrices. Nous avons donc dimensionné le cylindre afin qu'il s'adapte au stator d'un moteur du commerce. Le rotor d'origine équipant le moteur est purement et simplement remplacé par notre volant d'inertie. Le stator du moteur asynchrone triphasé induit des courants au sein du volant d'inertie réalisé en matériau conducteur. Ceux-ci tendant à s'opposer à la cause qui leur a donné naissance, un couple d'entraînement s'exerce alors et accélère le rotor. Ce système devrait permettre d'atteindre des vitesses de rotation plus importantes car le transfert de l'énergie est réalisé sans liaison mécanique. Malgré tous ses avantages, ce moyen de motorisation comporte un désagrément notoire. Le moteur asynchrone a des chances de créer des forces parasites pouvant déstabiliser le rotor.

Pour bien percevoir le phénomène, prenons comme exemple un système à sustentation magnétique très simple. Un aimant se déplace linéairement sur une piste conductrice [Figure IV - 3]. Le champ tournant du moteur asynchrone peut ainsi être assimilé à l'aimant. La vitesse linéaire de l'aimant serait alors une image de la vitesse du champ tournant statorique. Le rotor serait lui assimilé à la piste en matériau conducteur.

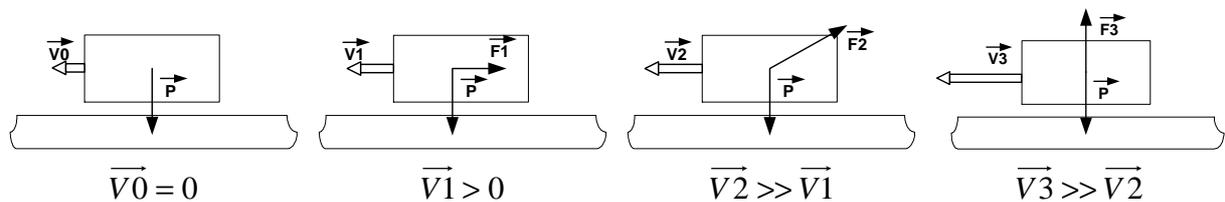


Figure IV - 3 : Aimant en mouvement sur une piste conductrice

Tant que l'aimant est immobile, il est soumis à la seule force de son poids. Par contre, lorsqu'il se déplace, l'aimant génère des courants induits dans la pièce conductrice. Ces courants créent un champ magnétique qui s'oppose à la source qui lui a donnée naissance. A basse vitesse, une force vient s'opposer au mouvement de l'aimant. Au fur et à mesure que la vitesse augmente, cette force liée à la vitesse de variation de champ dans la pièce conductrice va être de plus en plus importante. Les courants induits qui étaient en majeure partie résistifs à

vitesse faible vont, petit à petit, devenir de plus en plus inductifs. Le champ induit va toujours s'opposer à la source mais en repoussant cette fois-ci l'aimant vers le haut. Cette lévitation est stable car la force due aux courants induits, qui s'oppose au poids de l'aimant, augmente quand l'aimant se rapproche du conducteur. Dans le cas d'un moteur asynchrone, il est nécessaire d'utiliser un circuit magnétique afin d'obtenir un minimum de performance et de rendement. Ce circuit magnétique ayant tendance à déstabiliser la suspension, une étude approfondie prenant en compte les courants induits et le circuit magnétique devrait donc être menée pour définir la stabilité d'un tel système. Cette étude étant trop lourde, elle n'a pas pu être menée durant cette thèse.

Dans notre cas, lors de son utilisation, nous aurons simplement veillé à ne pas imposer d'accélération trop importantes afin de ne pas décentrer le rotor de façon réversible en créant des forces trop déstabilisantes. Il convient aussi d'assurer un centrage très précis si l'on veut s'assurer d'un entraînement homogène du volant. Après bien des tentatives, ce système n'a malheureusement pas été mis en œuvre sur notre suspension. L'entrefer nécessaire au fonctionnement devant être trop faible, ceci ne nous permettait pas d'assurer le passage des fréquences de résonance radiales. Nous pouvons voir [Figure IV - 4] une photo du stator utilisé. Pour fonctionner correctement, ce moteur asynchrone devait présenter un diamètre intérieur supérieur de 1mm à notre suspension. Le montage de cette structure a été réalisé mais le moteur n'a jamais été utilisé.

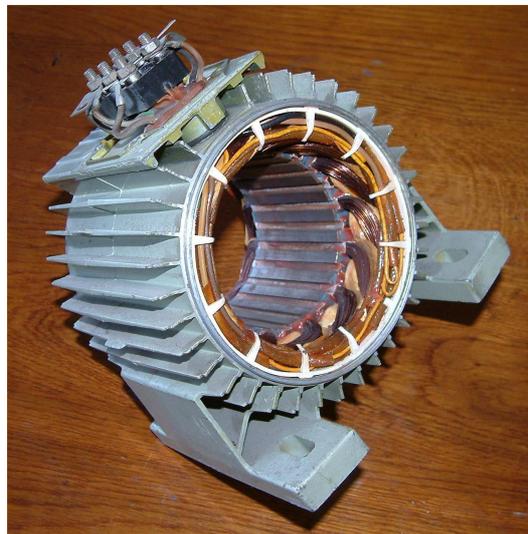


Figure IV - 4 : Deuxième système de motorisation par stator de machine asynchrone

4.1.2 Passage des fréquences de résonance

Comme nous l'avons précisé, nous avons uniquement utilisé le mode d'entraînement par frottements. Cette méthode nous a néanmoins permis d'atteindre des vitesses de plus de 3000 tr/min. Ce qui est bien supérieur aux fréquences de résonance radiales du palier. Lors de la montée en vitesse, nous avons passé deux résonances caractéristiques. Celle qui est intervenue la première, concerne le palier situé en bas du système. Comme nous avons pu le voir dans les précédents chapitres, afin de maintenir une consommation moyenne proche de zéro, il nous faut maintenir le rotor dans une position bien déterminée. Cette position se situe à l'équilibre entre la force de pesanteur appliquée sur le rotor et la force différentielle résultante de l'attraction des deux paliers sur le rotor. Lorsque cette position d'équilibre est atteinte, les entrefers du haut et du bas qui en résultent ne sont plus égaux. Les raideurs radiales étant intimement liées à la valeur de l'entrefer qui leur est associée, celles-ci deviennent de par ce fait, elles aussi différentes.

Le palier du haut présente ainsi une raideur plus importante que celui du bas. Ceci s'exprime en dynamique par deux fréquences de résonance radiales différentes. La raideur la plus faible imposant la fréquence de résonance la plus basse. Le palier du bas se voit donc affublé d'une résonance mesurée à environ 7 Hz. Quand à celui du haut, cette fréquence est portée à 13 Hz. Afin de vérifier que notre explication est correcte, il suffit de se rappeler que la fréquence de résonance « fr » est liée à $\sqrt{\frac{k_R}{m}}$. Dans notre cas, nous avons $\frac{fr_1}{fr_2} = \frac{13}{7} \approx 1,86$

soit $k_{R1} \approx 1,86^2 \cdot k_{R2} \approx 3,45 \cdot k_{R2}$. Ensuite, la raideur radiale « kr » est proportionnelle au carré

de l'entrefer « e ». Ce qui nous donne, $\frac{e1}{e2} \approx \sqrt{\frac{k_{R1}}{k_{R2}}} \approx \frac{fr_1}{fr_2} \approx 1,86$. Sachant que la somme des

deux entrefers fait 1mm, cela nous donne 0,35 mm pour e1 et 0,65 pour e2. Nous avons mesuré, à l'aide de cales d'épaisseur, des entrefers de 0,3 et 0,7 mm. Soit quasiment la même chose que ce que nous attendions. Ceci va donc bien dans le sens de tout ce que nous avons avancé jusqu'à présent. Il est important de rappeler que nous utilisons pour les mesures le correcteur proportionnel dérivé auquel nous ajoutons un offset afin de ramener le courant moyen à zéro. Les paramètres du correcteur sont ceux calculés dans le Chapitre 3.4.3.1.

Lors de la montée en vitesse, la suspension passe sans encombre les deux fréquences de résonance. La première apparaît rapidement puis disparaît complètement. Vient ensuite la seconde qui elle aussi, après s'être exprimée, disparaît sans manifestations trop importantes. De légères oscillations sont perceptibles mais à aucun moment les paliers de secours ne sont sollicités. Afin de vérifier que nous ne parasitions pas les deux phénomènes avec notre force motrice, nous avons emmené le rotor à une vitesse supérieure à la fréquence de résonance

radiale la plus élevée. Après avoir maintenu une accélération constante, nous avons laissé le système décélérer uniquement par les frottements aérodynamique et par les frottements magnétiques. Aucun artifice extérieur ne pouvait stabiliser la suspension de quelques façons que ce soit. Ce long ralentissement est présenté sur la [Figure IV - 5]. Afin de bien percevoir la dynamique de la décélération, nous pouvons mesurer sur le deuxième réglage une perte de 1500 tr/min en une heure et six minutes.

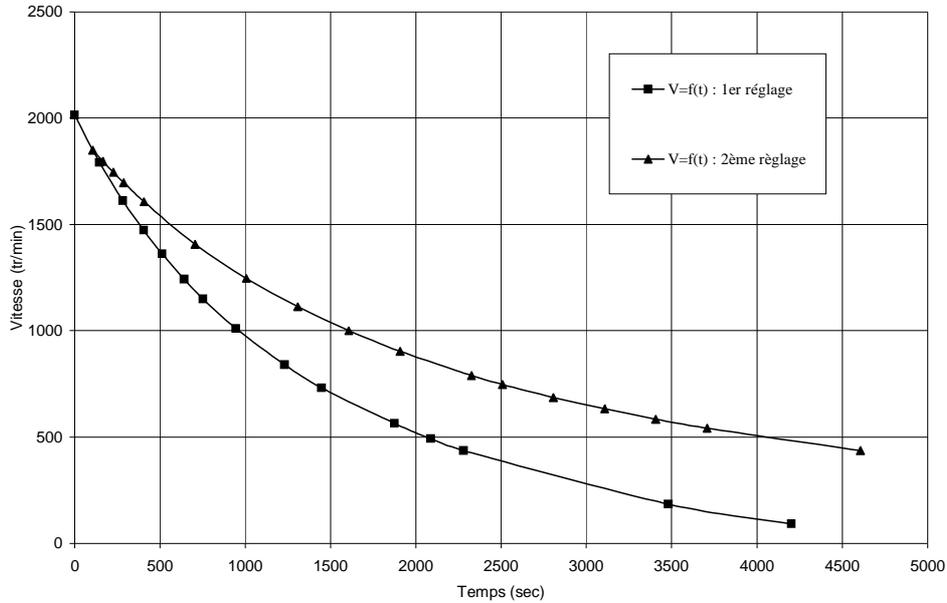


Figure IV - 5 : Courbes de la décélération du rotor dans l'air en fonction du temps.

Les deux réglages que nous citons sur la [Figure IV - 5] représentent deux positions d'équilibre différentes. Le poids global du rotor est inchangé mais l'entrefer total (somme de l'entrefer du haut avec celui du bas) est plus faible (0,8mm) dans le premier réglage. Ceci implique plus de pertes par frottements magnétiques, plus de pertes aérodynamiques au niveau des paliers et aussi plus de chances d'avoir un entrefer pollué par des éléments parasites (poussières métalliques, ...). La référence que nous avons choisie est le réglage numéro 2.

Dans ce cas, l'entrefer global est de 1 mm. Sur la Figure IV - 5, nous ne parvenons pas à bien faire ressortir les oscillations radiales de la suspension. Afin de pouvoir faire ressortir les fréquences de résonance lors de la décélération, nous avons décidé de calculer l'énergie stockée dans le cylindre en rotation en fonction de la vitesse et ceci pour chaque pas de temps ($W_i = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_i^2$). Ensuite, en calculant à chaque intervalle de mesure la puissance dissipée par

$$P = \left| \frac{dW}{dt} \right| = \left| \frac{\Delta W}{\Delta t} \right| = \left| \frac{W_{t+\Delta t} - W_t}{\Delta t} \right|$$

nous pouvons représenter son évolution en fonction du temps.

Lorsque la suspension va entrer en vibration, les paliers magnétiques vont dissiper plus

d'énergie. Ceci devrait nous permettre de visualiser les fréquences de résonance. La [Figure IV - 6] nous permet de vérifier qu'à 7 et 13 Hz, la suspension consomme effectivement plus d'énergie.

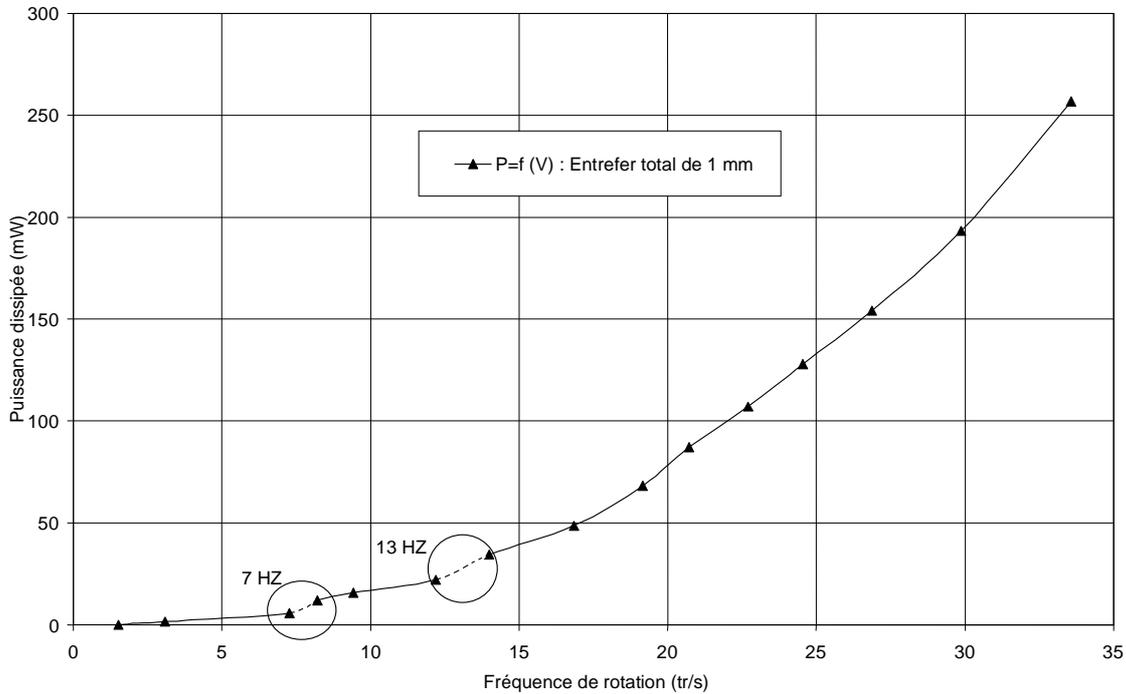


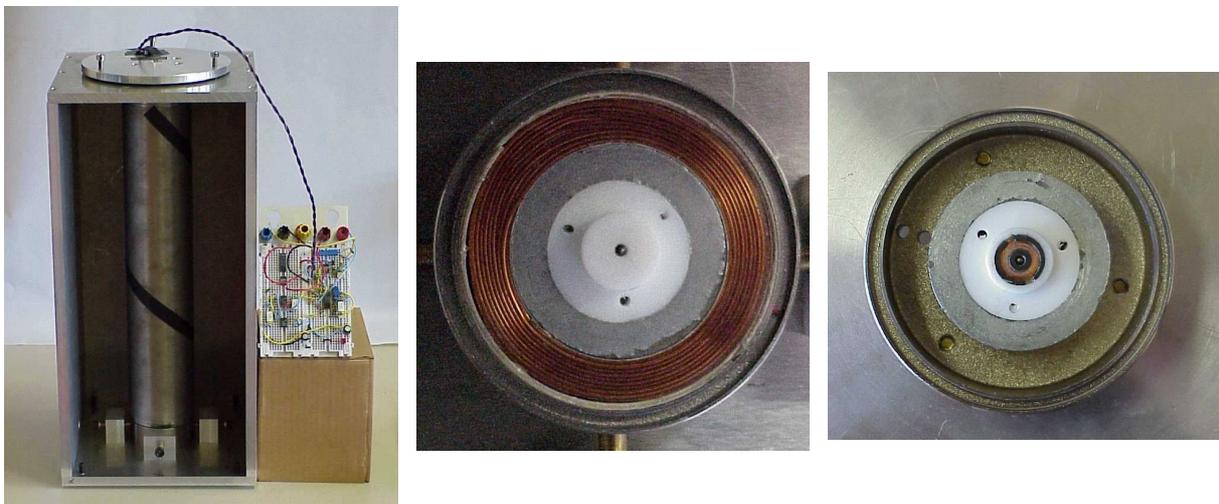
Figure IV - 6 : Puissance dissipée par la suspension en fonction de la vitesse de rotation

Il est à noter que nous n'avons pas suffisamment de points pour voir à quelles fréquences exactes interviennent les résonances. Nous devrions avoir une pointe de dissipation d'énergie aux instants des deux oscillations. Ne pouvant fournir des intervalles de vitesse assez rapprochés pour en tirer la puissance dissipée, nous avons seulement placé les résonances au niveau des sauts de dissipation d'énergie tout en vérifiant que cela correspondait bien avec celles que nous avons mesuré précédemment. Les oscillations du rotor lors du passage des 13 Hz étaient de l'ordre du dixième de millimètre tandis que lors du passage des 7 Hz, nous avons atteint des oscillations de l'ordre du demi millimètre d'amplitude.

Nous pouvons tirer de ces essais deux conclusions. Tout d'abord, la suspension a des raideurs suffisantes pour passer les premières fréquences de résonances radiales. Elle ne nécessite donc pas de dispositifs extérieurs afin de la stabiliser. Cet avantage est non négligeable si nous voulons garder un coût de fabrication le plus réduit possible. Ensuite, nous avons remarqué que les caractéristiques de la dissipation d'énergie (pertes aérodynamiques, courants induits et frottements dus à des pollutions parasites de l'entrefer) sont rapidement modifiées par une très légère variation de l'entrefer. Ce point très nettement défavorable va nous imposer des tolérances assez réduites lors de la fabrication des pièces.

Une information primordiale à retenir sur ce premier essai est que l'on peut modifier les fréquences de résonance de la suspension en faisant varier la position du rotor par rapport au stator. Lorsque la vitesse de rotation approche d'une résonance, il suffit de décaler le rotor vers le palier du haut ou vers celui du bas pour modifier la fréquence de résonance et ainsi pouvoir continuer à accélérer sans dommages.

