



UNIVERSITÉ DE  
**SHERBROOKE**  
Faculté de génie  
Génie mécanique

# DÉVELOPPEMENT D'UN ACTIONNEUR DIFFÉRENTIEL ÉLASTIQUE

Mémoire de maîtrise ès sciences appliquées  
Spécialité : génie mécanique

---

Marc-Antoine LEGAULT



À Lise et Gilles





# RÉSUMÉ

Ce mémoire présente les travaux effectués pour le développement d'un actionneur différentiel élastique (ADE) destiné à la mise en opération des *bras tenseurs* de la plate-forme robotique AZIMUT<sub>2</sub>. Un ADE est un nouveau type d'actionneur dit « élastique » développé par l'auteur. Ce type d'actionneur ressemble aux actionneurs sériels élastiques (ASE) inventés il y a une dizaine d'années [58]. Comme pour les ASE, les ADE sont des actionneurs de haute performance essentiellement pour les deux caractéristiques suivantes :

- 1) leur capacité de pouvoir contrôler avec précision leur état cinétique (couple produit) ;
- 2) leur faible impédance mécanique de sortie en boucle ouverte.

L'originalité du mécanisme d'ADE repose sur la disposition des composantes constituant l'actionneur. Cette nouvelle configuration de composantes permet de réduire l'espace occupé par l'actionneur et par le fait même simplifier son intégration aux systèmes robotiques dont celui de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. Lorsqu'ils seront intégrés aux systèmes de locomotion à chenilles de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>, les ADE permettront de contrôler avec précision et de façon sécuritaire les forces d'interaction présentes entre la plate-forme et l'environnement tout-terrain sur lequel elle est destinée à se déplacer.

Ce mémoire propose un modèle analytique de prévision de performances de l'actionneur validé par une simulation sous l'environnement DYMOLA. De plus, les démarches entreprises pour caractériser le fonctionnement de l'actionneur en boucle ouverte sont également présentées. Ces démarches ont démontré la nécessité de développer davantage le modèle analytique de prévision de performances en y intégrant les phénomènes non-linéaires se produisant dans le réducteur de l'actionneur. Enfin, les travaux présentés confirment que l'usage d'ADE pour la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> est une solution appropriée et que le développement de ce nouveau type d'actionneur mérite d'être poursuivi.



# REMERCIEMENTS

Depuis mon enfance, inventer a toujours été une de mes activités préférées. Développer de nouveaux concepts tel que l'actionneur différentiel élastique a représenté une aventure des plus enrichissante et valorisante. Concrétiser ce projet a toutefois été possible grâce au concours et à la confiance de personnes pour lesquelles j'aimerais exprimer aujourd'hui toute ma gratitude.

J'aimerais d'abord remercier tout spécialement mon directeur d'études le Dr. Michel Lauria, pour son savoir, son énergie ainsi que les innombrables heures qu'il a consacrées pour me guider dans ce long processus. Merci également au Dr. François Michaud qui m'a donné, une fois de plus, une opportunité exceptionnelle de réalisation au laboratoire de robotique mobile et systèmes intelligents de l'Université de Sherbrooke (LABORIUS).

J'aimerais aussi souligner le support de mes collègues Serge Caron, Frédéric Gagnon, Patrick Giguère, Marc-André Lavoie, Mathieu Lemay, Pierre Lepage, Dominic Létourneau, Yan Morin et Marc-André Roux. Durant cette belle expérience aux études supérieures, ils ont tous contribué, chacun à leur façon, à créer un environnement des plus motivant et stimulant autour de moi.

Enfin, un merci tout particulier à mes parents, Lise et Gilles, qui m'ont à nouveau accompagné, encouragé et supporté inconditionnellement. Je suis choyé que la Vie ait mis sur ma route de telles personnes.



# TABLE DES MATIÈRES

<b>1</b>	<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
1.1	Les plates-formes AZIMUT <sub>1</sub> et AZIMUT <sub>2</sub> . . . . .	1
1.2	Problèmes du système de <i>bras tenseur</i> de AZIMUT <sub>1</sub> . . . . .	2
1.3	Organisation du mémoire . . . . .	5
<b>2</b>	<b>TERMES ET NOTIONS DE ROBOTIQUE</b>	<b>7</b>
<b>3</b>	<b>PROBLÉMATIQUE DE LOCOMOTION DES ROBOTS MOBILES</b>	<b>19</b>
3.1	Paradigme 1 . . . . .	19
3.1.1	Le contrôle cinématique des plates-formes robotiques : une approche de contrôle ayant ses limites pratiques . . . . .	20
3.1.2	Une solution : le contrôle cinétique des plates-formes . . . . .	22
3.2	Paradigme 2 . . . . .	23
<b>4</b>	<b>PLATES-FORMES ROBOTIQUES MOBILES</b>	<b>27</b>
4.1	Catégories de robots mobiles . . . . .	27
4.2	Robots mobiles roulants à suspension active et passive . . . . .	28
4.2.1	Les plates-formes HYLOS <sub>1</sub> et HYLOS <sub>2</sub> . . . . .	30
4.2.2	La plate-forme SSR . . . . .	32
4.2.3	La plate-forme Hybtor . . . . .	34
4.2.4	La plate-forme Octopus . . . . .	36
4.2.5	Conclusions sur les mécanismes de suspension de plates-formes robo- tiques choisies . . . . .	37
<b>5</b>	<b>ACTIONNEURS ÉLASTIQUES</b>	<b>39</b>