Ce principe est très facile à mettre œuvre puisqu'il suffit d'asservir la suspension en polarisant les paliers autour d'un courant différent de zéro ; Ceci aura pour effet de décaler physiquement la position du rotor. Il est à noter que les imprécisions d'usinage de notre suspension doivent aussi jouer un rôle important dans la dissipation d'énergie mais ceci est difficilement quantifiable. Voici des photos du dispositif [Figure IV - 7] :



Vue générale de la suspension Vue de dessus du palier du bas Vue de dessus du palier du haut

Figure IV - 7 : Photos de la suspension et des paliers du haut et du bas

4.1.3 Montée en vitesse

Une fois les fréquences de résonance passées, nous avons poursuivie la montée en vitesse afin de vérifier que tout fonctionnait convenablement. Aux abords de 2800 tr/min, au niveau du palier ayant l'entrefer le plus élevé, le rotor est soudainement entré en oscillation. Ceci s'est fait de façon croissante jusqu'à ce qu'il entre en contact avec les butées en téflon de secours. Nous avons donc cessé l'entraînement et ainsi le rotor s'est rapidement arrêté. Le côté de la suspension qui est entré en résonance est celui où la raideur radiale est la plus faible. Le phénomène que nous avons rencontré peut être dû à bien des causes. Nous allons tenter dans les paragraphes suivants de trouver la réponse à ce problème d'instabilité.

4.2 Analyse du comportement dynamique

Nous venons de décrire les essais réalisés sur notre suspension. Les lignes qui vont suivre vont maintenant traiter de l'analyse des phénomènes que nous avons observés. Dans un premier temps, nous allons décrire les différents modes de résonance et les effets stabilisateurs de la géométrie du rotor. Cependant, bien que le rotor n'ait jamais été équilibré, nos expériences ont montré que notre balourd est relativement faible. En effet, les fréquences de résonance ont été passées sans que l'amplitude des résonances ne devienne excessive. La cause de l'instabilité que nous avons observée n'est donc pas à rechercher dans un problème d'équilibrage ou de résonance. Cette instabilité provient d'un phénomène d'amortissement déstabilisateur décrit par la suite.

4.2.1 Modes de résonance

Considérons le cylindre représenté sur la [Figure IV - 8]. Sa rotation naturelle se fait autour de son axe d'inertie (en pointillé).

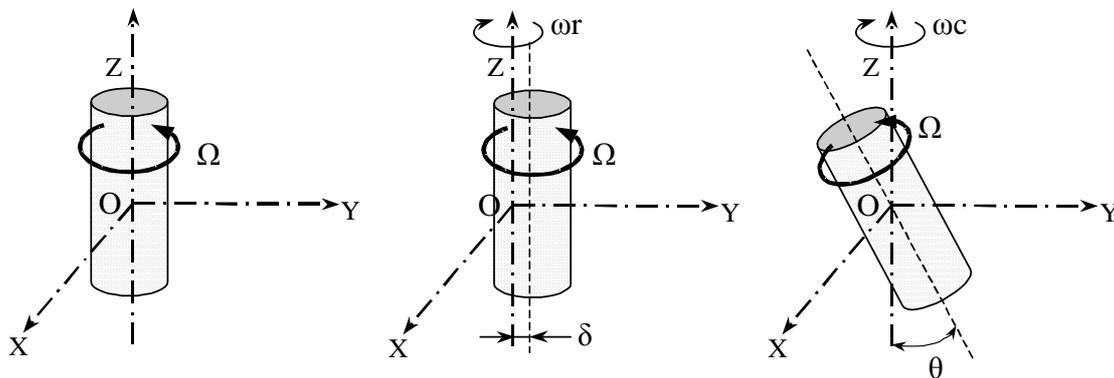


Figure IV - 8 : Différentes configurations de rotor en rotation

Dans le premier cas (figure de gauche), l'axe de rotation (axe d'inertie) est confondu avec l'axe vertical. Le seul mode de vibration possible est le mode axial. Ce mode a été traité dans le chapitre précédent. Il est peu gênant car il n'est pas conditionné par la rotation de la partie suspendue. D'autant plus que dans notre cas il est aussi contrôlé par un asservissement.

Sur la figure centrale nous voyons apparaître une deuxième fréquence de rotation « ωr ». L'axe d'inertie, autour duquel tourne la partie suspendue à la vitesse Ω , oscille à la vitesse ωr parallèlement à l'axe de la suspension : c'est le mode cylindrique.

Dans un premier temps, le rotor n'étant jamais parfaitement équilibré, son balourd crée une excitation ωr de fréquence égale à Ω . Si l'amortissement du système n'est pas significatif,

ce phénomène peut entraîner une oscillation du rotor lorsque la fréquence de rotation atteint la fréquence de résonance. Cela peut poser des problèmes lors de la montée en vitesse. Néanmoins, si la suspension parvient à franchir la fréquence de résonance, l'oscillation diminue et la partie en mouvement acquiert une rotation stable autour de son axe d'inertie.

Dans un second temps, si ω_r est initié par une autre source que le balourd naturel du rotor (une perturbation extérieure), cette pulsation peut être tantôt dans le même sens que Ω : c'est le mode cylindrique direct, tantôt dans le sens opposé : c'est le mode cylindrique inverse. Dans notre cas, la suspension est isotrope, c'est à dire $k_x = k_y$ et les amortissements sont eux aussi les mêmes dans les plans parallèles à Oxy . L'axe décrit une orbite circulaire. Si la suspension n'avait pas été isotrope, elle aurait décrit une orbite elliptique.

Sur la figure de droite, est représenté un autre mode de vibration : le mode conique. Les problèmes posés par ce mode de vibration sont les mêmes que ceux posés par le mode cylindrique car lui aussi est excité par le balourd de la partie suspendue. L'axe de rotation de la partie suspendue crée un angle « θ » avec l'axe de la suspension. Là aussi nous pouvons retrouver un mode conique direct et un mode conique inverse.

Nous avons abordé dans ces travaux uniquement les vibrations d'un rotor rigide. L'hypothèse qu'il n'y a pas de déformation mécanique du rotor est avancée du fait que l'on est en présence d'un rotor très massif. Ceci nous permet de ne pas traiter les problèmes dus à l'élasticité des rotors et de ne pas aborder les modes propres.

4.2.2 Influence de la géométrie du rotor sur la stabilité

L'explication suivante est basée sur l'hypothèse que l'axe de rotation est imposé, ce qui n'est jamais le cas avec des paliers magnétiques. Cependant, elle permet de mettre en évidence des tendances. Prenons le cas très général d'un rotor cylindrique de hauteur « $h = h_1 + h_2$ », de rayon externe « r_e », de rayon interne « r_i » et de masse volumique « ρ » [Figure IV - 9] :

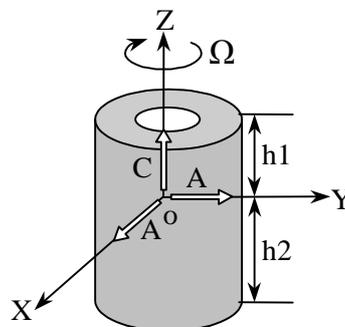


Figure IV - 9 : Représentation des moments d'inertie radial A et axiale C

Le moment d'inertie axiale « C » s'exprime sous cette forme :

$$dC = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot r \cdot h \cdot dr \cdot r^2 \Rightarrow C = \frac{\pi \cdot \rho \cdot h}{2} (re^4 - ri^4)$$

Ainsi et de la même façon, nous pouvons exprimer le moment d'inertie radiale « A » avec:

$$A = \rho \cdot \pi \cdot (re^2 - ri^2) \cdot \left(\frac{h}{4} (re^2 + ri^2) + \frac{h_1^3 + h_2^3}{3} \right)$$

En admettant que le point où l'on se place est au centre du cylindre ($h_1=h_2$), l'équilibre entre le moment d'inertie radial et axial s'obtient pour un cylindre plein lorsque :

$$\frac{C}{A} = 1 \Rightarrow re = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot h$$

Enfin, il s'applique sur le rotor des couples qui tendent soit à le maintenir aligné sur son axe de rotation soit à le déstabiliser. Ces efforts sont proportionnels à la vitesse de rotation et aux moments d'inertie de chaque axe [Figure IV - 10].

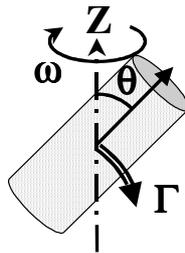


Figure IV - 10 : Expression de la raideur du couple résultant à une inclinaison

A vitesse de rotation constante, la raideur (k_{dyn}) du couple résultant appliqué à la partie mobile est :

$$k_{dyn} = -\frac{d\Gamma}{d\Theta} = (C - A) \cdot \Omega^2$$

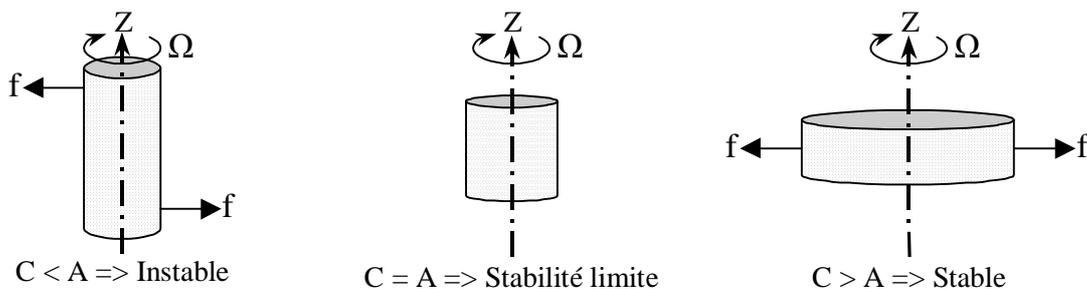


Figure IV - 11 : Stabilité du rotor en fonction de sa géométrie

Pour que cette raideur soit positive, il est nécessaire que le moment d'inertie axial soit supérieur au moment d'inertie radial. Si nous analysons notre cas (un cylindre plein), nous pouvons ainsi représenter trois modes de fonctionnement [Figure IV - 11].

La raideur étant proportionnelle au carré de la vitesse de rotation, la stabilité comme l'instabilité de la rotation du rotor augmente rapidement avec Ω . Ainsi un cylindre très plat aura la propriété de tourner dans un plan parfaitement stable tout en ayant une sensibilité aux perturbations réduite. A l'autre extrémité, un cylindre allongé ($C < A$) sera bien plus sensible aux perturbations. Comme nous avons pu le noter dans le Chapitre 3.2.3, la structure que nous avons choisie ne se prête pas vraiment à des cylindres très plats. Afin de conserver une stabilité en statique, le rapport entre la longueur du cylindre et son diamètre nous est imposé par la raideur axiale et radiale. Si nous voulons jouer légèrement sur ce rapport, il convient d'essayer de maximiser le rapport raideur radiale sur raideur axiale. Mais cela n'est pas trivial.

4.2.3 Fréquence de rotation et courants induits

Lors de la mise en rotation de la partie mobile, des courants induits locaux peuvent se développer au sein du rotor et du stator. Ces courants induits prenant naissance dans des zones où règne un champ magnétique assez élevé, il se crée des forces pouvant être ramenées à des forces de Laplace qui agissent sur l'équilibre du système. Elles s'expriment sous cette forme :

$$\vec{dF} = I_{\text{induit}} \wedge \vec{B}.dl$$

En fonction du lieu où elles se créent, ces forces peuvent être soit stabilisatrices, soit fortement déstabilisatrices.

4.2.3.1 Description du phénomène

Cette partie de chapitre repose sur une théorie développée dans [GEN01]. Nous pouvons remarquer que, dans notre cas, la source génératrice de flux est fixe tandis que les zones où peuvent se développer des courants induits sont soit fixes soit mobiles. Comme nous allons pouvoir le voir dans la suite, cela a une influence très importante. A partir d'une certaine vitesse, notre suspension est déstabilisée par l'apparition de courants induits. La théorie de cette instabilité a été développée par Giancarlo Genta et résumée au chapitre [4.2.3.2]. Cependant, avant de s'atteler à cette théorie, intéressons nous aux phénomènes physiques.

Afin d'imager le phénomène, nous allons utiliser un cylindre en cuivre tournant à une vitesse « ω » et un anneau aimanté fixe [Figure IV - 12].

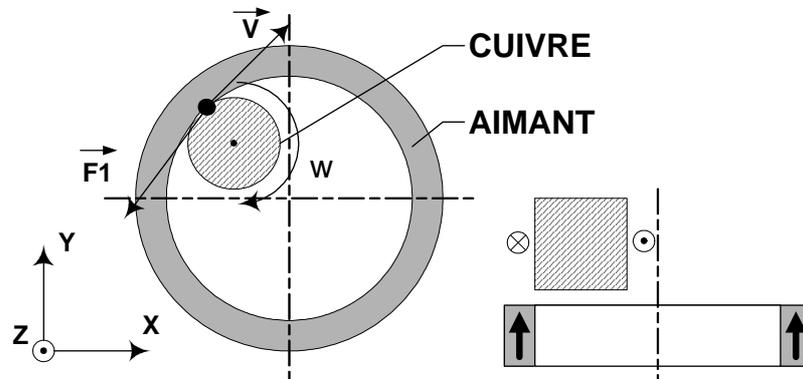


Figure IV - 12 : Cylindre en cuivre tournant sur un anneau aimanté

Sur ce système, nous pouvons soit faire tourner le cylindre à l'intérieur de l'anneau, soit le faire tourner à l'extérieur. Dans le cas représenté sur la [Figure IV - 12], n'importe quel élément du cylindre de cuivre voit un champ magnétique variable. Une force « $F1$ » se crée alors dans le sens opposé à la vitesse de l'élément. Le cylindre va alors réaliser une trajectoire en spirale expansive qui va avoir tendance à l'éjecter à l'extérieur de l'anneau. Nous pouvons faire exactement le même raisonnement en faisant tourner le cylindre à l'extérieur de l'anneau. Dans les deux cas le résultat sera le même, éjection du cylindre.

Si maintenant nous inversons les natures de matériaux. L'anneau devient du cuivre et le cylindre un aimant aimanté axialement comme indiqué à la [Figure IV - 13]. Si le cylindre est animé uniquement par une vitesse angulaire ω , l'anneau voit un champ homogène et dans ce cas aucune force ne sera créée.

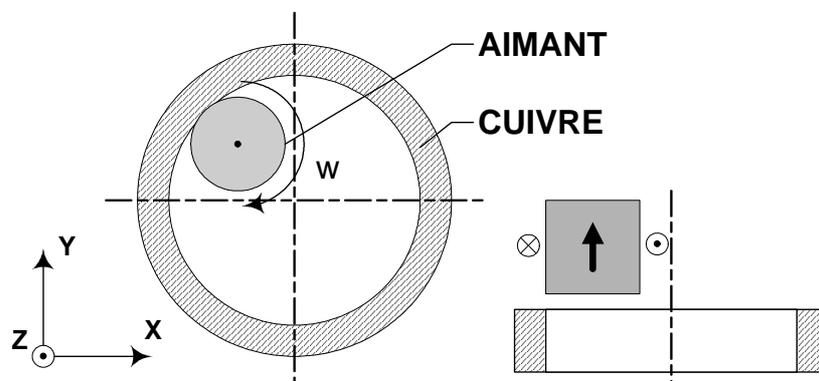


Figure IV - 13 : Cylindre aimanté tournant sur un anneau en cuivre

Par contre, si le cylindre est soudainement animé d'une vitesse V quelconque, le déplacement va créer une variation de flux qui s'oppose au mouvement et amorti donc les vibrations. La force qui va se créer va avoir tendance à le ralentir immédiatement. L'hypothèse que nous pouvons formuler mais que nous n'avons pas vérifiée est que le cylindre va alors suivre une spirale se refermant à terme sur le centre de l'anneau. Le minimum d'énergie dissipée se trouvant au centre de l'anneau, le cylindre y sera naturellement maintenu.

4.2.3.2 Mise en équation des instabilités dues aux amortissements

Dans les systèmes en rotation, nous pouvons établir une relation entre la fréquence de rotation du mobile (ω) et la fréquence de l'oscillation du rotor (λ). Il est alors nécessaire de définir les paramètres suivants [Figure IV - 14]:

- Amortissement de la partie mobile : « δ_m »
- Amortissement de la partie fixe : « δ_f »
- Oscillation du rotor : $\zeta = \zeta_0 e^{i\lambda t}$, amplitude « ζ_0 » et fréquence « λ »

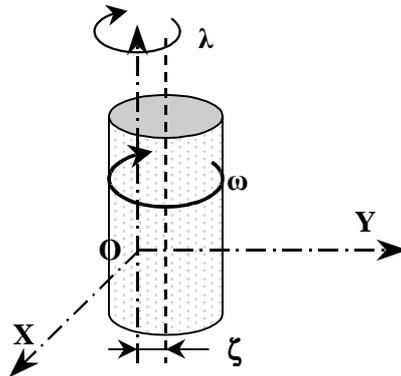


Figure IV - 14 : Définitions des paramètres nécessaires au modèle

Nous pouvons alors, pour un rotor équilibré, établir la relation suivante :

$$m\lambda^2 + i(\delta_m + \delta_f)\lambda + k - i\omega\delta_m = 0$$

Les racines de la première équation peuvent être exprimées sous la forme suivante :

$$\lambda = i \frac{\delta_m + \delta_f}{2m} \pm \sqrt{\frac{-(\delta_m + \delta_f)^2 + 4m(k - i\omega\delta_m)}{4m^2}}$$

Soit, si l'on discerne la partie complexe de la partie imaginaire :

$$\lambda = \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{T + \sqrt{T^2 + \left(\frac{\omega \delta_m}{m}\right)^2}} + i \left(\frac{\delta_m + \delta_f}{2m} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{-T + \sqrt{T^2 + \left(\frac{\omega \delta_m}{m}\right)^2}} \right)$$

Où :

$$T = \frac{k}{m} - \frac{(\delta_m + \delta_f)^2}{4m^2}$$

Deux valeurs de fréquence d'oscillation complexes peuvent ainsi être identifiées pour chaque valeur de ω . Si l'on considère λR comme étant la partie réelle de λ et λI la partie imaginaire, nous pouvons décrire de la façon suivante le mouvement oscillatoire du rotor dans un plan (x,y) perpendiculaire à l'axe de rotation :

$$x = \zeta_0 e^{-\lambda I t} \cos(\lambda R \cdot t)$$

$$y = \zeta_0 e^{-\lambda I t} \sin(\lambda R \cdot t)$$

Toujours d'après [GEN01], lorsque la partie mobile est soumise à une perturbation, si la partie imaginaire de λ est positive, le rotor a un comportement stabilisateur et l'amortissement a tendance à réduire l'amplitude du mouvement oscillatoire. Par contre, si λI est négative, l'amplitude du mouvement oscillatoire augmente de façon exponentielle dans le temps. Le mouvement devient donc instable et la moindre petite perturbation vient déclencher cette oscillation auto amplifiée.

La première des deux racines de « λ » que nous avons explicitée en amont à une partie réelle positive et une partie imaginaire qui peut être tantôt positive tantôt négative. Cela correspond à une oscillation directe (dans le même sens que ω) qui peut être tantôt amortie tantôt auto amplifiée et cela dépendra du signe de « λI ». La limite de stabilité se trouve lorsque :

$$\frac{\delta_m + \delta_f}{2m} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{-T + \sqrt{T^2 + \left(\frac{\omega \delta_m}{m}\right)^2}} = 0$$

Ce qui donne la condition de stabilité suivante :

$$\omega < \sqrt{\frac{k}{m}} \left(1 + \frac{\delta_f}{\delta_m}\right)$$

Cela signifie que le rotor est toujours stable pour des vitesses subcritiques, c'est à dire pour des vitesses du rotor inférieures à $\sqrt{\frac{k}{m}}$. Pour ce qui est des vitesses supercritiques, la

stabilité dépend de la valeur du rapport $\frac{\delta f}{\delta m}$ c'est à dire du rapport entre l'amortissement de la partie fixe et celui de la partie mobile. Augmenter l'amortissement fixe permet ainsi d'étendre la plage de fonctionnement de la suspension.