5.1	Représentation linéaire du principe de réducteur . . . . .	39
5.2	Solutions d'actionneur . . . . .	41
5.2.1	Actionneur à moteur - réducteur conventionnel . . . . .	41
5.2.2	La méthode JTCA . . . . .	41
5.2.3	Moteur à entraînement direct . . . . .	43
5.3	Les actionneurs élastiques . . . . .	43
5.4	Les actionneurs sériel élastiques (ASE) . . . . .	44
5.4.1	Description physique . . . . .	44
5.4.2	Constitution d'un ASE . . . . .	45
5.4.3	Principe de fonctionnement d'un système d'ASE . . . . .	46
5.5	Les actionneurs de type <i>Force Sensor and Compliant Actuator</i> (FSCA) . . .	47
5.6	Les actionneurs différentiels élastiques (ADE) . . . . .	49
5.7	Différences et similarités entre les ASE, FSCA et ADE . . . . .	50
<b>6</b>	<b>ÉVALUATION DES PERFORMANCES D'AE</b>	<b>55</b>
6.1	Fonctions de transfert d'un AE en boucle ouverte . . . . .	55
6.2	Modélisation d'un réducteur harmonique . . . . .	56
6.2.1	Propriétés non-linéaires des réducteurs harmoniques . . . . .	56
6.2.2	Modélisation d'un réducteur harmonique à mouvements translatifs . . . . .	57
6.3	Modélisation d'AE intégrant un réducteur harmonique . . . . .	60
6.4	Validation des modèles analytiques d'ASE, de FSCA et d'ADE . . . . .	63
6.5	Analyse des fonctions de transfert d'ASE, de FSCA et d'ADE . . . . .	69
<b>7</b>	<b>CHOIX DES TECHNOLOGIES POUR LA CONCEPTION DE L'ADE</b>	<b>75</b>
7.1	Concepts préliminaires du système de <i>bras tenseur</i> . . . . .	75
7.1.1	Cahier des charges et fonctions du système . . . . .	75
7.1.2	Système de coordonnées . . . . .	75
7.1.3	Mécanismes du système de <i>bras tenseur</i> . . . . .	77
7.1.4	Modularité des mécanismes . . . . .	77
7.2	Technologies utilisées pour la conception de l'ADE . . . . .	80

7.2.1	Utilisation de moteur sans balais - sans bâti . . . . .	80
7.2.2	Utilisation d'un réducteur harmonique . . . . .	80
7.2.3	Utilisation d'un ressort usiné . . . . .	82
7.2.4	Utilisation de roulements quatre points de contact à grand diamètre et petite section . . . . .	82
7.2.5	Utilisation d'assemblages biconiques . . . . .	83
7.3	Agencements des composantes pour la création d'un ADE . . . . .	85
7.4	Description détaillée du mécanisme d'ADE conçu . . . . .	87
7.4.1	Approche directe et indirecte de la mesure du couple . . . . .	89
7.5	Avantages conceptuels des ADE . . . . .	92
7.5.1	Utilisation optimisée de l'espace disponible . . . . .	92
7.5.2	Diminution de la masse des composantes en mouvement . . . . .	92
7.5.3	Immobilisation de l'élément flexible et de l'instrumentation associée . . . . .	93
7.6	Procédure de dimensionnement de l'ADE . . . . .	94
<b>8</b>	<b>CARACTÉRISATION DES PERFORMANCES DE L'ADE</b>	<b>97</b>
8.1	Objectifs d'expérimentation . . . . .	97
8.2	Description du montage expérimental . . . . .	98
8.2.1	Banc d'essai fabriqué . . . . .	98
8.3	Expérimentations effectuées . . . . .	102
8.3.1	Validation du fonctionnement du capteur de force de l'ADE . . . . .	102
8.3.2	Validation de la réponse en fréquence de la carte contrôleur du moteur de l'ADE . . . . .	105
8.3.3	Vérification du comportement linéaire de l'ADE . . . . .	106
<b>9</b>	<b>CONCLUSION</b>	<b>115</b>
<b>A</b>	<b>TERMINOLOGIE</b>	<b>119</b>
<b>B</b>	<b>FONCTIONS DE TRANSFERT D'UN ASE</b>	<b>125</b>
<b>C</b>	<b>FONCTIONS DE TRANSFERT D'UN FSCA</b>	<b>133</b>

<b>D FONCTIONS DE TRANSFERT D'UN ADE</b>	<b>143</b>
<b>E PÔLES ET ZÉROS DES FONCTIONS DE TRANSFERT D'AE</b>	<b>151</b>
<b>F AGENCEMENT 2 DES COMPOSANTES D'UN ADE</b>	<b>157</b>
<b>G AGENCEMENT 3 DES COMPOSANTES D'UN ADE</b>	<b>159</b>
<b>H DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE DE L'ADE</b>	<b>161</b>
H.1 ÉTAPE 1 : définir le cycle de production de couple typique . . . . .	161
H.1.1 1 <sup>er</sup> cas d'utilisation extrême des <i>bras tenseurs</i> . . . . .	161
H.1.2 2 <sup>e</sup> cas d'utilisation extrême des <i>bras tenseurs</i> . . . . .	163
H.1.3 Cycle de production de couple des ADE . . . . .	163
H.2 ÉTAPE 2 : définir l'alimentation électrique . . . . .	164
H.3 ÉTAPE 3 : estimer le diamètre minimal de l'élé- ment flexible . . . . .	164
H.4 ÉTAPE 4 : déterminer le CMR optimum . . . . .	165
H.4.1 Choix d'une catégorie de réducteur . . . . .	165
H.4.2 Couples devant être fournis par le moteur du mécanisme . . . . .	166
H.4.3 Choix d'une catégorie de moteur . . . . .	166
H.4.4 Validation du choix final du CMR . . . . .	178
H.5 ÉTAPE 5 : choisir la raideur de l'élément flexible . . . . .	181
<b>I COUPLE MAXIMAL ET FRÉQUENCE DE COUPURE D'UN CMR</b>	<b>185</b>
<b>J CHARTE DES PERFORMANCES DU MOTEUR CHOISI</b>	<b>189</b>
<b>K CALCULS DE CAS STATIQUES D'UTILISATION EXTRÊME DE   AZIMUT<sub>2</sub></b>	<b>191</b>
<b>L DÉTERMINATION DE LA RAIDEUR <math>K_R</math> SÉCURITAIRE</b>	<b>195</b>
<b>M DIAGRAMME ÉLECTRIQUE DU MONTAGE EXPÉRIMENTAL</b>	<b>199</b>
<b>N <math>C_{ADE,max}</math> ET <math>f_{ADE,C}</math> POUR DIFFÉRENTS CMR</b>	<b>201</b>







# LISTE DES FIGURES

1.1	La plate-forme AZIMUT <sub>1</sub> . . . . .	2
1.2	Mouvements 2D que la plate-forme AZIMUT <sub>1</sub> est en mesure de réaliser (vue du dessus de la plate-forme) . . . . .	3
1.3	Exemple de mouvement 3D de la plate-forme : soulèvement vertical de la plate-forme . . . . .	4
1.4	Exemple de mouvement 3D de la plate-forme : monter et descendre des escaliers . . . . .	4
2.1	Actionneur en boucle ouverte . . . . .	9
2.2	Module de la fonction $H_{ol}$ . . . . .	10
2.3	Actionneur en boucle ouverte . . . . .	11
2.4	Source de vitesse ou de couple pure . . . . .	13
2.5	Exemple d'espace de contrôle en force d'un actionneur . . . . .	16
2.6	Exemple d'espace de contrôle en impédance d'un système actionneur	16
3.1	Plate-forme tri-roues. <b>Situation 1</b> : aucun couple n'est appliqué par l'actionneur entre les corps $B_1$ et $B_2$ . <b>Situation 2</b> : l'actionneur ap- plique un couple entre les corps $B_1$ et $B_2$ qui permet l'optimisation des forces d'interaction $R_1$ , $R_2$ et $R_3$ . . . . .	20
3.2	Exemple d'une situation d'utilisation de la plate-forme AZIMUT <sub>1</sub> présentant un risque d'endommagement du mécanisme des <i>bras ten-</i> <i>seurs</i> dû à sa propriété de trop grande raideur . . . . .	25
4.1	La plate-forme robotique PIONEER - Concept de plate-forme à mor- phologie interchangeable . . . . .	29

4.2	La plate-forme robotique SHRIMP - Concept de plate-forme possédant un mécanisme de suspension passive . . . . .	29
4.3	La plate-forme robotique HYLOS . . . . .	30
4.4	Mécanisme de suspension active de la plate-forme HYLOS . . . . .	30
4.5	Fonctionnement de la plate-forme HYLOS <sub>1</sub> en terrain accidenté - à gauche : sans contrôle actif de la suspension , à droite : avec contrôle actif de la suspension . . . . .	31
4.6	La plate-forme robotique SRR . . . . .	33
4.7	Fonctionnement de la Plate-forme SRR. À gauche : franchissement d'un obstacle sans contrôle de la posture, à droite : avec contrôle de la posture . . . . .	34
4.8	La plate-forme robotique HYBTOR . . . . .	35
4.9	La plate-forme robotique OCTOPUS . . . . .	36
5.1	Représentation simplifiée d'un réducteur . . . . .	40
5.2	Méthode JTCA basée sur le principe d'un bras de levier . . . . .	42
5.3	ASE basé sur le principe d'un bras de levier . . . . .	45
5.4	Flux de force d'un ASE . . . . .	45
5.5	Exemple d'un ASEL réel . . . . .	46
5.6	Schéma topologique d'un système d'ASE . . . . .	47
5.7	FSCA basé sur le principe d'un bras de levier . . . . .	48
5.8	Flux de force d'un FSCA . . . . .	48
5.9	ADE basé sur le principe d'un bras de levier . . . . .	49
5.10	Flux de force d'un ADE . . . . .	49
5.11	DCL d'un ASE . . . . .	51
5.12	DCL d'un FSCA . . . . .	52
5.13	DCL d'un ADE . . . . .	53
6.1	Représentation d'un réducteur harmonique selon le modèle de Tuttle	58
6.2	Représentation simplifiée d'un réducteur harmonique à mouvements linéaires . . . . .	59

6.3	Modélisation d'un ASE intégrant une représentation simplifiée d'un réducteur harmonique . . . . .	60
6.4	Modélisation d'un FSCA intégrant une représentation simplifiée d'un réducteur harmonique . . . . .	61
6.5	Modélisation d'un ADE intégrant une représentation simplifiée d'un réducteur harmonique . . . . .	61
6.6	Modèle ASE développé sous l'environnement DYMOLA . . . . .	64
6.7	Modèle FSCA développé sous l'environnement DYMOLA . . . . .	65
6.8	Modèle ADE développé sous l'environnement DYMOLA . . . . .	65
6.9	Gain mécanique en boucle ouverte d'un ASE . . . . .	66
6.10	Impédance mécanique en boucle ouverte d'un ASE . . . . .	66
6.11	Gain mécanique en boucle ouverte d'un FSCA . . . . .	67
6.12	Impédance mécanique en boucle ouverte d'un FSCA . . . . .	67
6.13	Gain mécanique en boucle ouverte d'un ADE . . . . .	68
6.14	Impédance mécanique en boucle ouverte d'un ADE . . . . .	68
6.15	Comparaison de la croissance de l'impédance mécanique en boucle ouverte d'un ADE versus celle d'un FSCA . . . . .	72
7.1	Orientation du système de coordonnées . . . . .	77
7.2	Système de <i>bras tenseur</i> : identification des mécanismes du système	78
7.3	Interchangeabilité du système de propulsion et de <i>bras tenseur</i> . . .	79
7.4	Moteur sans balais - sans bâti de la compagnie Parker Bayside . . .	81
7.5	Réducteur harmonique de la compagnie Harmonic Drive, LLC . . .	81
7.6	Comparaison de deux ressorts assurant une même fonction mais conçus à partir de deux procédés différents (à droite : assemblage incluant un ressort tige d'acier enroulée, comprend trois composantes ; à gauche : ressort usiné conçu et fabriqué par la compagnie Helical Products Company, comprend une seule composante) . . . . .	82