La seconde des deux racines de « λ » à une partie réelle négative et une partie imaginaire positive. Toujours d'après [GEN01], cela correspond à une oscillation inverse (dans le sens opposé à ω) amortie. Ce mode ne pose apparemment pas de problème, puisqu'il est rapidement amorti et stabilisé.

La conclusion de ce passage est qu'on ne peut jamais éviter cette fréquence limite après laquelle le système en rotation deviendra automatiquement instable. Le seul moyen que nous avons, est de repousser le plus loin possible cette fréquence en augmentant le rapport $\frac{\delta f}{\delta m}$. Cela peut se faire de façon interne à la suspension ou en ajoutant des amortisseurs extérieurs dont le coefficient d'amortissement fixe serait très supérieur au coefficient d'amortissement mobile.

Dans le cas d'un ensemble maintenu par des roulements à billes, la raideur radiale du système est très importante. La vitesse supercritique est alors si élevée qu'il est rare que le rotor l'atteigne. C'est pour cette raison que le phénomène que nous venons de décrire n'est pas commun. Cependant, cette résonance à été observée sur des volants d'inertie de moteur thermique tournant à haute vitesse.

En conclusion, lorsque l'on considère un rotor amorti, il est très important de distinguer l'amortissement généré par la partie fixe du système, usuellement référencé comme l'amortissement fixe (δf) et celui directement relié au rotor, ou amortissement mobile (δm). L'amortissement fixe a habituellement un effet stabilisant que l'on peut utiliser pour amortir le système en rotation sur toute sa plage de fonctionnement. Le second amortissement à tendance à réduire lui aussi les vibrations dans des conditions de vitesse subcritique

$\omega < \sqrt{\frac{k_R}{m}}$, où « k_R » représente la raideur radiale et « m » la masse de la partie mobile.

Malheureusement, cet amortissement mobile génère aussi l'effet contraire et présente des effets très déstabilisants dans le domaine supercritique $\left(\omega > \sqrt{\frac{k_R}{m}} \right)$. Il devient donc très

important de prendre garde lorsque l'on veut faire fonctionner des ensembles mobiles à des vitesses dépassant la « supercriticité » du système car tous les mécanismes qui ont tendance à accroître la dissipation d'énergie dans le rotor peuvent très fortement déstabiliser l'ensemble mobile. Nous pouvons noter parmi ces mécanismes:

- Les matériaux amortisseurs
- Les phénomènes de friction
- Les courants induits
- etc, ...

4.2.3.3 Estimation des paramètres d'amortissement

Afin de comprendre ces phénomènes et de les quantifier nous avons voulu réaliser sous Flux3D la simulation d'une oscillation cylindrique du rotor. Pour ce faire, nous avons imposé un mouvement oscillatoire de fréquence et d'amplitude fixées au rotor pour ensuite calculer les puissances dissipées au niveau des parties fixes et de la partie mobile. Malheureusement, le maillage nécessaire était trop fin et les moyens ne permettaient pas de réaliser les calculs dans des temps raisonnables. De plus nous n'étions pas sûr d'aboutir à des résultats significatifs (phénomènes observés du même ordre que le bruit du maillage, divergence, ...)

Nous avons alors choisi de réaliser des approximations en linéarisant la suspension. Nous ne pouvions pas représenter le palier de façon axisymétrique du fait du mouvement latéral. Mais dans le cas où la suspension devient linéaire, la simulation s'effectue alors uniquement en 2 dimensions à l'aide du module « bande de translation » du logiciel Flux2D. Ce module permet de faire varier la position d'un ensemble situé à l'intérieur de deux bandes fixes. De cette façon le maillage des pièces n'est pas modifié et seule une région prévue à cet effet se déforme. Cela est très important car pour atteindre une précision suffisante, nous avons dû mailler assez finement au niveau de l'entrefer. Si tout le maillage devait se déformer, les temps de calcul s'allongeraient et la précision en pâtirait.

Nous avons alors simulé la vibration à des fréquences et à des amplitudes diverses. Un exemple de répartition de l'énergie dissipée dans les parties conductrices est représenté [Figure IV - 15]. Ce cas est représentatif d'un mouvement à 10 Hz de ± 1 mm. Nous avons choisi un millimètre d'amplitude car c'est la largeur des dents de centrage. Une plus grande amplitude ne serait absolument pas représentative de la réalité.

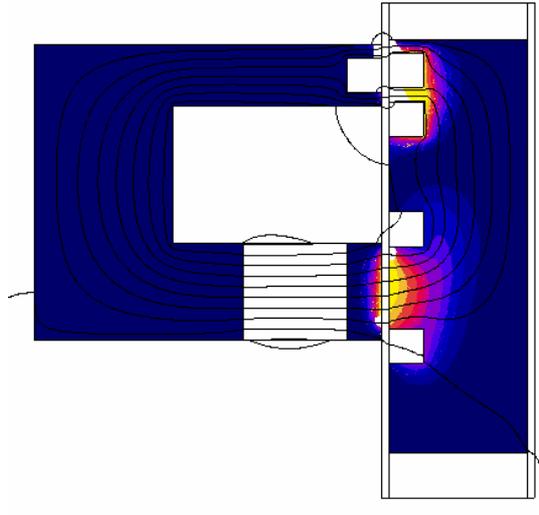


Figure IV - 15 : Simulation du palier avec mouvement du rotor

Cette simulation nous a donné une puissance moyenne dissipée « Pr » de 21 mW au rotor et « Ps » de 7,2 mW au stator. Il est alors utile de remarquer que nous dissipons 3 fois plus d'énergie au rotor qu'au stator. Ce rapport de dissipation n'est donc pas très favorable à de grandes vitesses de rotation.

Afin de raccrocher les simulations effectuées à une modélisation mathématique, nous avons réalisé un rapide modèle de la puissance dissipée en fonction de la vibration. Soit les paramètres suivants :

- A = Amplitude totale du mouvement (ici 1mm)
- δ = Amortissement de la suspension
- V = Vitesse linéaire de déplacement
- ω = Pulsation de la vibration (ici 20 rad/s)

Nous pouvons écrire les équations suivantes :

- $V = A \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)$
- $F = \delta \cdot V$
- $P = F \cdot V = \delta \cdot V^2$

Ce qui nous donne au final une puissance instantanée pouvant se représenter de la sorte:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \delta \cdot (\omega \cdot A)^2 - \frac{\delta \cdot A^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\omega t)}{2}$$

Si nous représentons les résultats du modèle éléments finis et du modèle mathématique sur le même graphique, nous obtenons la [Figure IV - 16]. Etant donné que le paramètre « δ » est difficile à expliciter, nous avons estimé ce paramètre en faisant coïncider l'énergie totale dissipée sur une période avec son estimation mathématique. L'intégrale de la puissance « P » devant alors être la même dans les deux cas. Pour ce faire nous devons faire l'hypothèse que l'amortissement est constant sur tout le déplacement.

Ce que l'on remarque, c'est que le modèle mathématique n'est pas vraiment représentatif du modèle numérique sur des grands déplacements. Ceci est dû au fait que nous imposons un amortissement constant quand nous estimons la puissance à l'aide de l'énergie moyenne dissipée. Ceci prouve que « δ » est un terme qui varie en fonction de la position. Pour se rapprocher de la réalité, il faudrait, lors du mouvement, calculer à chaque instant l'amortissement généré. Il suffirait alors de faire correspondre à chaque décalage Δx_i un élément dissipatif de puissance P_i . Nous n'avons pas investigué plus loin dans le modèle mathématique.

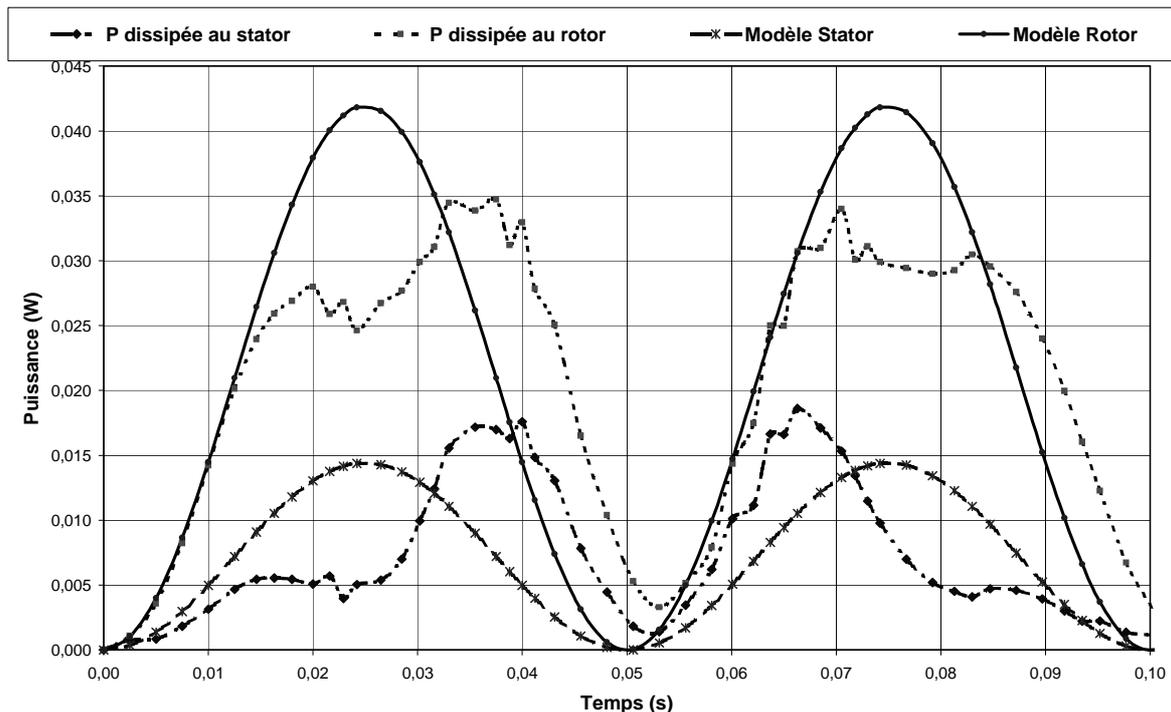


Figure IV - 16 : Puissance dissipée sur une période de vibration du rotor

Si maintenant nous limitons le domaine d'étude à 0,5 mm de déplacement latéral, ce qui correspond à 0,0125 seconde sur le graphique, nous pouvons remarquer que le modèle analytique de la dissipation rotorique suit bien le modèle numérique.

Nous pouvons alors en déduire son amortissement :

$$\delta m = \frac{P}{V} = \frac{P}{A \cdot \omega \cdot \sin(\omega t)} = 5 \frac{N}{m \cdot s^{-1}}$$

En ce qui concerne la partie fixe, l'amortissement statorique est plus difficilement calculable car notre modèle analytique est moins représentatif du calcul numérique.

Nous avons alors choisi de calculer l'amortissement statorique à l'aide du modèle numérique, ce qui nous donne à 0,0125 seconde : $\delta f = 1,27 \frac{N}{m \cdot s^{-1}}$. Cela nous donne un rapport $\frac{\delta m}{\delta f} \approx 4$ qui est proche du rapport $\frac{P_R}{P_S} = 3$ que l'on a entre les puissances moyennes dissipées, relevées sur le modèle éléments finis.

Il est toujours délicat de distinguer les erreurs de calcul des phénomènes physiques. Afin d'avoir une idée de la cohérence de nos résultats, nous avons fait vibrer de la même façon que précédemment la partie fixe de la suspension tout en maintenant la partie mobile « fixée ». Nous obtenons alors le même type de répartition de dissipation énergétique [Figure IV - 17].

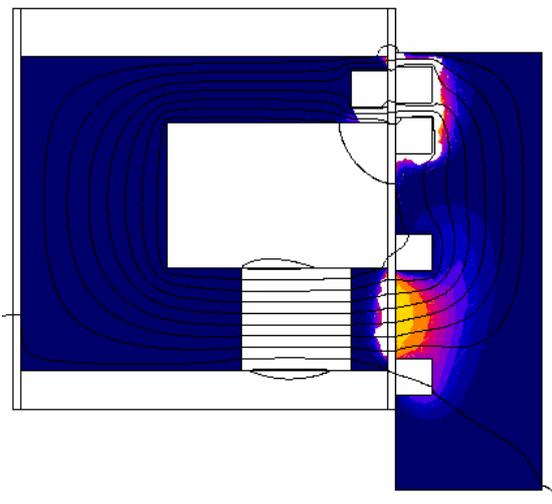


Figure IV - 17 : Simulation du palier avec mouvement du stator

Si nous effectuons la même représentation que précédemment, nous obtenons la [Figure IV - 18]. Mis à part les erreurs de bruit numérique, nous obtenons quasiment des courbes identiques à la [Figure IV - 16].

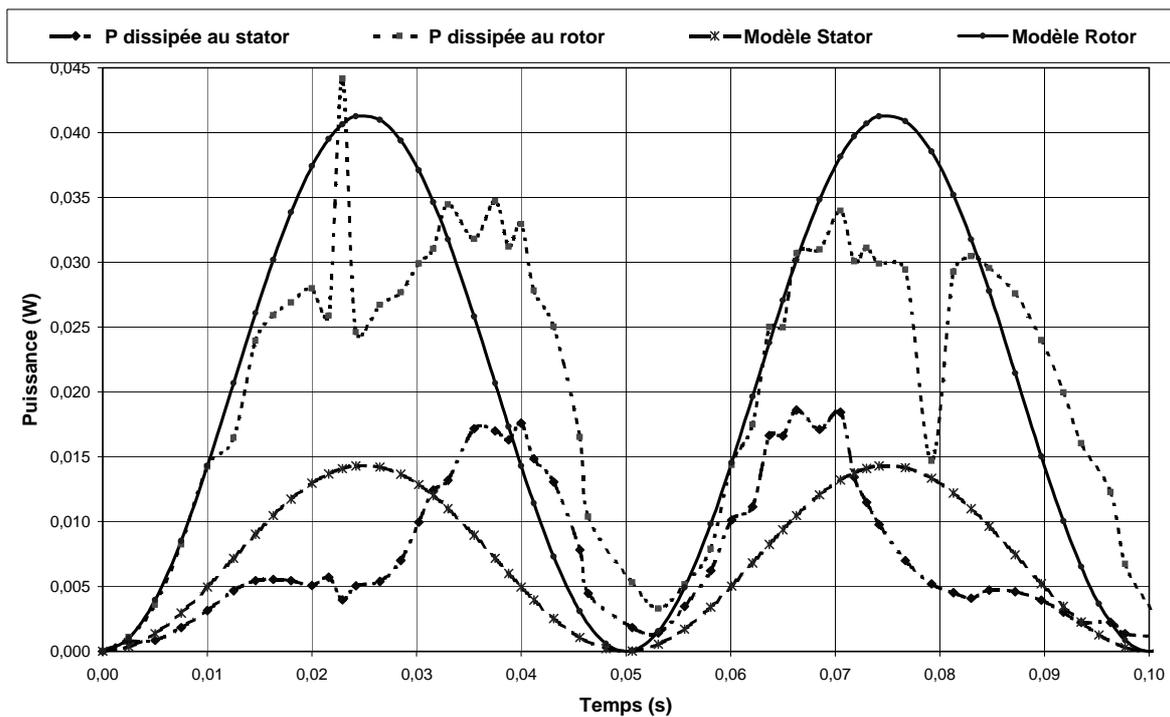


Figure IV - 18 : Puissance dissipée sur une période de vibration du stator

Bien qu'il soit tout à fait normal de dissiper la même puissance dans les deux cas (rotor vibrant ou stator vibrant) cette double simulation était nécessaire afin de tester la cohérence des calculs Flux2d.

4.3 Tentative de stabilisations

Afin de pouvoir atteindre les 40000 tr/min du cahier des charges nous devons forcément augmenter la fréquence supercritique de la suspension. Pour ce faire, nous pouvons soit augmenter la raideur radiale du palier soit augmenter le rapport $\frac{\delta f}{\delta m}$. Dans le premier cas, il faudrait forcément changer entièrement la topologie du palier. Dans le second cas, certaines modifications peuvent augmenter ce rapport. Cela sera développé par la suite.

4.3.1 Modifications légères de la topologie

Comme nous l'avons vu dans la partie précédente, il faut augmenter l'amortissement fixe pour accroître la vitesse de rotation maximum. Pour ce faire, nous avons donc modifié la géométrie du palier original afin de dissiper plus d'énergie dans la partie fixe. Nous avons décalé l'aimant à l'intérieur du circuit magnétique et rajouté une rondelle ferromagnétique entre l'aimant et l'entrefer. Cette rondelle métallique conductrice peut être parcourue par des courants induits lors des vibrations du rotor. Nous avons de plus diminué la surface du circuit

magnétique rotorique en regard afin d'éviter les effets de bord. Sur la [Figure IV - 19] est représenté le schéma de la suspension originale ainsi que ses modifications :

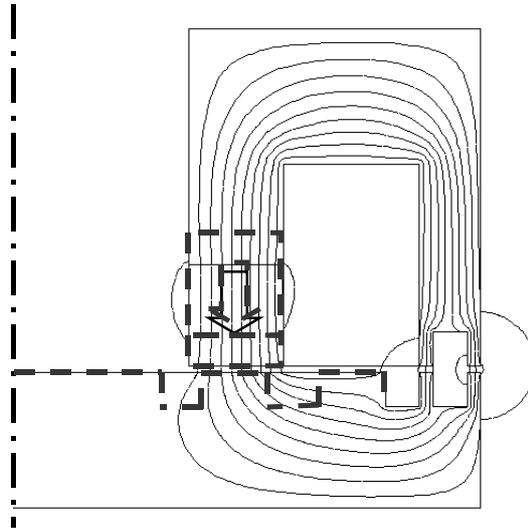


Figure IV - 19 : Modifications apportées à la suspension

Avant de réaliser ces modifications, nous atteignons la vitesse maximum de 2800 tr/min. Ensuite, nous avons pu atteindre 3300 tr/min. Il faut de plus préciser qu'en modifiant la suspension au niveau de l'aimant, nous avons légèrement détérioré la raideur radiale. Ceci signifie que nous avons diminué le rapport $\sqrt{\frac{k_R}{m}}$ et donc de part ce fait contribué à diminuer

la vitesse supercritique $\omega_s = \sqrt{\frac{k_R}{m}} \left(1 + \frac{\delta f}{\delta m} \right)$. Cette expérience met en évidence l'influence du rapport des amortissements sur la stabilité du système. Cependant, le rapport entre l'énergie dissipée au rotor et celle dissipée au stator n'est pas modifié suffisamment pour permettre d'atteindre notre vitesse cible.