7.7	Comparaison de mécanisme de support d'arbre utilisant des roulements à gorges profondes versus un mécanisme équivalent mais utilisant un seul roulement à quatre points de contact (à droite : arbre soutenu par deux roulements à gorge profondes ; à gauche : arbre soutenu par un seul roulement quatre points de contact) . . . . .	83
7.8	Exemple de roulement à grand diamètre et faible section . . . . .	84
7.9	Assemblage biconiques utilisé pour la transmission de couple élevé .	84
7.10	Agencement 1 des composantes d'un ADE . . . . .	86
7.11	Vue en coupe du mécanisme d'ADE développé (plan XY, voir figure 7.1) . . . . .	89
7.12	Vue en coupe du mécanisme d'ADE développé (plan ZX, voir figure 7.1) . . . . .	90
7.13	Vue en coupe d'un ADE utilisant une approche indirecte de mesure du couple . . . . .	91
7.14	Débalancement radial de l'élément flexible d'un ASE . . . . .	93
8.1	Banc d'essai fabriqué pour effectuer la détermination de $G_{ol,exp}$ . . .	99
8.2	Représentation schématique des éléments mécaniques de l'assemblage de l'ADE et du banc d'essai . . . . .	100
8.3	Schéma-bloc du montage expérimental . . . . .	102
8.4	Montage expérimental utilisé afin de valider le fonctionnement du capteur de force de l'ADE . . . . .	104
8.5	Validation du fonctionnement du capteur de force de l'ADE . . . . .	105
8.6	Cycle de courant de la carte contrôleur ZBDC12A8 pour une alimentation de 24V . . . . .	107
8.7	Cycle de courant de la carte contrôleur ZBDC12A8 pour une alimentation de 72V . . . . .	108
8.8	Processus d'acquisition de données pour la détermination de $G_{ol,exp}$	110
8.9	Post-traitement de données acquises pour la détermination de $G_{ol,exp}$	111
8.10	Fonctions de transfert $G_{ol,exp}$ trouvées pour des courants de 0.5, 1.0 et 1.5 A et une alimentation de 72 V . . . . .	113

H.1	1 <sup>er</sup> cas d'utilisation extrême de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub> . . . . .	162
H.2	2 <sup>e</sup> cas d'utilisation extrême de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub> . . . . .	163
H.3	Cycle de production de couple proposé . . . . .	164
H.4	Dimensions géométriques du rotor du moteur . . . . .	168
H.5	Dimensions géométriques du stator du moteur . . . . .	168
H.6	Exemple générique de la réponse fréquentielle d'un CMR et de laquelle on déduit $C_{CMR,max}$ et $f_{CMR,c}$ . L'arbre de sortie de l'actionneur est immobilisé. . . . .	170
H.7	Approximation de la raideur des FS des réducteurs CSD-25-50, -100 et -160 . . . . .	171
H.8	Diagramme thermique simplifié de l'ADE . . . . .	174
H.9	Régime thermique du système . . . . .	175
H.10	Évolution de la température du bobinage pour les différents courants $I_{M,rms}$ testés et pour des conditions de ventilation par convection naturelle . . . . .	179
H.11	Évolution de la température du bobinage pour les différents courants $I_{M,rms}$ testés et pour des conditions de ventilation par convection forcée	179
H.12	Décroissance de la température du bâti pour les conditions de convection naturelle et forcée du bâti . . . . .	180
H.13	Régime thermique réel pour le cas d'un refroidissement du bâti par convection naturelle . . . . .	180
H.14	Régime thermique réel pour le cas d'un refroidissement du bâti par convection forcée . . . . .	181
H.15	Relation entre la raideur $K_R$ de l'ADE développé et la vitesse maximale de progression de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub> . . . . .	183





# LISTE DES TABLEAUX

6.1	Fonctions de transfert $G_{ol}$ et $Z_{ol}$ pour les mécanismes d'actionneur ASE, FSCA et ADE. . . . .	62
6.2	Masses, raideur et taux de démultiplication de l'ADE développé .	64
6.3	Fréquences de résonance ( $f_{\times}$ ) et d'anti-résonance ( $f_{\circ}$ ) des ASE, FSCA et ADE analysés. . . . .	71
7.1	Fonctions du système de <i>bras tenseur</i> . . . . .	76
8.1	Informations techniques sur les composantes du montage expérimental	101
8.2	Gains mécaniques $G_{ol,exp}$ de l'ADE développé pour différents cycles de courant . . . . .	112
H.1	Propriétés des réducteurs harmoniques CSD-20, CSD-25 et CSD-32 de la compagnie Harmonic Drive, LLC . . . . .	166
H.2	Efficacités des réducteurs CSD-25 du fabricant Harmonic Drive, LLC et couple réel devant être produit par le rotor du moteur du mécanisme . . . . .	167
H.3	Dimensions géométriques, couple maximal continu et intermittent selon la catégorie de moteur . . . . .	169
H.4	CMR optimums trouvés en fonction des limites électromécaniques	172
H.5	Puissances dissipées $P_{M,Joule}$ pour les CMR optimums identifiés au tableau H.4 . . . . .	177



# CHAPITRE 1

## INTRODUCTION

Depuis quelques années, les robots mobiles ont subi une importante évolution en ce qui a trait aux mécanismes leur permettant de se déplacer. En effet, il fut une période où les efforts investis dans le développement de la robotique mobile se tournaient essentiellement vers les éléments de programmation (intelligence embarquée, navigation) des robots.

Aujourd'hui, un nombre croissant de centres de recherche en robotique favorisent une approche globale de conception des robots mobiles, c'est-à-dire en adoptant une approche de conception multidisciplinaire où les domaines de génie informatique, électrique, mécanique et de design industriel sont considérés simultanément. Ainsi, en ce qui concerne la conception mécanique des robots mobiles, beaucoup d'efforts de recherche sont actuellement accordés au développement de mécanismes de locomotion performants, c'est-à-dire qui octroient des capacités de locomotion exceptionnelles aux robots.

### 1.1 Les plates-formes AZIMUT<sub>1</sub> et AZIMUT<sub>2</sub>

Une de ces avancées technologiques intéressantes en matière de locomotion en robotique mobile est la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> [18] développée au LABORIUS [16]. La plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> a été conçue à l'origine par huit étudiants en génie mécanique (44<sup>e</sup> promotion), et ce dans le cadre de la réalisation de leur projet de fin d'étude. L'objectif principal du projet AZIMUT consiste à créer une plate-forme robotique possédant une très grande capacité de franchissement d'obstacles. Ces derniers peuvent être, par exemple, des escaliers circulaires, des seuils de porte ou encore des plans fortement inclinés. AZIMUT est une plate-forme robotique qui intègre plusieurs concepts de locomotion innovateurs [39, 40, 41, 42] et pour lesquels une demande d'application de brevet est en cours d'examen [43].

La plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> est montrée à la figure 1.1. AZIMUT<sub>1</sub> a été conçue pour des fins



Figure 1.1: La plate-forme AZIMUT<sub>1</sub>

de recherche du LABORIUS. Il s'agit d'un laboratoire où l'on étudie, développe et utilise des méthodologies en intelligence artificielle pour la conception de systèmes autonomes et intelligents. Ses activités touchent différents champs de recherche portant sur la conception matérielle et logicielle de systèmes robotisés, embarqués et intelligents.

La plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> est conçue de manière à pouvoir exécuter plusieurs types de mouvements. Ces derniers sont regroupés selon deux catégories : les mouvements en 2D réalisés sur un plan (incliné ou non) et ceux en 3D dans lesquels le centre de masse de la plate-forme s'élève par rapport au sol ou lors du franchissement d'obstacles, comme par exemple la montée ou la descente d'escaliers. La figure 1.2 montre les mouvements 2D que la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> est en mesure d'exécuter en modifiant la direction de ses *pattes chenilles*.

## 1.2 Problèmes du système de *bras tenseur* de AZIMUT<sub>1</sub>

Bien que la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> ait démontré des capacités de locomotion intéressantes et innovatrices, certaines déficiences mécaniques ont été identifiées lors de son expérimentation. Le projet AZIMUT<sub>2</sub> a été démarré durant l'hiver 2004 dans le but de régler ces problèmes mécaniques et d'optimiser les performances de la plate-forme.

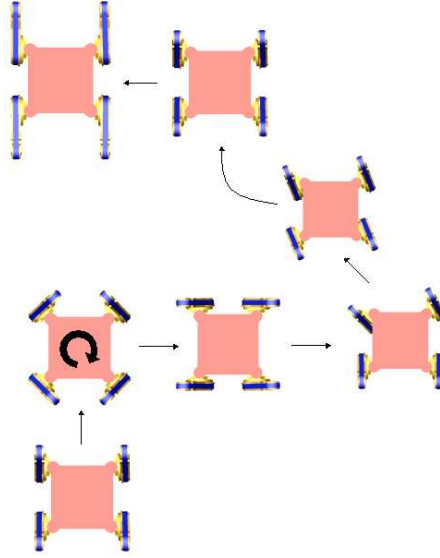


Figure 1.2: Mouvements 2D que la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> est en mesure de réaliser (vue du dessus de la plate-forme)

Les essais effectués avec la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> ont démontré que celle-ci n'était pas en mesure d'effectuer les mouvements 3D pour lesquels elle avait été conçue. Les figures 1.3 et 1.4 donnent des exemples de mouvements 3D que doit pouvoir exécuter la plate-forme. Ces mouvements 3D sont le soulèvement vertical de la plate-forme et le processus de monter et descendre des escaliers.

Après analyse, il a été constaté que ce n'est pas le concept de locomotion de la plate-forme en lui-même qui présente de graves lacunes et rend impossible la réalisation des mouvements 3D, mais bien la conception d'un de ses systèmes, celui des *bras tenseurs*.

Le système de *bras tenseur* est le mécanisme qui permet le mouvement de rotation des bras de la plate-forme, comme illustré à la figure 1.3. Pour la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub>, la motorisation du mécanisme est assurée par un moteur électrique à brosses asservi en position. Le couple mécanique de ce moteur est amplifié au moyen d'un réducteur ayant un taux de démultiplication de 1100 : 1.

Ainsi, les essais expérimentaux ont permis de vérifier que certaines composantes de ce système ont été sous-dimensionnées. En effet, le réducteur du mécanisme possède un couple de friction

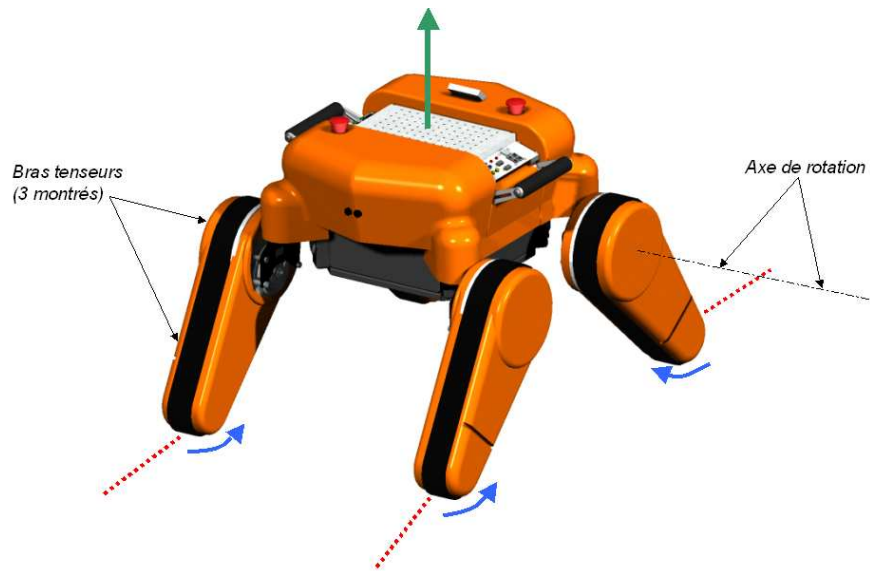


Figure 1.3: Exemple de mouvement 3D de la plate-forme : soulèvement vertical de la plate-forme