En fait, le réel problème de cette suspension vient du cahier des charges que nous nous sommes fixés dès le départ. Afin de ne pas engendrer de problèmes mécaniques au rotor, nous avons volontairement placé l'aimant de la suspension dans la partie fixe. Ceci nous a été très utile pour simplifier au maximum la géométrie du rotor. Ce que nous n'appréhensions pas à l'époque était l'influence de la position géométrique de la source de flux au sein du circuit magnétique. En effet, les courants induits générés lors de la vibration du système sont alimentés par la source de flux qu'est l'aimant. Si cet aimant est situé au stator, les pertes rotoriques seront toujours plus délicates à éliminer. Etant donné qu'il est difficile d'obtenir un

rapport $\frac{\delta f}{\delta m}$ supérieur à l'unité sans utiliser de dispositifs amortisseurs, ce type de géométrie à

tendance à limiter la vitesse de rotation à $2\sqrt{\frac{k_R}{m}}$.

4.3.2 Mise en place d'un amortisseur

En modifiant la géométrie du palier, nous pouvons mettre en place sur la suspension un amortisseur qui sera chargé de dissiper de l'énergie au niveau du stator lors des vibrations axiales. Ce système que nous avons imaginé, permet d'augmenter de façon très importante l'amortissement et donc d'accéder à des vitesses de rotations bien plus importantes. Afin d'en expliquer le principe, voici un couple « palier + amortisseur » représenté sur la [Figure IV - 20] :

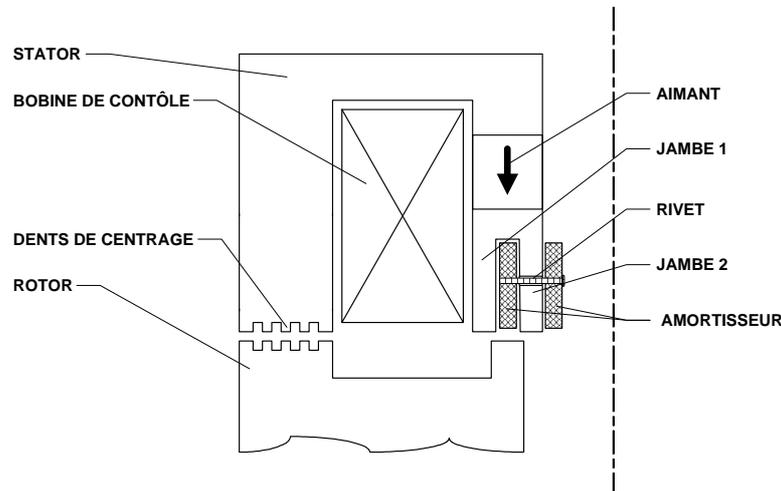


Figure IV - 20 : Couple Palier + amortisseur

La topologie est ici assez proche du palier que nous avons étudié. La partie extérieure est du même type et seule la partie centrale est modifiée. Des dents de centrage sont toujours présentes mais une jambe en matériau ferromagnétique ainsi que deux cylindres en cuivre ont été rajoutés. Des conducteurs (ici des rivets) sont disposés sur le pourtour et à intervalles réguliers afin de court-circuiter les cylindres en cuivre.

Analysons maintenant le fonctionnement de l'amortisseur. Lorsque le rotor vibre radialement, le flux passant à travers les jambes 1 et 2 est modifié [Figure IV - 21].

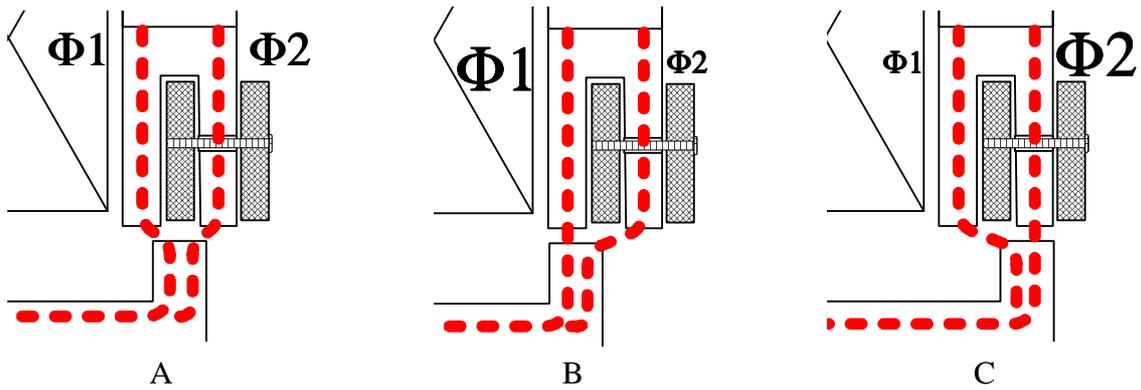


Figure IV - 21 : Aiguillage du flux lors des oscillations

Dans le cas A, le rotor n'est pas décentré. Lorsqu'il tourne, le circuit magnétique ne voit aucune variation de flux. Il n'y a pas de pertes générées ni au rotor ni au stator. Ensuite, lorsque le rotor vibre, sur un de ses cotés nous pouvons observer le cas B et de l'autre coté le cas C. Si les conducteurs en cuivre n'étaient pas court-circuités à intervalles réguliers, il n'y aurait quasiment aucune modification de flux. Ces liaisons régulières [Figure IV - 22] permettent de réaliser des boucles locales qui dissipent de l'énergie puisqu'elles sont soumises à des variations de flux. Il ne faut en aucun cas court-circuiter la bobine en réalisant des contacts entre les conducteurs de court circuit (ici des rivets) et le circuit magnétique. Il faut donc penser à isoler le passage de ces conducteurs. Bien dimensionné, ce type d'amortisseur à aiguillage de flux permet d'obtenir, à taille équivalente, des amortissements cent fois supérieurs à un amortisseur classique à courant induit [NGU01].

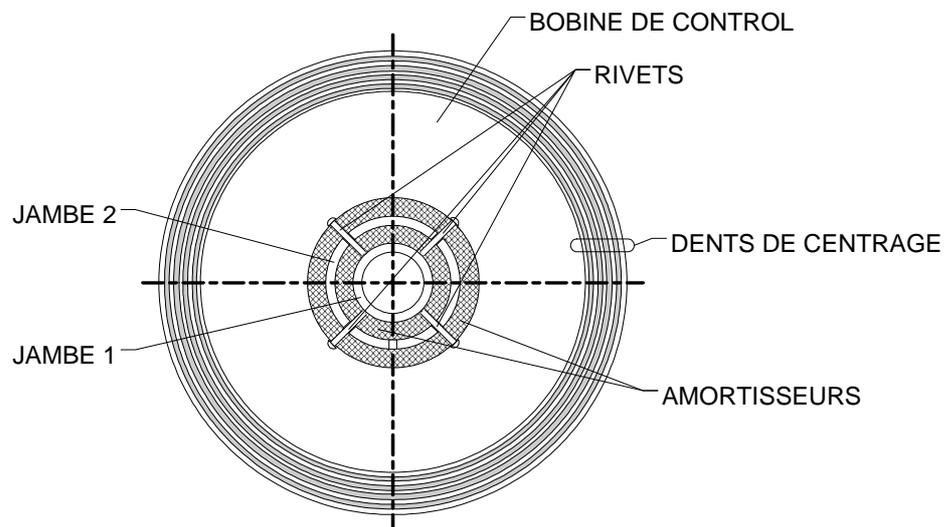


Figure IV - 22 : Vue de face du stator avec son amortisseur

Afin de simplifier l'explication, prenons comme exemple un système rectiligne. La [Figure IV - 20] n'est alors plus axisymétrique mais linéaire. Lorsque la partie mobile vibre latéralement, la variation de flux vue par le conducteur crée une force électromotrice aux

bornes du conducteur court-circuité. Cette force électromotrice dissipe une puissance « P » qui peut s'écrire sous cette forme :

$$P = \frac{u^2}{R} = \frac{\left(-\frac{d\Phi}{dt}\right)^2}{R} = \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{d\Phi}{dx}\right)^2 \cdot \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{d\Phi}{dx}\right)^2 \cdot v^2$$

Dans notre cas, « v » représente la vitesse du mouvement, « R » la résistance du circuit conducteur et « $\frac{d\Phi}{dx}$ » est un terme qui exprime la variation du flux dans la branche centrale (ici la jambe 2) en fonction des décalages latéraux. Pour assimiler cela à un amortissement, nous savons que $P = F \cdot v$ et que $F = \delta \cdot v$ d'où $P = \delta \cdot v^2$ ce qui nous donne par comparaison : $\delta = \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{d\Phi}{dx}\right)^2$.

Dans cette expression, nous voyons que nous ne tenons pas compte de l'effet de peau qui va modifier fortement la résistance et donc la dissipation d'énergie aux fréquences d'oscillation élevées. L'épaisseur de peau étant liée à la fréquence de la source par :

$\delta(f) = \sqrt{\frac{1}{\mu \cdot \sigma \cdot \pi \cdot f}}$ nous pouvons voir que pour du cuivre, l'épaisseur de peau atteint 2 mm à 1000 Hz. Cela n'est pas encore trop contraignant dans notre cas étant donné la vitesse que l'on veut atteindre ($V_r < 40000$ trs/min soit 667 Hz).

Concernant le circuit magnétique, le problème de la montée en fréquence est là aussi très présent. Pour aiguiller du flux d'une branche à une autre, il va falloir modifier localement le champs et donc des micro boucles de courant vont là aussi se créer afin de ralentir le mouvement du champs. Etant donné que la perméabilité du fer est bien plus grande que celle du cuivre, la vitesse de pénétration du champ magnétique est encore plus basse, ce qui implique que les variations sont plus dures à réaliser. Lors du dimensionnement de ces amortisseurs, il faudra prendre garde à la constante de temps électrique du circuit. La pulsation correspondante s'exprime par $\omega r = \frac{R}{L}$ et doit être bien supérieure à la vitesse de rotation maximale du rotor. A partir d'une certaine fréquence, le flux induit n'est plus négligeable devant le flux inducteur. Autrement dit, l'inductance des spires de court circuit n'est plus négligeable devant leur résistance. Le coefficient d'amortissement n'est donc plus constant et évolue avec la fréquence. Il peut même être représenté sous forme complexe.

Il est important de préciser que cette suspension n'a pas été réalisée et que nous avons avancé ici des hypothèses qu'il reste encore à vérifier.

4.3.3 Modification du mode de contrôle commande

Lorsque nous cherchions à stabiliser les vibrations de la suspension en statique, nous avons investigué la piste du contrôle commande. Dans le chapitre 3 sont présentés deux types de correcteurs qui permettent d'obtenir un asservissement à courant nul. Pour réaliser l'impératif de faible consommation, nous sommes forcés de libérer la contrainte du positionnement vertical du rotor. Lors de surcharges axiales et afin de pouvoir les rejeter, le rotor modifie son positionnement vertical.

4.3.3.1 Modification des raideurs afin de passer les résonances

Si maintenant, lors des oscillations radiales, nous injectons une autre composante dans le courant de commande de l'électroaimant de positionnement, nous pouvons changer le flux dans le circuit magnétique. La raideur radiale du palier étant liée à la valeur du flux, elle est ainsi automatiquement modifiée. Si nous considérons un point de fonctionnement avec une raideur radiale « k_{r0} », nous pouvons relier au courant de commande un coefficient « k_r » qui vient modifier la raideur radiale en fonction du courant injecté :

$$k_x = k_{r0} + k_r \cdot I$$

De ce fait, la fréquence de résonance radiale est elle aussi modifiée $\left(\omega_r = \sqrt{\frac{k_r}{m}} \right)$. La première

utilisation de ce principe a été pressentie afin de s'affranchir du problème des passages des fréquences de résonance radiales. Si lorsque nous approchons d'une fréquence de résonance radiale nous modifions artificiellement la raideur « k_r » en injectant un courant supplémentaire, nous pouvons pendant un court laps de temps passer cette résonance. Ensuite, il ne reste plus qu'à diminuer ce courant pour retrouver la raideur radiale initiale tout en ayant dépassé la vitesse critique. Cette artifice qui est utile lorsque des résonances radiales posent problèmes, n'a pas été utile dans notre cas puisque le palier supportait les résonances radiales de 7 et 13 Hz.

4.3.3.2 Amortissement par raideur variable

Il est aussi possible d'utiliser la variation de raideur pour créer un amortissement. Le principe consiste à modifier la raideur pendant la vibration afin de restituer moins d'énergie que le système n'en absorbe. Sur la [Figure IV - 23], nous pouvons observer le comportement d'une suspension qui, soumise à une perturbation extérieure, s'éloigne puis revient en position centrée.

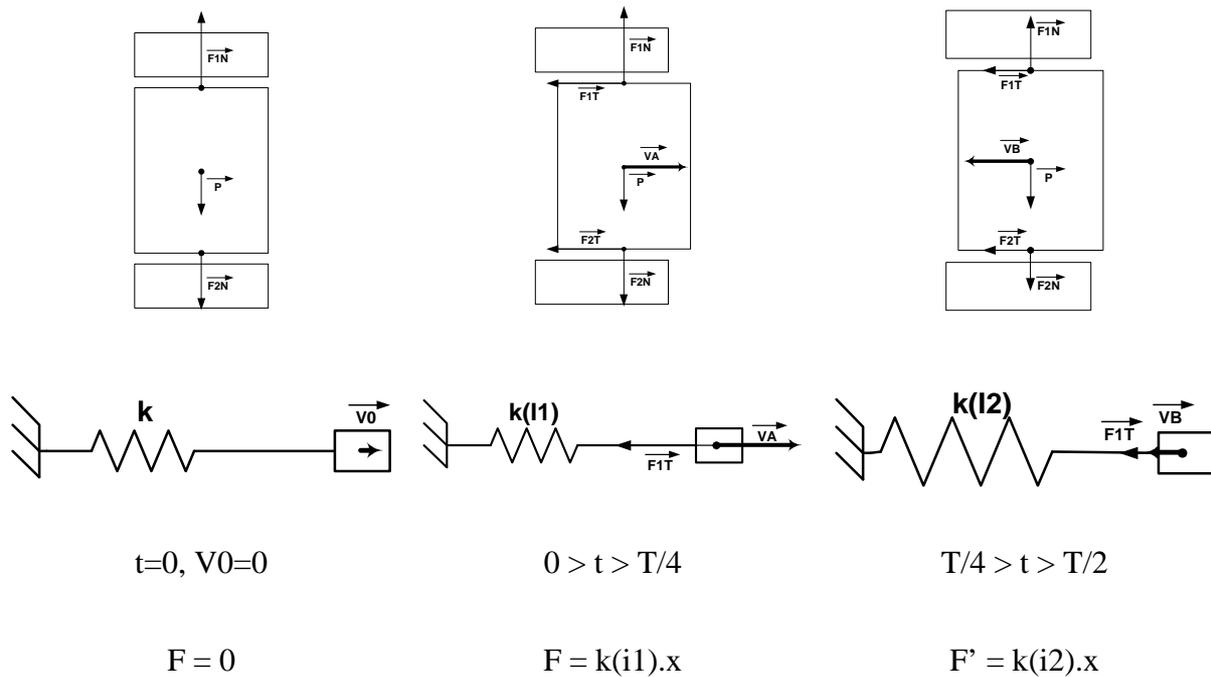


Figure IV - 23 : Amortissement des oscillations du rotor ($P=F1N+F2N$)

Voyons maintenant comment nous pouvons agir sur la dissipation d'énergie :

- à $t = 0$: la perturbation extérieure arrive et délivre son énergie au rotor. Il est alors soumis à une vitesse $V = V_0 \cdot \cos(\omega \cdot t)$

- entre $0 < t < T/4$: le rotor commence alors à se décaler latéralement à une vitesse $V = V_0 \cdot \cos(\omega \cdot t)$. La force de rappel créée par la raideur radiale du palier vaut

$F = k_R(i_1) \cdot x$ avec $x = \frac{V_0}{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t)$ ce qui nous donne une puissance de :

$P_1 = k_R(i_1) \cdot \frac{V_0}{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)$. L'énergie absorbée pendant l'éloignement est

proportionnelle à : $E_1 = \alpha \cdot k_R(i_1)$ où α est une constante non explicitée.

- entre $T/4 < t < T/2$: nous pouvons modifier artificiellement la valeur de la raideur « $k_r(i)$ » en modifiant le courant « i ». La puissance vaut alors

$P_2 = k_R(i_2) \cdot \frac{V_0}{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)$. L'énergie restituée pendant le retour est

proportionnelle à : $E_2 = \alpha \cdot k_R(i_2)$.

L'énergie dissipée entre l'aller et le retour est donc proportionnelle à $k_r(i_1) - k_r(i_2)$. Malheureusement, la méthode que nous venons de proposer est un peu lourde car elle impose de pouvoir alimenter le palier du bas et le palier du haut avec des courants différents. En effet,

pour réaliser l'asservissement, il faut que le courant du bas et le courant du haut aient des effets contraires afin de pouvoir augmenter les forces d'un côté et les diminuer de l'autre. Par contre, pour réaliser un amortissement, il est nécessaire d'augmenter et de diminuer les forces en même temps en haut et en bas. Cette technique oblige donc à utiliser deux circuits de courant différents ainsi que leurs électroniques associées. Cela ne va pas dans le sens du moindre coût que nous nous sommes imposés.

4.3.3.3 Amortissement par couplage d'axes

Un autre moyen peut encore être utilisé pour récupérer l'énergie de vibration du rotor. Il s'agit d'utiliser le couplage entre deux axes pour transférer l'énergie sur un axe asservi. Nous avons réalisé pour les deux types d'asservissements que nous avons étudiés (correcteur à avance de phase et correcteur instable) une modification du modèle global. Nous y avons ajouté un modèle de l'axe X et un correcteur simple agissant au niveau de la boucle de retour du courant de commande.

Nous pouvons voir sur la [Figure IV - 24] le modèle de la suspension avec son correcteur à avance de phase ainsi que le modèle de l'axe X et son correcteur proportionnel « K ».

Dans le bloc "Correcteurs", nous avons toujours le correcteur classique contrôlant l'axe Z. Nous y avons adjoint un correcteur proportionnel K qui vient modifier le courant de commande en fonction de la valeur absolue de la position latérale X.

Dans le bloc "Modèle de l'axe X", nous avons représenté le modèle du comportement de la suspension lorsqu'elle est soumise à un décalage latéral (ici une perturbation). La raideur radiale originale " k_{r0} " (position centrée) est modifiée par le courant de commande "I", proportionnellement à une constante " k_r ". La raideur radiale résultante " k_x " est alors multipliée par la position latérale "X" du mobile afin d'obtenir la force de recentrage " F_x ". Ensuite, le modèle est le même que celui de l'axe Z étant donné que la force et la position sont liées par la même équation ($F=m.\delta$).

Dans le bloc "Modèle de l'axe Z", nous avons rajouté un couplage entre l'axe X et l'axe Z. Ce gain permet de relier la force portante et le décalage latéral. Il est noté "c" et a été calculé à l'aide du modèle éléments finis. En effet, lorsque nous décalons radialement le rotor, la raideur axiale est modifiée. Ce gain nous permet ainsi de faire apparaître le couplage entre un axe situé dans le plan perpendiculaire à l'axe de rotation et la force portante.