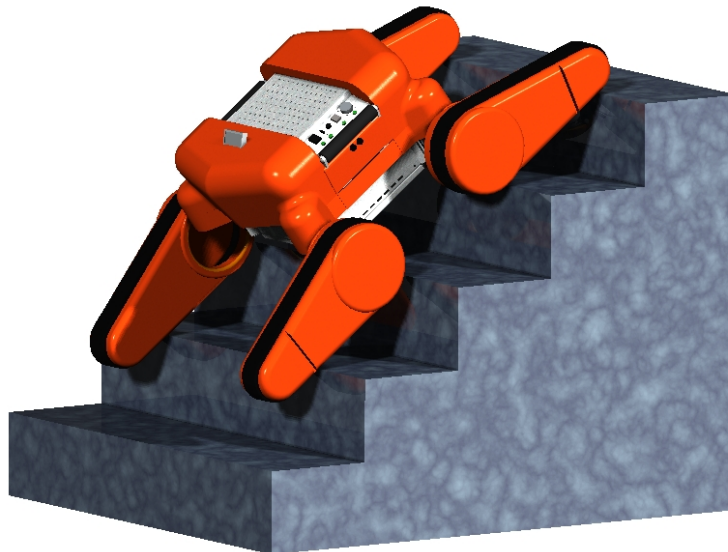


Figure 1.4: Exemple de mouvement 3D de la plate-forme : monter et descendre des escaliers

beaucoup plus élevé que ce qui avait été initialement calculé. En conséquence, le moteur choisi n'était pas assez puissant pour pouvoir soulever la plate-forme comme montré à la figure 1.3. Cette difficulté technique peut être résolue d'une manière relativement simple en réduisant la résistance au mouvement du mécanisme et en choisissant un moteur de puissance appropriée.

Par ailleurs, deux concepts plus fondamentaux du système de *bras tenseur* doivent être revus afin de permettre la réalisation *efficace* des mouvements 3D de la plate-forme :

- 1) la possibilité de pouvoir contrôler l'état cinétique du mécanisme ;
- 2) l'ajout d'une propriété de compliance au mécanisme.

Ainsi, l'objectif du projet de recherche présenté se définit comme étant la conception et l'intégration d'un mécanisme d'actionneur voué à la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme robotique AZIMUT<sub>2</sub> et possédant ces deux caractéristiques particulières de contrôle d'état cinétique et de compliance accrue.

## 1.3 Organisation du mémoire

Le présent mémoire comporte huit chapitres et 14 annexes.

**Chapitre 1.** Le chapitre 1 situe le projet et introduit la problématique de mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

**Chapitre 2.** Le chapitre 2 rappelle certains termes et notions de base propres à la robotique et utiles pour la compréhension du projet.

**Chapitre 3.** Le chapitre 3 présente la problématique détaillée du projet. Deux paradigmes y sont mis en évidence et constituent l'assise de toutes les actions entreprises dans le cadre de ce projet. L'identification de ces deux paradigmes mène à la création d'un nouveau mécanisme d'actionneur performant pour la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

**Chapitre 4.** Le chapitre 4 propose une analyse qualitative des mécanismes d'actionneur de certaines plates-formes robotiques démontrant des capacités de franchissement évoluées.

Les conclusions tirées de cette analyse soulignent l'existence des deux paradigmes soulevés au chapitre 3 pour quatre plates-formes robotiques existantes et jugées comme ayant des capacités de franchissement exceptionnelles.

**Chapitre 5.** Le chapitre 5 présente différents types de mécanismes d'actionneurs contrôlables en force et possédant une faible impédance mécanique de sortie. Une attention particulière est accordée aux actionneurs élastiques, ceux-ci étant retenus comme candidats idéaux pour la conception du mécanisme de *bras tenseur* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

**Chapitre 6.** Le chapitre 6 montre quant à lui l'analyse mathématique effectuée portant sur les réponses en boucle ouverte de trois types d'actionneurs élastiques envisagés pour la conception du mécanisme de *bras tenseur* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>, notamment celui des actionneurs différentiels élastiques.

**Chapitre 7.** Le chapitre 7 porte sur l'identification des technologies pertinentes pour la conception d'un mécanisme d'actionneur des *bras tenseurs* et la procédure suivie pour dimensionner ses composantes. Le principe de fonctionnement de l'actionneur différentiel élastique développé pour le mécanisme de *bras tenseur* est également présenté.

**Chapitre 8.** Enfin, le chapitre 8 donne les méthodologies et résultats des expériences entreprises pour caractériser le fonctionnement en boucle ouverte de l'actionneur différentiel élastique développé. On y propose également certaines recommandations pour la poursuite du projet.



# CHAPITRE 2

## TERMES ET NOTIONS DE ROBOTIQUE

Avant de poursuivre la description du présent projet de recherche, il est souhaitable de rappeler la définition de certains termes et notions propres à la robotique. La plupart des définitions ici relatées sont celles évoquées dans les travaux de Robinson [51] et Morrell [44].

**Robotique mobile.** Lauria [37] propose dans sa thèse une définition de la robotique mobile :

« La robotique mobile est un domaine qui regroupe un ensemble de technologies permettant de construire des machines capables de se mouvoir de façon autonome dans un environnement. »

Il ajoute également que :

« L’environnement constitue sans doute le facteur qui influence le plus l’architecture d’un robot. »

Traditionnellement, on distingue quatre classes de mécanisme de locomotion terrestre :

- 1) les mécanismes marcheurs dont les organes de contact sont des pattes ;
- 2) les mécanismes roulants dont les organes de contact sont des roues ;
- 3) les mécanismes à chenilles ;
- 4) les autres mécanismes.

La plate-forme AZIMUT fait donc partie de deux de ces classes, soit celle des mécanismes roulants ou celle des mécanismes à chenilles, selon la morphologie (configuration spatiale) adoptée par ses organes de propulsion, i.e. ses *bras tenseurs*.

**Marge de stabilité d’un robot mobile.** Papadopoulos [45] a proposé la notion de marge de stabilité pour déterminer si un véhicule (par exemple un robot mobile) est sujet à

se renverser ou non suivant les conditions de locomotion dans lesquelles il est placé. La marge de stabilité est une quantité scalaire déterminée à partir de la position du centre de gravité du véhicule et des forces externes qui s'appliquent à celui-ci, excluant les réactions provenant du sol. Lorsque cette quantité est positive, le véhicule est stable et ne se renverse pas. Lorsqu'elle est négative, le véhicule est train de se renverser. La nature du sol n'influence pas la marge de stabilité [31].

**Gradabilité d'un robot mobile.** La gradabilité permet de quantifier la capacité d'un robot mobile à franchir un sol en plan incliné. Comme l'explique Grand [31], cette quantité est définie à partir de deux paramètres : l'angle de pente du plan incliné à franchir ainsi que l'angle de progression du robot par rapport à cette pente. Il mentionne également que :

« La gradabilité est caractérisée par la pente limite que le robot peut franchir, en maintenant un niveau suffisant de maîtrise des mouvements du robot (i.e. la contrôlabilité). La contrôlabilité est définie en considérant, à la fois, le taux de glissement et l'angle de dérive admissibles sur chaque roue [...]. »

La gradabilité est une quantité qui dépend de la qualité du sol sur lequel un robot évolue. Plus cette quantité est élevée, plus le robot a la capacité de franchir des pentes de forte inclinaison.

**Actionneur.** Un actionneur est un mécanisme transformant, de manière contrôlable, une forme d'énergie (la plupart du temps électrique, hydraulique ou pneumatique) en puissance mécanique.

**Rôle des actionneurs en robotique mobile.** Le déplacement d'un corps par rapport à un autre est le résultat de la présence de forces d'interaction non-équilibrées entre ceux-ci. En robotique mobile, les actionneurs ont pour rôle de créer ce déséquilibre de force pour permettre, par exemple, le déplacement d'une plate-forme dans son environnement.

**Approches de contrôle d'actionneurs.** En robotique mobile, l'approche traditionnelle de contrôle d'actionneur est celle de contrôler son *état cinématique*, c'est-à-dire sa position ou sa vitesse linéaire dans le cas d'un actionneur linéaire (par exemple : un

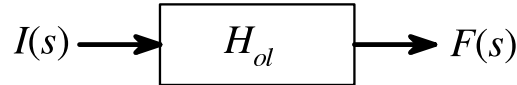


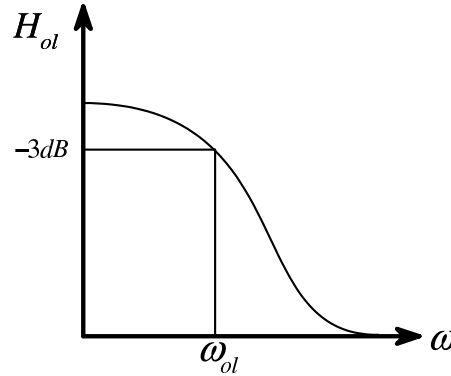
Figure 2.1: Actionneur en boucle ouverte

vérin) ou angulaire dans le cas d'un actionneur rotatif (moteur électrique). De plus, on utilise en général des contrôleurs à rétroaction (*Feedback*) et parfois combinés à l'usage d'un contrôleur à anticipation (*Feedforward*) qui comprend un modèle de prédiction des performances de l'actionneur.

Cela dit, il est également possible de contrôler un actionneur en fonction de son *état cinétique*, c'est-à-dire en fonction de la force ou du couple qu'il développe. Il s'agit là d'une approche relativement peu répandue et peu maîtrisée (Robinson [51] p.18), et elle constitue un élément central du présent projet de recherche.

**Bande passante d'un actionneur.** Comme montré à la figure 2.1, on peut représenter un actionneur par une boîte noire dans laquelle on injecte un signal d'excitation, par exemple un courant électrique  $I(s)$ , et de laquelle sort une force (ou un couple) mécanique  $F(s)$ . En supposant un comportement linéaire de l'actionneur, il existe une fonction de transfert  $H_{ol}(s) = F(s)/I(s)$ . Cette fonction dépend uniquement des caractéristiques intrinsèques de l'actionneur (par exemple : impédance mécanique et électrique de l'actionneur), d'où l'appellation fonction de transfert en boucle ouverte de l'actionneur  $H_{ol}(s)$ . Le signal d'excitation  $I(s)$  peut être de nature périodique. Suivant l'amplitude et la fréquence de ce signal, l'actionneur a la capacité de produire une force ou un couple  $F(s)$  ayant une amplitude et une phase définies par  $H_{ol}(s)$ . Tel qu'illustré à la figure 2.2, en traçant le module de  $H_{ol}(s)$ , il est possible de déterminer une fréquence de coupure  $\omega_{ol}$  définie par une chute de 3dB de  $H_{ol}$  qui caractérise la bande passante de l'actionneur en boucle ouverte.

**Bande passante d'un système d'actionneur.** On parle d'un « système d'actionneur » lorsqu'on connecte l'entrée de l'actionneur à la sortie d'un contrôleur. Celui-ci peut être de type rétroactif (*Feedback*) uniquement ou encore combiné à un modèle anticipatif (*Feedforward*), ce dernier contribuant à améliorer les performances du système. Comme

Figure 2.2: Module de la fonction  $H_{ol}$ 

pour un actionneur opéré en boucle ouverte, on peut également définir une fonction de transfert  $H_{cl}$  du système. L'actionneur de ce dernier est désormais opéré en boucle fermée et possède donc une fréquence de coupure en boucle fermée  $\omega_{cl}$  définissant la bande passante du système d'actionneur.