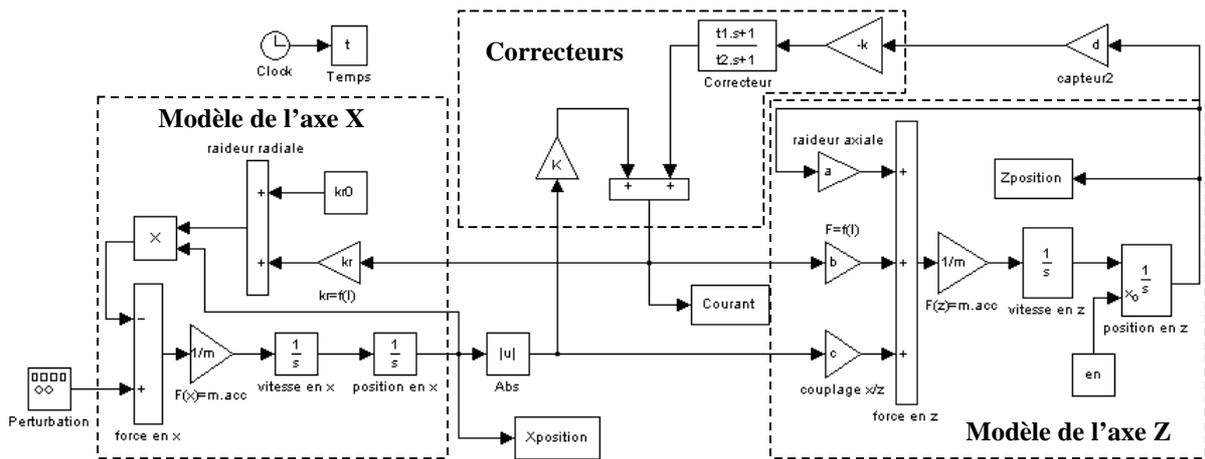


Figure IV - 24 : Correcteur à avance de phase en Z avec retour de l'axe X sur le courant

Sur la [Figure IV - 25], nous retrouvons le même type de modèle avec le correcteur instable que nous avons dimensionné. Nous n'avons réalisé aucun changement au niveau du modèle de l'axe X et de son correcteur. La stabilité du système n'est pas modifiée.

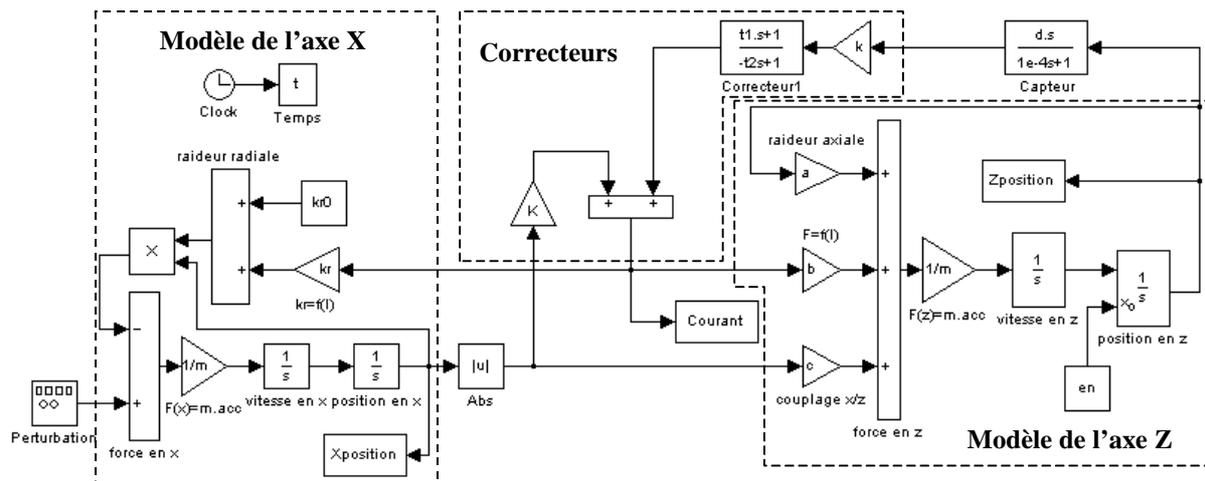


Figure IV - 25 : Correcteur instable en Z avec retour de l'axe X sur le courant

Afin de vérifier l'influence de la valeur du correcteur proportionnel sur la réjection des perturbations sinusoïdales et indicielles, nous avons réalisé quatre graphiques de comparaison. Nous retrouvons donc :

- [Figure IV - 26] : la réjection d'une perturbation indicielle du modèle à correcteur à avance de phase
- [Figure IV - 27] : la réjection d'une perturbation indicielle du modèle à correcteur instable

- [Figure IV - 28] : la réjection d'une perturbation sinusoïdale du modèle à correcteur à avance de phase
- [Figure IV - 29] : la réjection d'une perturbation sinusoïdale du modèle à correcteur instable

Les figures sont ici volontairement réduites, pour visualiser les détails elles sont aussi disponibles en [Annexe]. Les échelles des différentes figures sont volontairement différentes pour des raisons de clarté de visualisation. Il faudra prendre garde à cela lors des comparaisons.

Dans le cas des [Figure IV - 26] et [Figure IV - 27], le système est soumis à un échelon de perturbation de 5N normal à l'axe X. Naturellement, le système répond par une oscillation radiale de 0,25 mm d'amplitude. Si nous fixons un gain de $K=0$ au niveau du correcteur proportionnel de l'axe X, l'oscillation va s'entretenir et pratiquement ne pas s'affaiblir. La réaction de l'axe Z est très faible ($\Delta Z < 2\mu\text{m}$) et le courant ne perçoit presque pas la perturbation ($\Delta < 0,2\text{A}$). Nous ne modélisons pas ici les pertes dues à l'amortissement de la suspension.

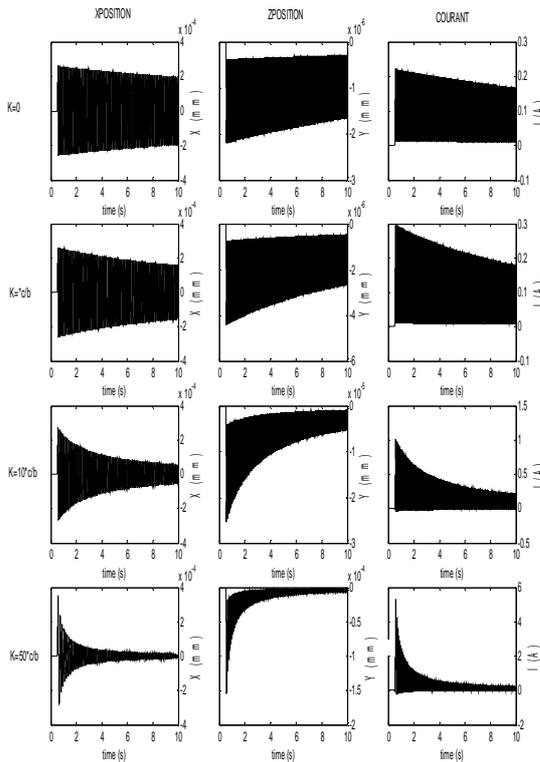


Figure IV - 26 : Réponse à un échelon de perturbation ($F_x=5\text{N}$) du correcteur à avance de phase

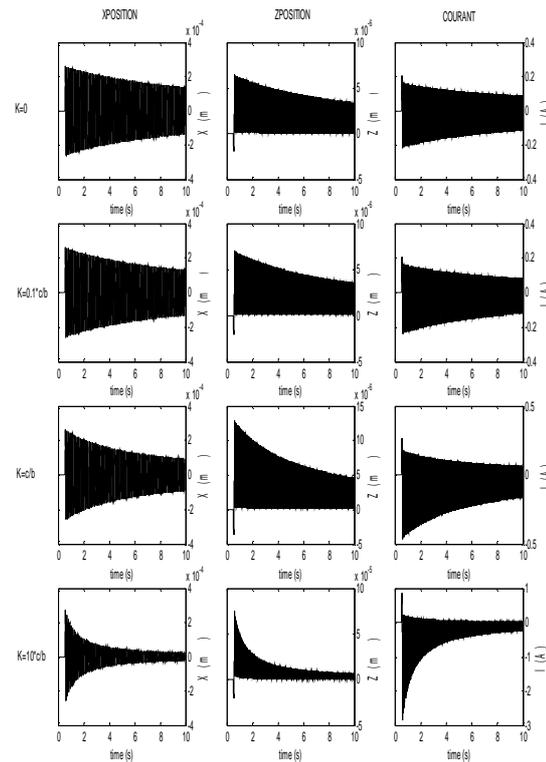


Figure IV - 27 : Réponse à un échelon de perturbation ($F_x=5\text{N}$) du correcteur instable

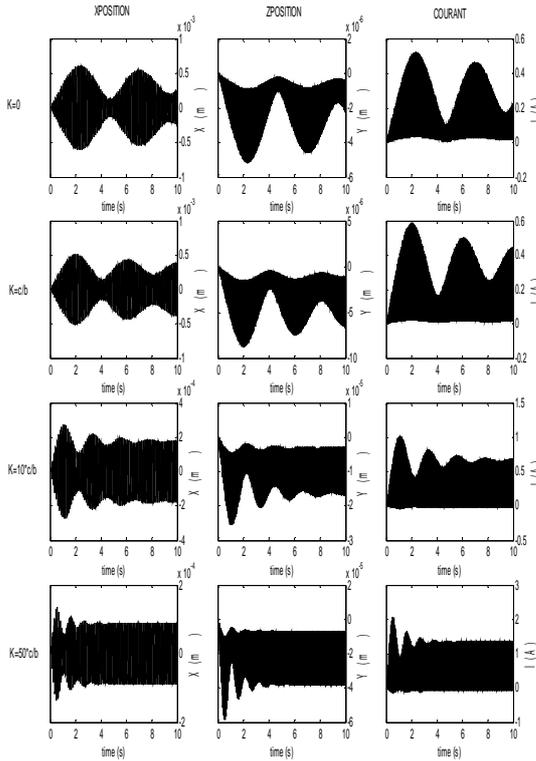


Figure IV - 28 : Réponse à une perturbation

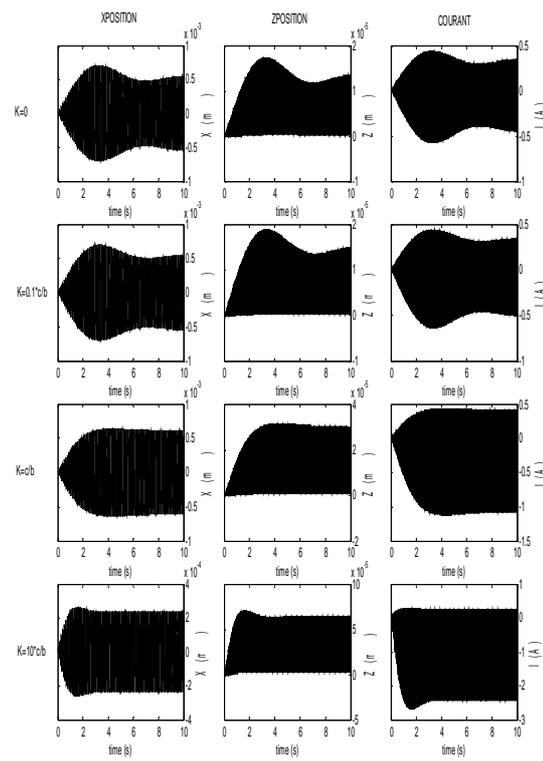


Figure IV - 29 : Réponse à une

$$Fx = 0,5 \cdot \sin\left(2\pi\sqrt{\frac{kx}{m}} \cdot t\right) \text{ du correcteur à avance de phase} \quad \text{perturbation } Fx = 0,5 \cdot \sin\left(2\pi\sqrt{\frac{kx}{m}} \cdot t\right) \text{ du correcteur instable}$$

Par contre, si nous augmentons le gain « K » de façon importante, nous pouvons remarquer que dans les deux cas, l'oscillation est rapidement amortie. Dans les faits, l'énergie cinétique de l'axe X est transférée en énergie cinétique au niveau de l'axe Z. Cette énergie transférée en Z est alors absorbée par la bobine de contrôle. Ce transfert est réalisable car nous avons un couplage direct entre l'axe X et l'axe Z. Il est représenté par le gain « c » sur la [Figure IV - 24] et la [Figure IV - 25]. Comme pour la raideur radiale, ce gain a été calculé sous Flux 2D et transposé ensuite à un système en rotation. Ce gain correspond à la modification de la force axiale en fonction de la position radiale. Et dans la continuité, toute modification de la force axiale impose une modification de la position axiale pour maintenir la stabilité. Nous pouvons donc en déduire qu'une oscillation radiale génère une oscillation axiale.

Dans le cas des [Figure IV - 28] et [Figure IV - 29], le système est soumis à une force sinusoïdale d'amplitude 0,5N et fréquence $\sqrt{\frac{k_x}{m}}$ (c'est à dire à la résonance. Avec un retour nul (K=0), l'oscillation sur l'axe X ne se stabilise autour de 0,5 mm d'amplitude, ce qui n'est pas négligeable. Par contre, s'y l'on augmente la valeur du gain « K », la aussi l'oscillation est très fortement diminuée. Dans le cas du correcteur à avance de phase, l'oscillation est divisée

par 5 et dans le cas du correcteur instable, elle est divisée par 2. Cet amortissement se fait malheureusement au détriment de la consommation de courant qui s'élève jusqu'à plusieurs ampères de valeur efficace. Dans cet exemple, entre un gain nul et un gain égale à $10xc/b$, le courant moyen consommé est multiplié par 3.

L'influence du couplage des axes que nous avons mise en avant ici est assez faible mais peut parfois être utilisé pour minimiser des vibrations et amortir des perturbations chaotiques. La source alimentant le ou les électroaimant(s) de contrôle doit avoir une dynamique de sortie très grande car elle doit pouvoir faire varier fortement le courant à la fréquence de rotation du rotor. Ceci permet donc de réagir à basse fréquence mais paraît difficilement utilisable lorsque la suspension atteint plusieurs milliers de tours par minute. Le même type de raisonnement peut être réalisé sur l'axe Y et il existe aussi un couplage entre l'axe X et l'axe Y.

Pour ce qui est de repousser la limite de stabilité $\left(\omega < \sqrt{\frac{k}{m} \left(1 + \frac{\delta f}{\delta m}\right)}\right)$, il faudrait artificiellement fortement augmenter la dissipation d'énergie au niveau du stator grâce au principe de transfert d'énergie. Mais cela reste néanmoins difficile à affirmer car les amortissements sont non linéaires. De plus, aux vues des consommations de courant, cela n'est pas envisageable à long terme. Nous n'avons donc pas essayé d'appliquer ce principe au niveau du contrôle commande. Quoi qu'il en soit, il faudrait un dispositif pouvant calculer en temps réel le courant à injecter dans la bobine en fonction de la position radiale du rotor et cela imposerait des systèmes très gourmands en calculs.

4.4 Conclusion

Ce chapitre a tenté de mettre en lumière les problèmes rencontrés lors de la mise en rotation de la suspension. Le passage des fréquences de résonance n'a pas posé de problème car la raideur de la suspension et l'amortissement étaient suffisants étant donné les faibles vitesses de rotation mises en jeu (420 et 780 tr/min). Passé ces fréquences, nous ne nous attendions pas à voir apparaître le phénomène d'amplification de la déstabilisation. La tentative d'explication que nous avons donnée semble cohérente et exprime assez bien le comportement de la dynamique du rotor.

Malgré cela, il reste un flou très persistant sur la possibilité de ne pas avoir d'aimant au rotor. Il semble difficile d'assurer que des dispositifs ne disposants pas de sources de flux en mouvement puissent avoir une stabilité sereine à des vitesses très élevées. Le seul moyen serait d'avoir un rapport raideur radiale sur masse mobile extrêmement important (ce qui est

peu probable avec des paliers passifs) et un amortisseur bien dimensionné capable de rejeter les perturbations en dissipant plus d'énergie au stator qu'au rotor.

Quant à la partie traitant des amortisseurs, les topologies qui ont été avancées sont encore à affiner. Il reste à les modéliser afin de bien percevoir l'influence des différents paramètres géométriques, magnétiques et électriques sur l'amortissement. Une première estimation nous fait suggérer que la quantité de questions générée par cette partie est aussi volumineuse que pour la suspension elle-même.

**CONCLUSION GENERALE
ET
PERSPECTIVES**

Conclusion générale

Les travaux qui ont été présentés dans ce manuscrit ont été initiés par une prospective de deux laboratoires (le LEG et le LESiR) sur un domaine en pleine expansion : le stockage d'énergie électromécanique. Plus précisément, il s'agit ici d'une étude de faisabilité d'une suspension magnétique à faible coût afin de proposer une solution innovante pour remplacer soit les roulements à billes classiques soit les paliers magnétiques actifs dans une application spécifique de stockage d'énergie dans un volant d'inertie en rotation. Il s'avère que les principes des suspensions magnétiques ne génèrent aucune usure des parties en mouvement bien que tournant à des vitesses assez élevées. De plus, contrairement à l'idée que l'on s'en fait, elles peuvent présenter une consommation très réduite si elles sont étudiées dans cet objectif.

Nous avons présenté dans une première partie, les différents moyens utilisables pour stocker de l'énergie et ce sous de nombreuses formes (chimique, mécanique, potentiel, ...). Par la suite, nous avons retracé un bref historique des systèmes de stockage électromécaniques afin de mieux comprendre l'utilité et les spécificités de ces dispositifs. Nous avons poursuivi en détaillant les sous ensembles nécessaires à la réalisation d'un tel système. Sous ensembles qui doivent si possible correspondre le plus fidèlement possible au cahier des charges que nous nous étions fixé. A savoir, faible coût de revient, faibles pertes durant le stockage et maintenance aussi réduite que possible afin de minimiser les coûts d'exploitation.

La deuxième partie, quand à elle, commence par dresser les solutions de maintien d'un mobile en rotation qui éventuellement peuvent être utilisables dans notre dispositif. Ensuite une introduction à la lévitation magnétique nous permet de bien sentir les enjeux et les conséquences de la réalisation d'une suspension magnétique. De cette introduction, nous débouchons sur un aperçu des domaines d'utilisation de ces suspensions et sur les applications concrètes qui en découlent puis nous présentons les différents types de paliers magnétiques les plus communément utilisés. A savoir du plus simple, le palier magnétique passif à aimant, au plus complexe, le palier magnétique actif et ce en passant par une version intermédiaire, le palier magnétique à réluctance variable. Enfin, le choix de la technologie qui va être utilisée s'opère et cela débouche sur la validation d'une butée et d'un centreur qui vont constituer au final la suspension que l'on étudiera.

La troisième partie de ce travail, présente en premier lieu le principe de fonctionnement de la suspension que nous avons envisagé. Sur cette base, nous définissons alors des caractéristiques statiques comme la raideur radiale ou la raideur axiale ce qui nous permet de déterminer un premier modèle mathématique du palier, assez simple, mais utile à la compréhension du mode de fonctionnement de la suspension. Ensuite, un modèle plus poussé a été développé, dans le but de prendre en compte un phénomène lié à la conductivité des matériaux mis en œuvre, les courants induits. Une fois ce modèle développé, nous avons alors dimensionné deux asservissements capables de stabiliser cette suspension magnétique instable axialement. Le premier des correcteurs est simple à réaliser, nécessite une information de position mais ne fournit pas d'asservissement à courant moyen nul. Le second, plus innovant, utilise une information de vitesse et par contre fournit directement un asservissement à courant moyen nul. Enfin, des mesures ont été effectuées sur un prototype en fonctionnement statique et le modèle que nous avons développé a été validé.

La quatrième et dernière partie traite de la mise en rotation de notre système de stockage : volant plus suspension. Nous commençons par une présentation des essais expérimentaux que nous avons réalisés ainsi que des différents modes de motorisation que nous avons envisagé. Suite à la constatation d'un problème de déstabilisation lors de la montée en vitesse du rotor, nous réalisons une étude sur le comportement dynamique de la suspension. Cette étude nous permet de percevoir comment la déstabilisation intervient et quelles en sont les causes principales. Une fois ces causes identifiées, nous proposons alors des solutions permettant d'augmenter la vitesse de rotation maximum. De la solution faisant intervenir une modification du contrôle commande à celle modifiant complètement la géométrie de la suspension, plusieurs solutions sont estimées et présentées. Enfin, nous concluons sur l'utilisation d'une telle suspension.

Ces premiers résultats ne sont certes pas fabuleux, mais très acceptables. Les limitations montrent la faisabilité d'un tel système et les perspectives d'évolutions nous laissent espérer un gain de performance non négligeable. Ce travail de recherche a mis en évidence la faisabilité d'un palier magnétique à faible coût et à faible consommation et s'inscrit dans la recherche et le développement de nouvelles classes de dispositifs de stockages à volant d'inertie. Nous avons essayé d'y présenter une conception innovante et fonctionnelle afin de cibler les différents problèmes et tenter de les résoudre.

Perspectives

Après avoir étudié les avantages et cerné les inconvénients de la structure précédente, nous avons cherché une géométrie toujours aussi facile à réaliser mais pouvant passer outre tous les problèmes liés à la mise en rotation de la partie mobile. Dans notre suspension, deux paliers sont nécessaires pour maintenir le rotor dans une position stable. Chacun crée des forces d'attraction et ce dans des sens opposés, ce qui apparemment paraît être inutile dans une application verticale étant donné que l'on a besoin uniquement d'une force portante. Nous avons donc décidé de supprimer le palier positionner sous le rotor afin d'utiliser uniquement la force nécessaire à la sustentation du volant d'inertie et du moteur.

En contre partie, en supprimant un palier, nous supprimons par la même occasion la stabilité angulaire du rotor qui reposait sur la création d'un couple de maintien. Pour retrouver la stabilité angulaire, le contrôle de position axiale ne suffit plus. Il est nécessaire de réaliser le contrôle de la colinéarité de deux plans. Le premier étant statique et situé sur le stator et l'autre mobile sur le rotor. Pour ce faire nous avons décidé de garder le même type de structure à réluctance variable, en délimitant le stator en trois zones de même taille. Elles doivent pouvoir, indépendamment les unes des autres, moduler leur force d'attraction sur le rotor. Cela revient à disposer trois électroaimants à 120° les uns des autres permettant un contrôle isostatique du rotor [Figure 1].

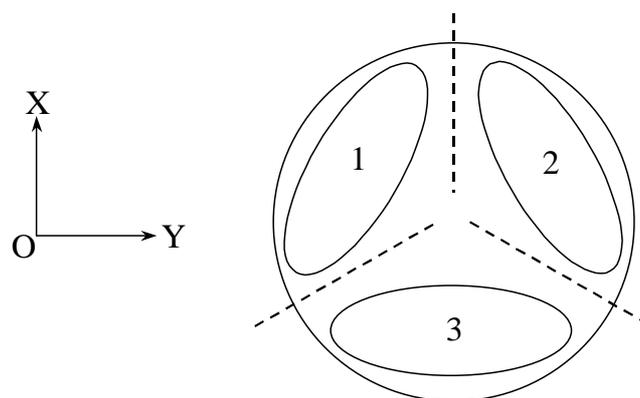


Figure 1 : Schéma de principe de la structure à 3 électroaimants

Comme dans le cas de la suspension étudiée, nous avons commencé par réaliser un modèle éléments finis de notre palier afin de pouvoir calculer les différents paramètres qui entreront dans la chaîne d'asservissement.

Une première jambe constitue la partie extérieure de la suspension. Elle est réalisée, comme les jambes deux et trois, de matériaux ferromagnétique (nuance E24). Des dents sont dessinées afin de réaliser un centrage efficace. Entre les parties un et deux, un aimant permanent en plasto-ferrite est inséré. Il est constitué d'un empilement vertical de bandes d'un centimètre de largeur et produit un champ rémanent de 0,25 Tesla. Ce type de plasto-aimant étant d'un coût très bas, cette solution économique nous permet de produire dans l'entrefer un champ magnétique de l'ordre du Tesla. L'aimant produit un champ radial à la suspension. La jambe deux joue le rôle d'un collecteur de flux et canalise le flux de l'aimant afin de le conduire jusqu'à la jambe trois [Figure 2].

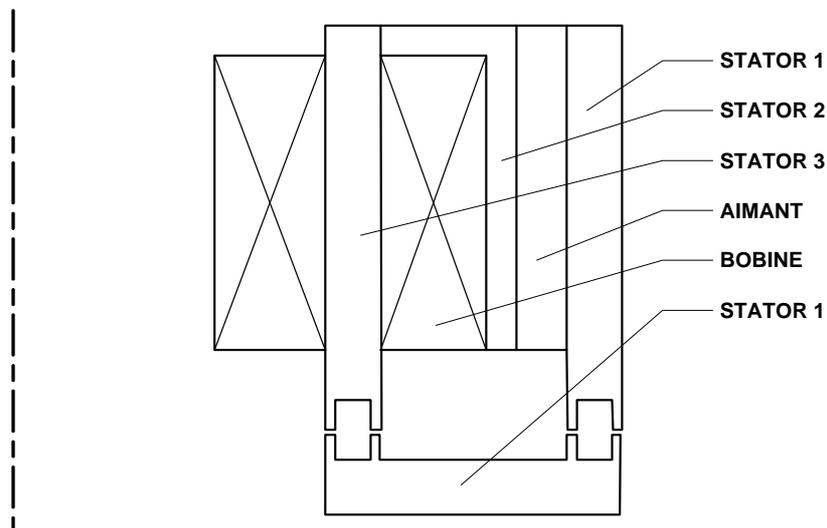


Figure 2 : Schéma du palier

Cette géométrie étant basée uniquement sur des dents de centrage, nous avons voulu maximiser le rapport raideur axiale sur raideur radiale afin d'obtenir un centrage le plus stable possible. Pour ce faire, nous avons utilisé les équations approchées déterminées dans [SAB02] qui relie la forcent portante à la raideur radiale. Nous pouvons alors relier entre eux la largeur de la denture, l'entrefer et la différence de potentiel magnétique existant entre les deux dents. Après plusieurs itérations, nous en avons déduit que dans notre cas, la meilleure solution était des dents de 0,5 mm de large, un entrefer de 0,5 mm et des dents de 2,5 mm de profondeur.

Ensuite, étant donné le caractère très non-linéaire de ce type de suspension, nous sommes parti sur la réalisation d'un contrôle commande numérique. De ce fait, nous ne considérons plus les force et raideur axiales comme constantes mais comme des surfaces de

réponse pilotées par les paramètres: entrefer (en) et courant moyen de commande(I). En voici [Figure 3] et [Figure 4] les surfaces de réponse :

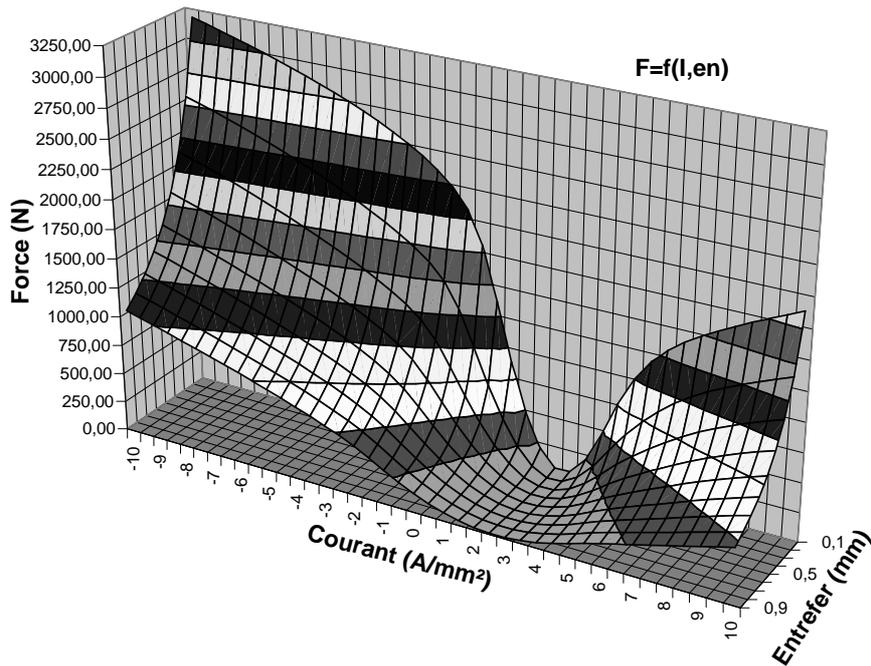


Figure 3 : Surface de réponse de la force $F=f(I, en)$

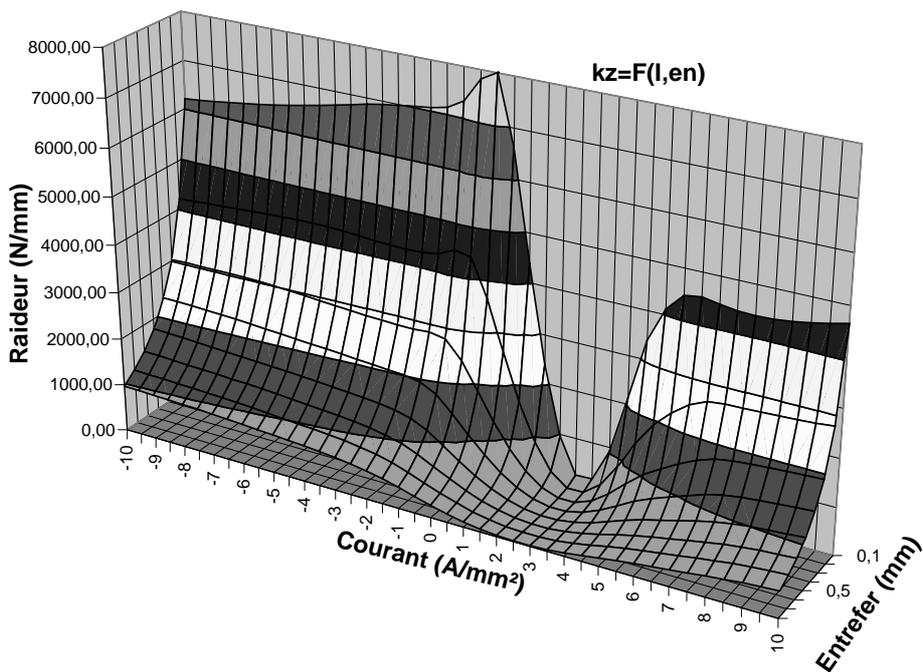


Figure 4 : Surface de réponse de la raideur axiale $kz=f(I, en)$

Cette suspension n'a malheureusement pas pu être testée mais représente un potentiel intéressant pour l'application que nous avons visé. En effet ,sa forme très plate permet une implantation aisée dans un système où l'encombrement est un paramètre très important.

Bien que le contrôle commande n'ai pas été réalisé, nous pouvons néanmoins présenter une vue générale de la suspension [Figure 5].

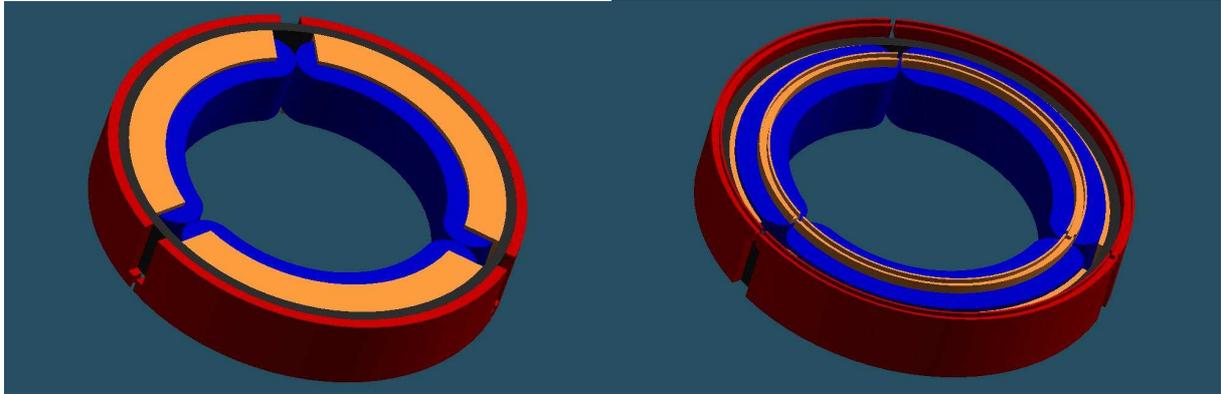


Figure 5: Stator du palier développé

Ci après est présenté une vue d'ensemble de la suspension avec son rotor et son enceinte de confinement [Figure 6].

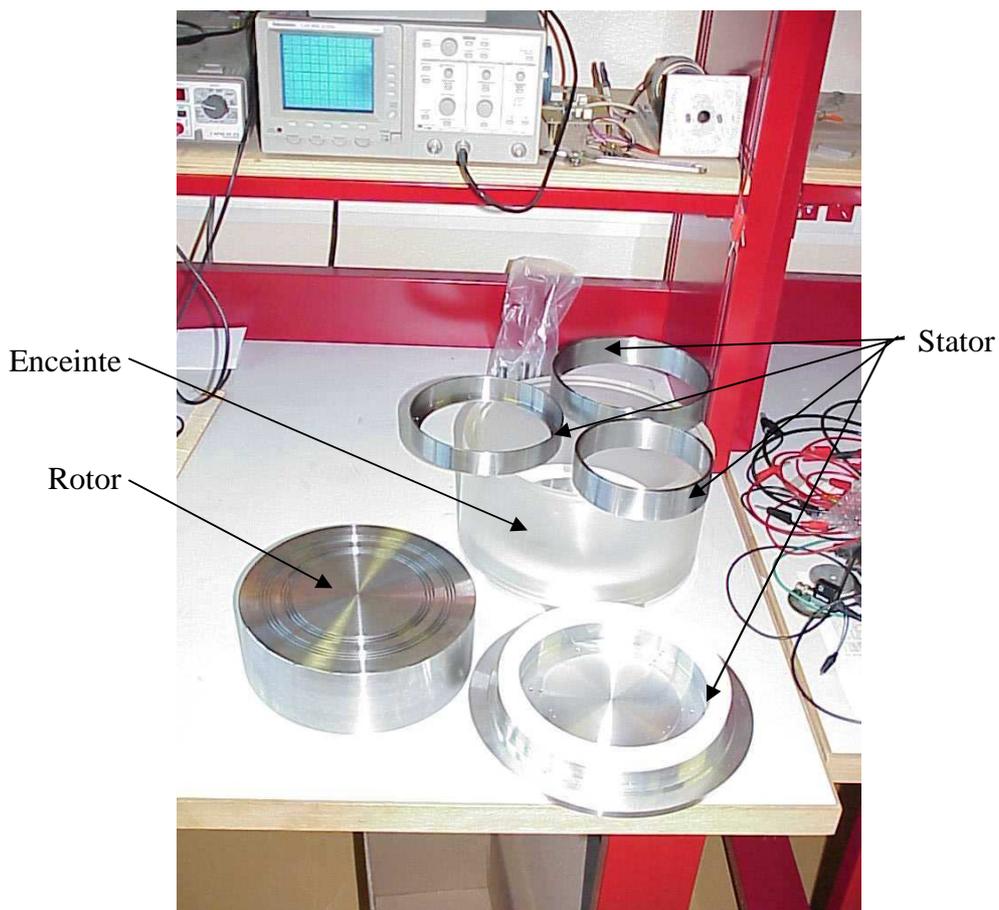


Figure 6 : Vue d'ensemble de la suspension

Il reste donc encore un long chemin à parcourir avant de pouvoir obtenir une suspension économiquement viable et offrant des caractéristiques satisfaisantes à tous points de vue (consommation, encombrement, vitesse maximum de fonctionnement, etc ...). La dernière solution présentée n'est pas tout à fait aboutie mais peut représenter une évolution favorable aux travaux que nous avons initié tout au long de ce manuscrit.

REFERENCES

Références

1. [ACT01] <http://www.activepower.com/apFrames.html>
2. [ALV01] L-H ALVES, « Méthodes de calcul de forces électromagnétiques, Application au calcul des distributions de forces sur les aimants permanents », Thèse LEG – INP Grenoble, Septembre 1998.
3. [ASP01] H-K ASPER, P. VON BURG, T. GRIEDER, H-J RIESEN, J. WIDMER, « Application oriented flywheel energy storage system research at the ETH-Zurich », Swiss federal institute of technology, ETH Zurich, IECEC, 1988.
4. [BEA01] Powering of Standby Power Supplies Using Flywheel Energy Storage, Richard L. Hockney, Craig A. Driscoll, Beacon Power Corporation, Woburn, Massachusetts, (781) 938-9400
5. [BEN01] D-A BENDER, « Criteria for safe flywheel operation », Trinity Flywheel Power, May 1997.
6. [BER01] N. BERNARD, « Conception, dimensionnement et commande d'un moteur-générateur de type synchrone à excitation homopolaire, à bobinages dans l'entrefer, pour accumulateur électromécanique d'énergie », SATIE, ENS de Cachan, Antenne de Bretagne, soutenue le 17 décembre 2001 (www.bretagne.ens-cachan.fr/mecatronique)
7. [BER02] N. BERNARD, H. BEN AHMED, B. MULTON, « Axial Field Synchronous Machine with Homopolar Flux in the airgap for a Flywheel Accumulator », IEEE IAS annual meeting, Pittsburg, oct. 2002.
8. [BER03] N. BERNARD, H. BEN AHMED, B. MULTON, C. KERZREHO, J. DELAMARE, F. FAURE, "Flywheel energy storage systems in hybrid and distributed electricity generation", Papier invité au congrès PCIM, Nürnberg, mai 2003.
9. [BER04] M. V. Berry, The LEVITRON and adiabatic trap for spins, Proc. Roy Soc. Lond., A (1996) 452, 1207-1220.
10. [BHA01] H. BEN AHMED, B. MULTON, J. DELAMARE, C. KERZREHO, J.Y. COGNARD, N. BERNARD, « Moteur/générateur discoïde à réluctance excitée et à bobinage dans l'entrefer. », Brevet Français N°99 15494 8 décembre 1999. Extension internationale PCT n°WO 01/43262 A1, 8 décembre 2000, déposant : CNRS.
11. [BOD01] K. BODEN, J-K FREMEREY, « Industrial realization of the System KFA-JULICH – Permanent magnet bearing lines », Institut für Grenzflächenforschung und Vakuumphysik, Forschungszentrum Julich, MAG 92

12. [BRI01] P. BRISSONNEAU, « Matériaux magnétiques pour l'électrotechnique », Cours ENSIEG – INP Grenoble.
13. [CAM01] CAMBION, « Survey of magnetic bearings », Cambridge Thermionic corporation, 1972.
14. [DAV01] T.S.DAVIES., Nouri H. et Jefferson C.M., "Alternative Approaches to Wind Energy Conversion Systems" ; Wind Engineering, Vol. 19, N° 5, pp. 265-271, 1995
15. [DEL01] J. DELAMARE, « Suspensions magnétiques, un axe actif », Rapport de DEA – LEG – ENSIEG – INP Grenoble, Juin 1991.
16. [DEL02] J. DELAMARE, « Suspensions magnétiques partiellement passives », Thèse soutenue au LEG – INP Grenoble, 1994.
17. [DOL01] P. DOLLE, « Magnetic bearings, ME 144, 250 references from the ISM database », Search-In-Print Report, Prepared by the editors of Materials Information in cooperation with ASM International & The Intitute of Materials, march 1999.
18. [EAR01] S. EARNSHAW, « Sur la nature des forces moléculaires qui règlent la constitution de l'éther », Trans. Cambridge Philosophical Society (1939) – Vol 7 – Part 1 – pp. 97-122.
19. [FAL01] G. FALBEL, « A flywheel using semi-passive magnetic bearings as a combined energy storage system/attitude control reaction wheel for spacecraft », Optical Energy Technologies Inc, IECEC 98-434.
20. [FAU01] F. FAURE, « Etude d'un palier magnétique à axe actif », DEA, LEG – INP Grenoble, Juin 1998.
21. [FLA01] R.C. FLANAGAN, "Flywheel Energy Storage Design for Photovoltaic Powered Systems" ; EC Photovoltaic Solar Conference, Florence, Vol. 1, pp. 34-38, 1988
22. [FLY01] Flywheel Energy Systems Inc. « 1,5 kW Electromechanical Battery System », CETC-0100-01 Rev.2, January 2000.
23. [FLY02] Flywheel Energy Systems Inc, M-E BOWLER, « Current status ans future prospects », Magnetic Material Producers Association Joint Users Conference, September 1997.
24. [GAI01] C. GAILLA, « Caratérisation expérimentale des vibrations d'une suspension magnétique », LEG, Stage de fin d'étude d'IUT, 2001.
25. [GEN01] G. GENTA, « Analytical and experimental investigation of a magnetic radial passive damper », Third International Symposium Magnetic Bearings, 1992, pp. 255-264.
26. [GEN02] G. GENTA, « Vibration of structures and machines, Pratical aspects », Third Edition, Springer, 1999, ISBN 0-387-98506-9.

27. [GEN03] G. GENTA, C. DELPRETE, A. TONOLI, E. RAVA, L. MAZZOCCHETTI, « Study of the geometry of a passive radial magnetic bearing for application to a turbomolecular pump », Politecnico di Torino, MAG 92.
28. [GER01] O. GERGAUD, « Modélisation énergétique et optimisation économique d'un système de production éolien et photovoltaïque couplé au réseau et associé à un accumulateur », SATIE, ENS de Cachan, Antenne de Bretagne, soutenue le 9 décembre 2002. (www.bretagne.ens-cachan.fr/mecatronique)
29. [GER02] O. GERGAUD, H. BEN AHMED, B. MULTON, N. BERNARD, « Nouvelle architecture électromagnétique à réluctance variable excitée pour accumulateur électromécanique d'énergie », Revue Internat. de Génie Electrique, Vol. 4 – n°3-4/2001, pp.367-390.
30. [HAB01] H. HABERMANN, « Paliers magnétiques », Techniques de l'ingénieur, fonction guidage en rotation, B 5345, pp 1-19.
31. [HAR01] L-L HARNER, D-W DIETRICH, M-S MASTELLER, « An overview of soft magnetic materials for magnetic bearings », Carpenter Technology Corporation, Mag 93.
32. [HAR02] R-V HARROWELL, "Elastomer Flywheel Energy Store" ; Int. J. Mech. Sci., Vol. 36, N° 2, pp. 95-103, 1994
33. [JIA01] C. JIANTONG, Y. LIE, X. YOUBAI, « Study on a magnetic levitation flywheel energy storage device », Jiantong university, seven international Symp. On Magnetic Bearings, August 2000, ETH Zurich.
34. [KER01] C. KERZREHO, « Caractérisation et optimisation d'une batterie électromécanique sous chargement cyclique », LMT, ENS de Cachan, Antenne de Bretagne, soutenue le 8 janvier 2002. (www.bretagne.ens-cachan.fr/mecatronique)
35. [LEM01] G. LEMARQUAND, « Suspension magnétique d'un système tournant, application au volant d'inertie », Thèse de Docteur Ingénieur INPG, Grenoble, Mai 1984.
36. [LEV01] <http://www.levitron.com/>
37. [LHE01] M. LHENRY, « Contribution à l'étude des suspensions magnétiques, Léviton et guidage », Thèse, USMG – INP Grenoble, Mars 1973.
38. [LOG01] E. LOGEAIS, « Conception et optimisation de circuits magnétiques polarisés », Thèse soutenue à l'INP Grenoble le 18 Octobre 1998.
39. [MAU01] D. MAURER, E. MASLEN, « A variable reluctance position sensor for use with magnetic bearing systems », School of engineering and applied science, ROMAC Report N° 345, UVa Report N° UVA/643092/MAE92/445.
40. [MOC01] K. MOCHIMISTU, A. NOBUYKI, S. HIDEKI, « A miniature flywheel energy storage system supported by hybrid magnetic bearings with H^∞ controller », Intitute of technology, seven international Symp. On Magnetic Bearings, August 2000, ETH Zurich.

41. [MUL01] B. MULTON, « L'énergie sur la terre : analyse des ressources et de la consommation. La place de l'énergie électrique », Antenne de Bretagne de l'Ecole Normale Supérieure de Cachan, Revue 3EI, Septembre 1998.
42. [NGU01] V. NGUYEN, « Etude d'amortisseurs électromagnétique passifs », Rapport de DEA – LEG – INP Grenoble – Septembre 1993.
43. [PAL01] <http://www.palais-decouverte.fr/html/magnetis.html>
44. [PAN01] D-C PANG, « Powerlosses in magnetic bearing system for flywheel energy storage », Huafan college of Humanities and Technology, Taiwan, MAG 95.
45. [PHA01] M-A PHADKE, J-H WISE, « Rare earth iron alloys for magnetic couplings – A tutorial survey », Ugimag, MAG 92.
46. [RED01] M-T REDARCE, J-P YONNET, « L'utilisation des aimants permanents dans la construction des paliers magnétiques », LEG, RGE – 10/84 – Octobre 1984, pp. 648-653.
47. [S2M01] <http://www.s2m.fr/index.html>
48. [SAB01] A-V SABNIS, « Analytical techniques for magnetic bearings », Dissertation PH.D. Submitted to University of Berkeley, May 1974.
49. [SAB02] A-V SABNIS, « Analysis of forces in rectangular pole geometries using numerical integrations techniques », IEEE Trans on Mag, September 1974, pp. 447-450.
50. [SAB03] A-V SABNIS, F-M SCHMITT, « A magnetically suspended large momentum wheel », Journal of Spacecraft and rockets, Vol 12, N° 7, July 1975, pp. 420-427.
51. [SCH01] G. SCHWEITZER, H. BLEUER, A. TRAXLER, « Active magnetic bearings, Basics, Properties and Applications of Active Magnetic Bearings », V-D-F, 1994, ISBN 3-7281-2132-0.
52. [SCH02] S.M. SCHOENUNG et Burns C., "Utility Energy Storage Applications Studies" ; IEEE Transactions on energy conversion, Vol. 11, N° 3, pp. 658-665, Septembre 1996
53. [SLI01] S. SLIVA, « Magnetic bearing system control », DEA, LAG-LEG-INP Grenoble, June 2001.
54. [SMI01] R-P SMITH, « Permanent magnet bearing systems », Dexter Corp., MAG 93.
55. [SWI01] <http://sentenext1.epfl.ch/swissmetro/>
<http://www.scienced.bnl.gov/sciweb/maglev1.html>
56. [TAK01] M. TAKESHI, T. YUICHIRO, « A unified transfer function approach to control design for virtually zero power magnetic suspension », Saitama university, seven international Symp. On Magnetic Bearings, August 2000, ETH Zurich.

-
57. [TIX01] P. Tixador, P. Hiebel, Y. Brunet, X. Chaud, P. Gautier-Picard, "Hybrid superconducting magnetic suspensions", IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 32, pp. 2578-2581, 1996.
 58. [UEY01] H. UEYAMA, Y. FUJIMOTO, « Testing of high peripheral speed element for active magnetic bearings », Koyo Seiko Co, MAG 92.
 59. [WEB01] <http://www-hfml.sci.kun.nl/hfml/levitate.html>
 60. [YON01] J-P YONNET, J. DELAMARE, E. RULLIERE, « Les paliers magnétiques passifs : principe, propriétés et utilisation », Paliers magnétiques – CETIM, 1 Juillet 1993.
 61. [YON02] J-P YONNET, « Etude des paliers magnétiques passifs », Thèse d'Etat, INP Grenoble, Juillet 1980.
 62. [YON03] J-P YONNET, « Etude des centreurs à réluctance variable », Rapport interne, Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble, Mai 1977.

ANNEXES

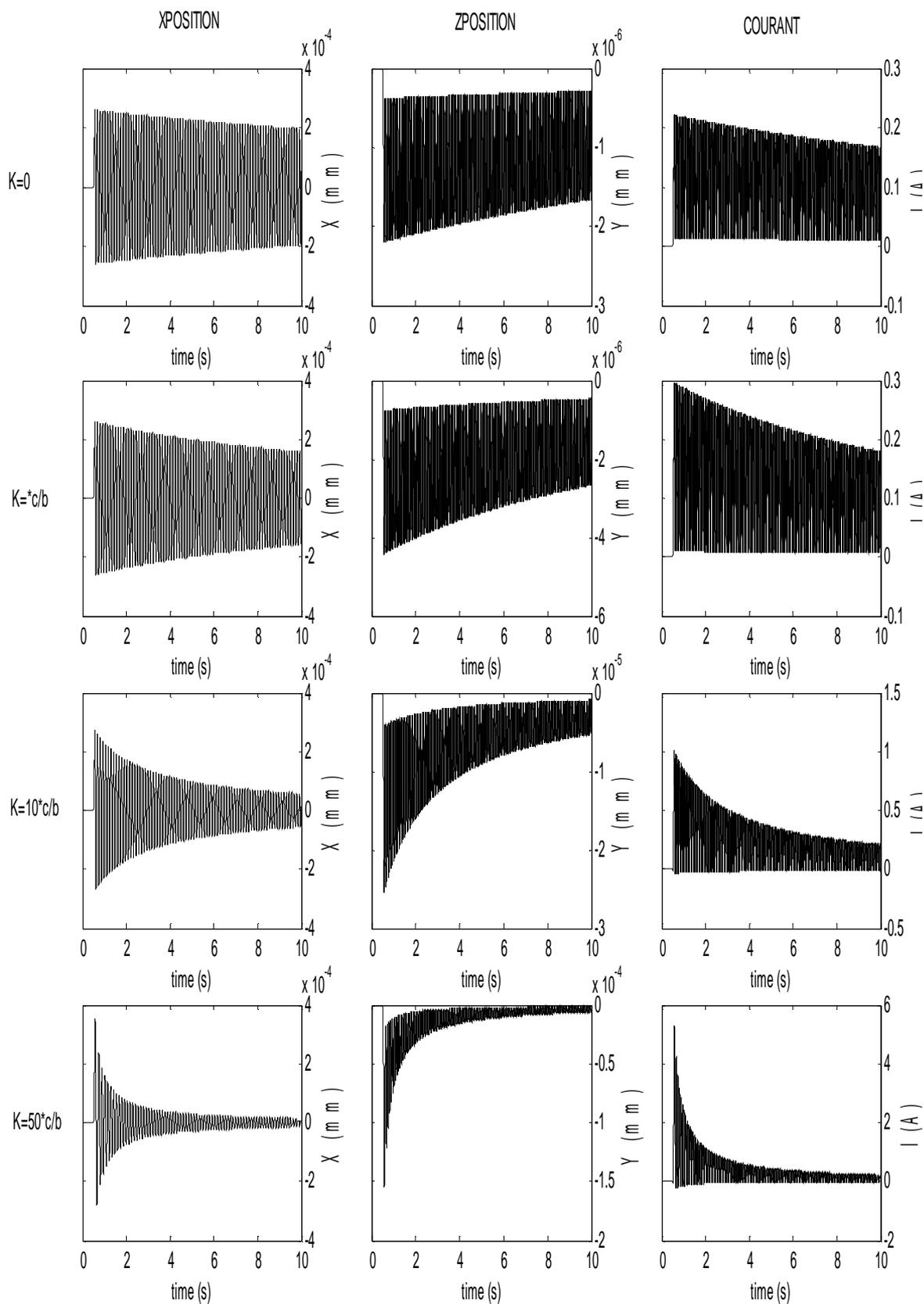


Figure IV - 1 : Réponse à un échelon de perturbation ($F_x=5N$) du correcteur à avance de phase

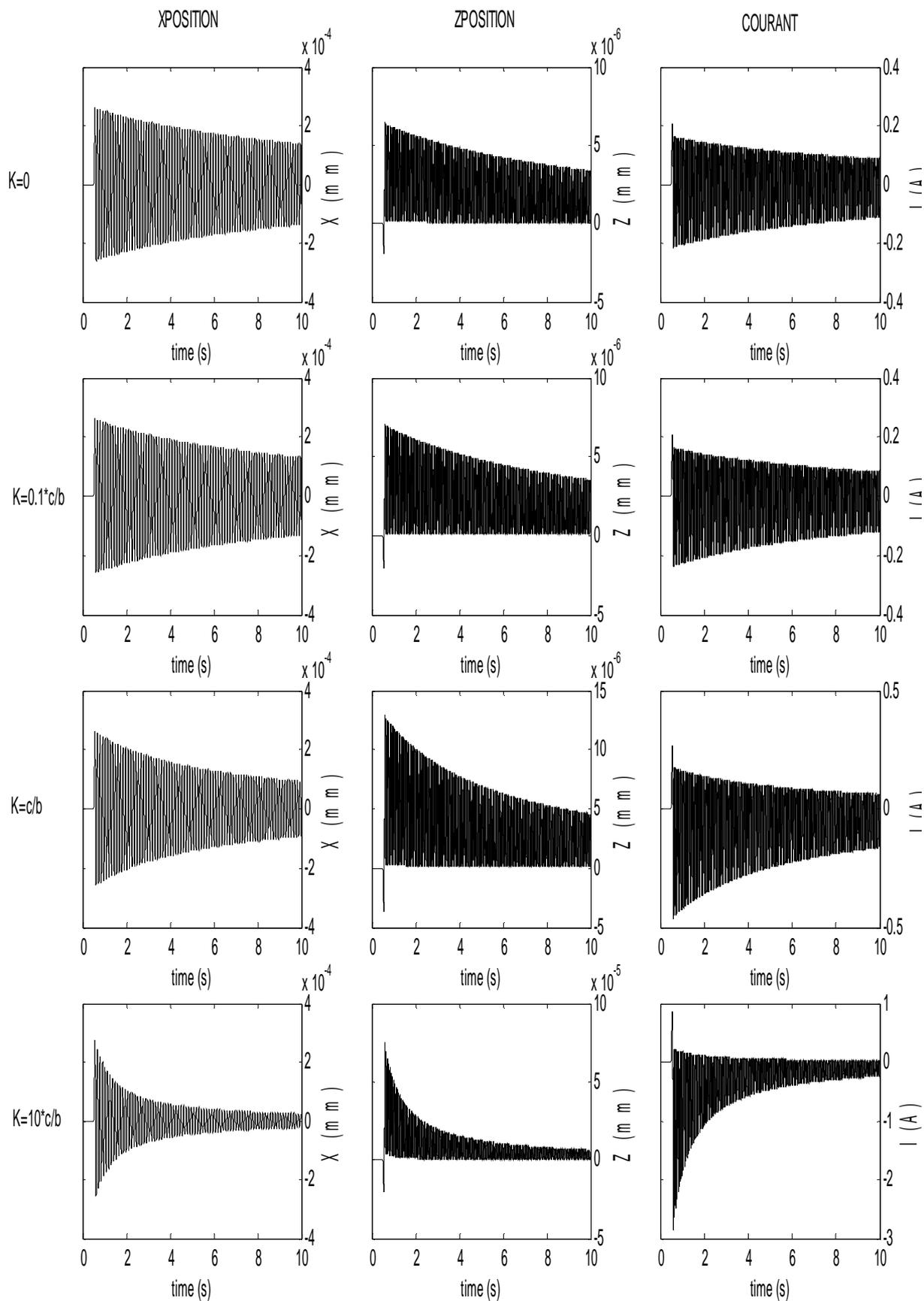


Figure IV - 2 : Réponse à un échelon de perturbation ($F_x=5N$) du correcteur instable

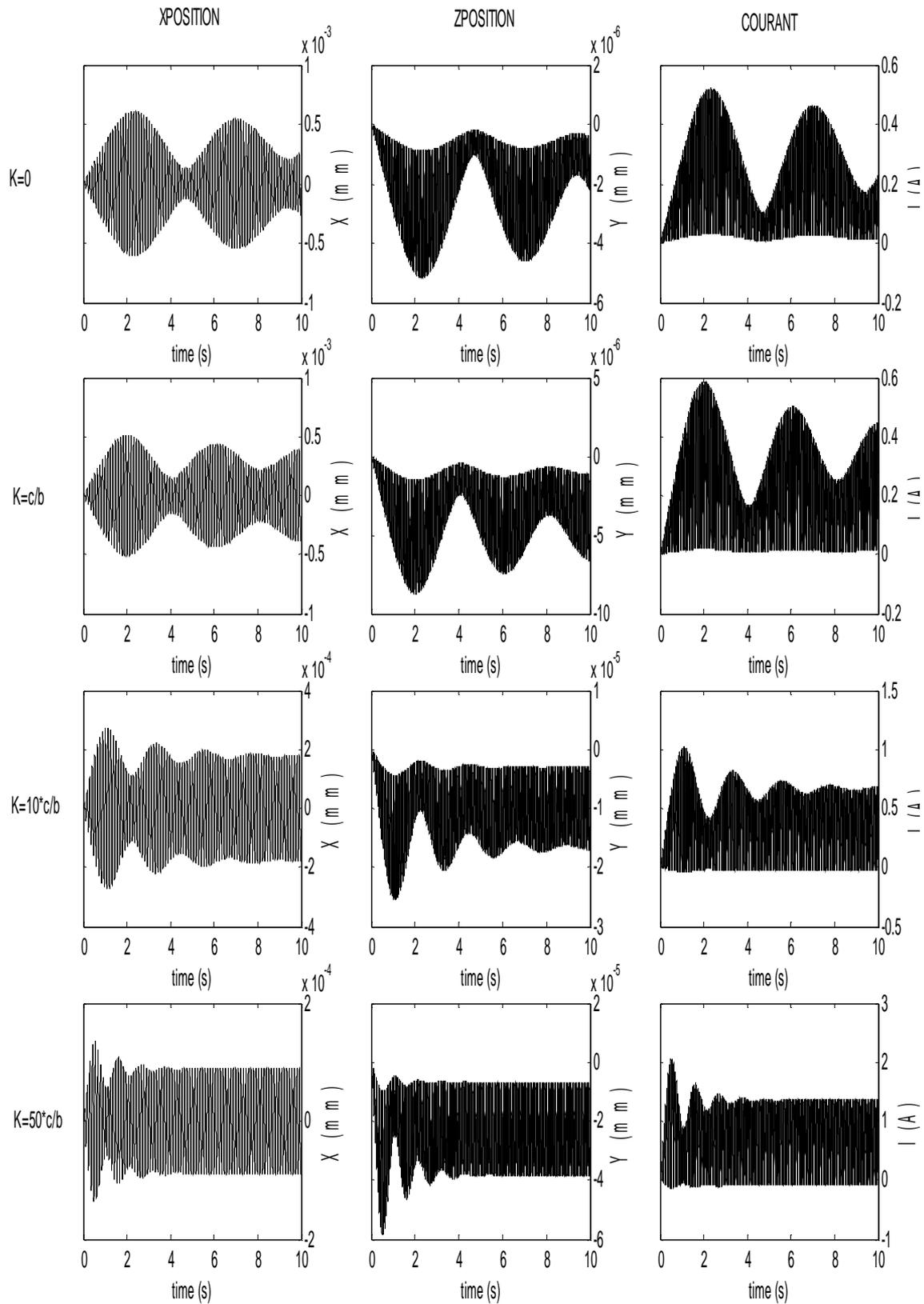


Figure IV - 3 : Réponse à une perturbation $F_x = 0,5 \cdot \sin\left(2\pi \sqrt{\frac{kx}{m}} \cdot t\right)$ du correcteur à avance de phase

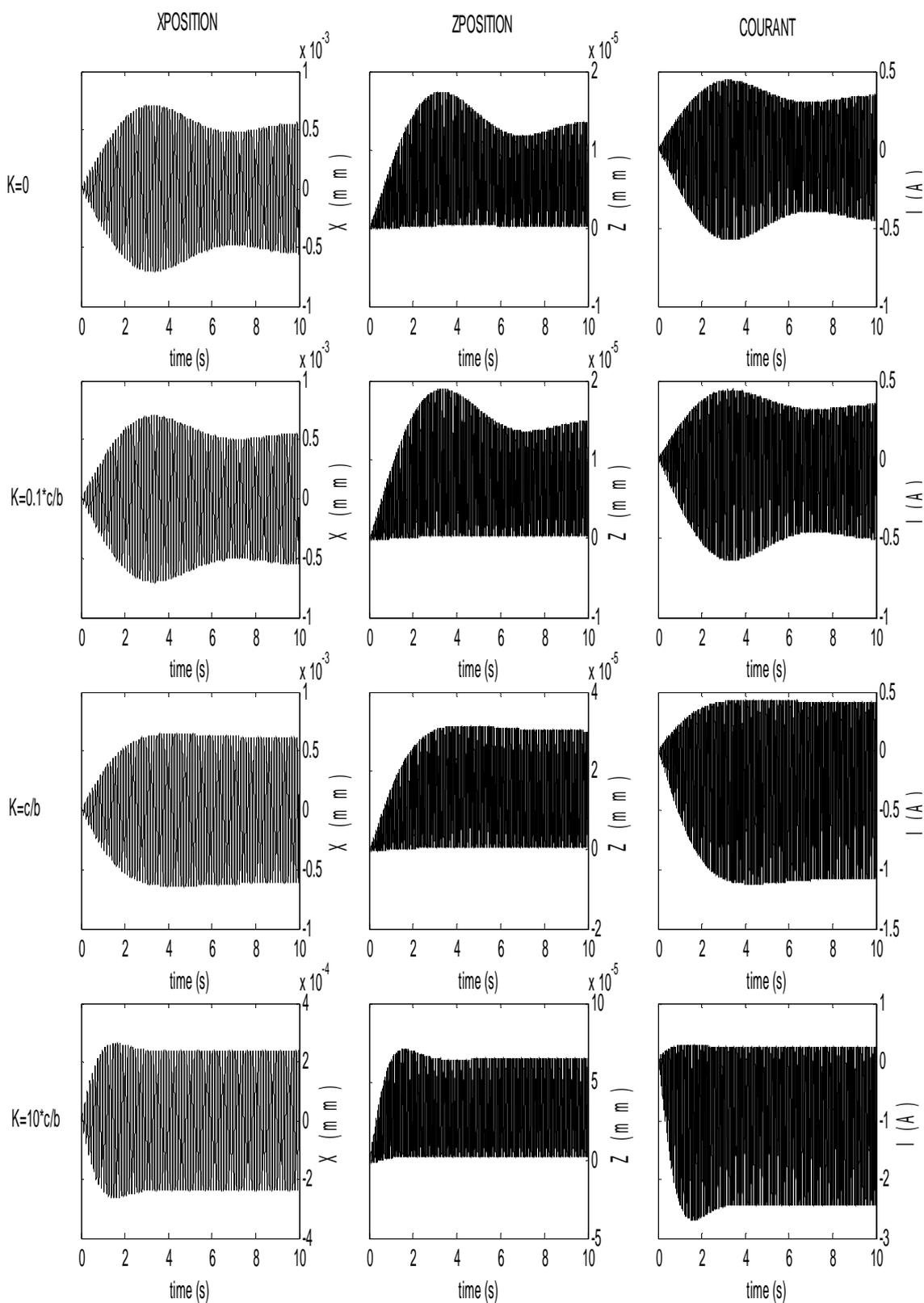
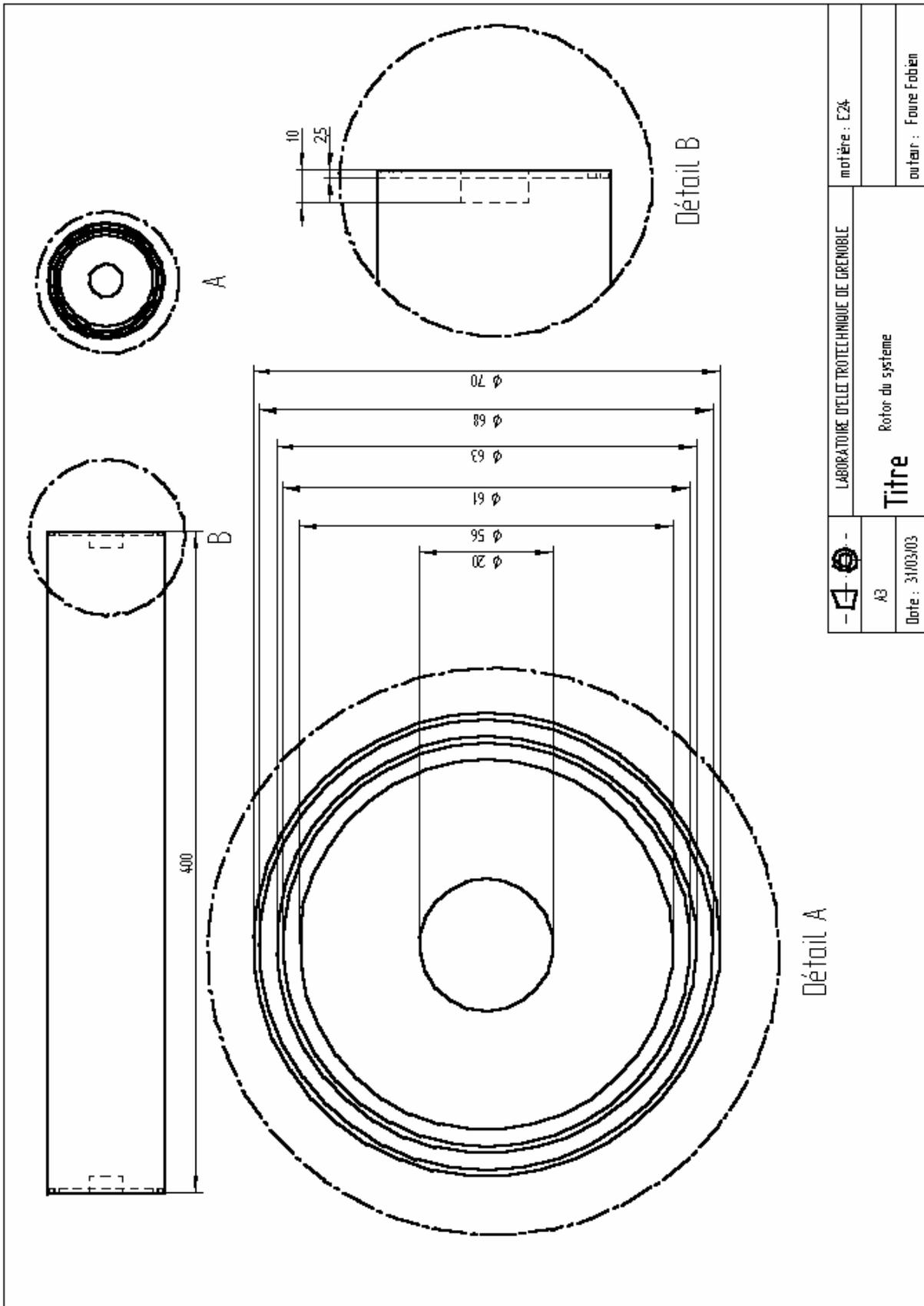
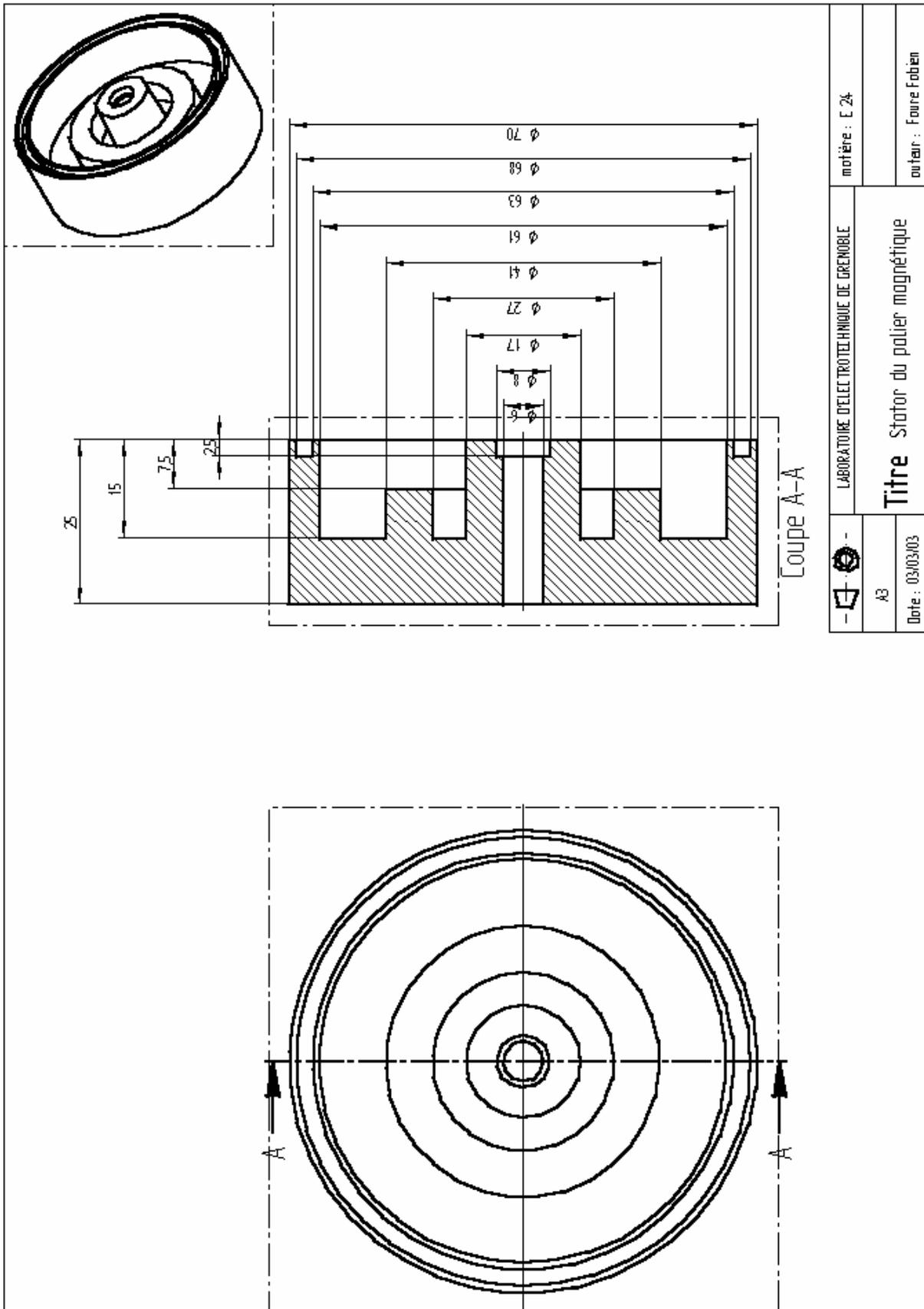


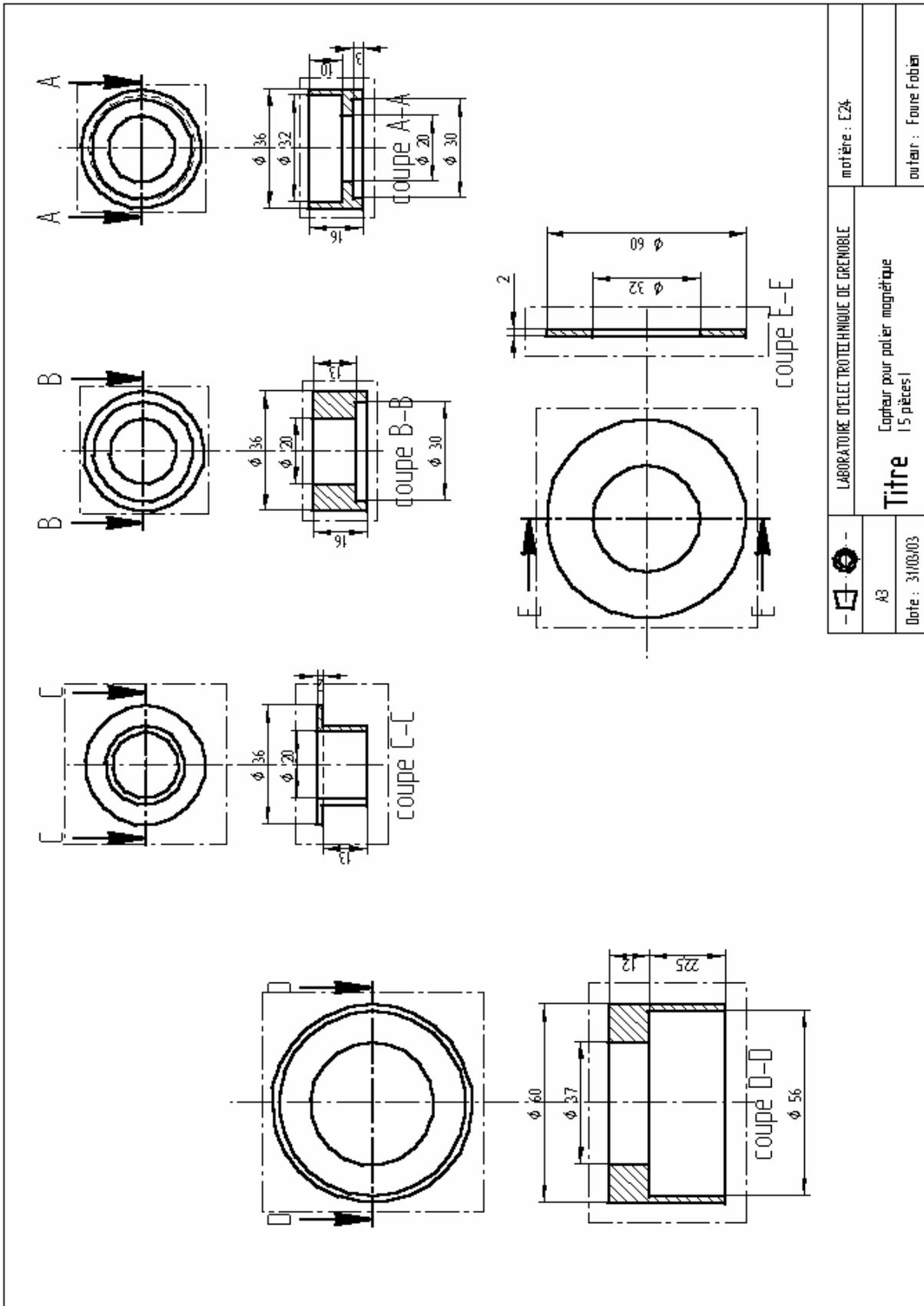
Figure IV - 4 : Réponse à une perturbation $Fx = 0,5 \cdot \sin\left(2\pi\sqrt{\frac{kx}{m}} \cdot t\right)$ du correcteur instable



	LABORATOIRE D'ÉLECTROTECHNIQUE DE GRENOBLE	matière : E24
	Titre Rotor du système	oufaïr : Foune Fobien
A3	Date : 31/03/03	



- [Symbol] -	LABORATOIRE D'ELECTROTECHNIQUE DE GRENOBLE	matière : E 24
	Titre Stator du polier magnétique	
A3	Date : 03/03/03	auteur : Foure Fabien



Résumé. - Le stockage d'énergie est omniprésent dans les installations électriques actuelles. A cet effet, trois laboratoires se sont associés afin de réaliser un système de stockage d'énergie par volant d'inertie. Le but de cette thèse a été de réaliser une suspension magnétique à faible coût de production et à consommation électrique nulle ou la plus réduite possible. Cette suspension destinée au maintien du volant d'inertie en rotation doit permettre d'éliminer partiellement les roulements à billes, afin de s'affranchir de l'usure et de la dissipation d'énergie par frottement. Pour ce faire, une étude approfondie des phénomènes statiques et dynamiques a été nécessaire du fait des nombreux phénomènes électromagnétiques et mécaniques déstabilisant. Enfin, la réalisation d'un prototype de suspension magnétique nous a permis de tester et de valider nos modèles puis de faire apparaître les avantages et inconvénients de la géométrie choisie.

Title : Magnetic Suspension for Flywheel

Abstract. - Energy storage devices are very often used in the actual electrical installations. For that purpose, three laboratories have been associated in order to realise a flywheel energy storage device. The aims of this thesis was to design and to realise a very low cost integrated magnetic suspension with virtually zero electric power consumption. This magnetic bearing used to maintain the rotating flywheel should partially replace the classical ball bearings, in order to suppress the wear and the mechanical friction losses. Due to the numerous electromagnetic and mechanical destabilising effects, a study of the static and dynamic phenomenon has been done. Finally, the realisation of a magnetic suspension prototype allowed us to test and to validate our numerical models and thereafter to show the advantages and the disadvantages of the chosen geometry.

Mots clés : Palier Magnétique, Suspension Magnétique, Volant d'Inertie, Modélisation, Conception, Caractérisation Applications.

Intitulé du laboratoire :

Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble, UMR CNRS 5529
BP 46, Domaine Universitaire
38402 Saint Martin d'Hères Cedex - France