En général, trois objectifs sont visés dans l'usage d'un tel asservissement :

- 1) Éliminer les comportements instables naturellement présents dans le fonctionnement de l'actionneur. Ces comportements originent entre autres des résonances naturelles (système masse-ressort) de l'actionneur. Ces instabilités sont caractérisées par la présence de pôles dans la fonction  $H_{ol}$  qui sont situés à droite de l'axe des imaginaires dans le plan complexe du domaine de la fréquence  $s$ . Par ailleurs,  $H_{cl}$  peut également comporter des pôles instables dépendant des paramètres du contrôleur utilisé, situation à éviter bien entendu.
- 2) Optimiser les performances de l'actionneur. Grâce à l'usage d'un asservissement approprié, il est possible de tirer du système d'actionneur des niveaux de performances que l'actionneur seul ne peut atteindre. Par exemple, comme montré par Robinson [51], il est possible de diminuer significativement (jusqu'à deux ordres de grandeur) l'impédance mécanique de sortie apparente d'un actionneur quand celui-ci est asservi à cette fin.
- 3) Augmenter la linéarité du comportement de l'actionneur.

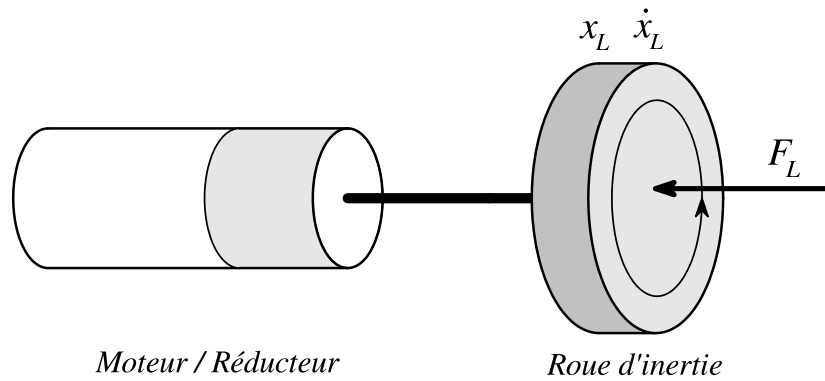


Figure 2.3: Actionneur en boucle ouverte

**Impédance mécanique de sortie d'un actionneur.** L'impédance mécanique de sortie est une propriété décrivant la résistance au mouvement que démontre un actionneur lorsqu'une source extérieure de force (ou de couple) s'applique à son arbre de sortie. En d'autres termes, si un agent extérieur à l'actionneur tente de modifier la position de son arbre de sortie ( $x_L$  représentant le déplacement linéaire ou rotatif de l'arbre), cet agent doit produire des forces (ou couples)  $F_L$  pour vaincre cette résistance qui s'opposent à ce mouvement. Cette résistance tire ses origines entre autres des forces de friction internes qui se développent dans les mécanismes de l'actionneur.

Par exemple, soit une roue d'inertie connectée à un actionneur qui est lui-même composé d'un moteur et d'un réducteur comme illustré à la figure 2.3. Si la roue d'inertie possède une vitesse initiale et que l'alimentation du moteur est coupée, la quantité de mouvement accumulée dans la roue tente de faire tourner l'arbre de sortie du réducteur. Si ce dernier est irréversible, il se développe des réactions internes importantes sous l'effet du mouvement de rotation imposé par la roue d'inertie. Il s'agit d'un cas de figure où l'impédance mécanique de sortie de l'actionneur est élevée. Si l'amplitude de ces réactions s'opposant au mouvement est faible, l'impédance est faible.

Dans cet exemple, on peut décrire la cinématique de la roue au moyen d'une fonction  $X_L(s)$  ou encore  $\dot{X}_L(s)$ . Quant à elles, les forces externes s'appliquant à l'arbre de sortie peuvent être décrites par la force  $F_L(s)$ . L'impédance mécanique de sortie d'un actionneur se définit comme le rapport :

$$Z_{ol}(s) = \frac{F_L(s)}{\dot{X}_L(s)} \quad (2.1)$$

ou encore

$$Z_{ol}(s) = \frac{F_L(s)}{X_L(s)} \quad (2.2)$$

Pour ce document, on choisit cette deuxième définition.

On peut définir une deuxième fonction d'impédance mécanique, cette fois pour le système d'actionneur plutôt qu'uniquement l'actionneur seul :

$$Z_{cl}(s) = \frac{F_L(s)}{X_L(s)} \quad (2.3)$$

Dans ce cas,  $Z_{cl}$  dépend à la fois des caractéristiques intrinsèques de l'actionneur (i.e.  $Z_{ol}$  et  $H_{ol}$ ) de même que la stratégie d'asservissement choisie.

**Source de force pure et source de vitesse pure.** Lorsque l'impédance mécanique d'un actionneur ou d'un système d'actionneur est très faible, on dispose alors d'une source de force (ou de couple) dite « pure ». En effet, la cinématique  $X_L$  imposée à la sortie de l'actionneur n'a pas d'influence sur la force (ou le couple) de  $F_L$  transmise à celui-ci. Aucune réaction interne ne se développe sous l'effet de  $X_L$ . À l'inverse, si l'impédance est élevée, on est en présence d'une source de vitesse pure. Dans ce cas, un agent externe voulant imposer  $X_L$  est incapable d'y parvenir, les réactions internes étant trop élevées et s'y opposant instantanément.

La figure 2.4 montre le domaine d'opération d'un actionneur fonctionnant à la manière d'une source de force pure ou d'une source de vitesse pure. On montre aussi sur cette figure le domaine d'opération d'un actionneur réel où l'on constate que la force maximale produite par l'actionneur n'est plus indépendante de sa fréquence d'opération  $\omega$ . On parle dans ce cas de *saturation* de l'actionneur.

**Comportement non-linéaire d'un actionneur.** Un système est dit linéaire lorsque celui-ci respecte des conditions de proportionnalité et d'additivité. Par exemple, comme vu précédemment, un moteur électrique opère en boucle ouverte selon l'équation  $F =$

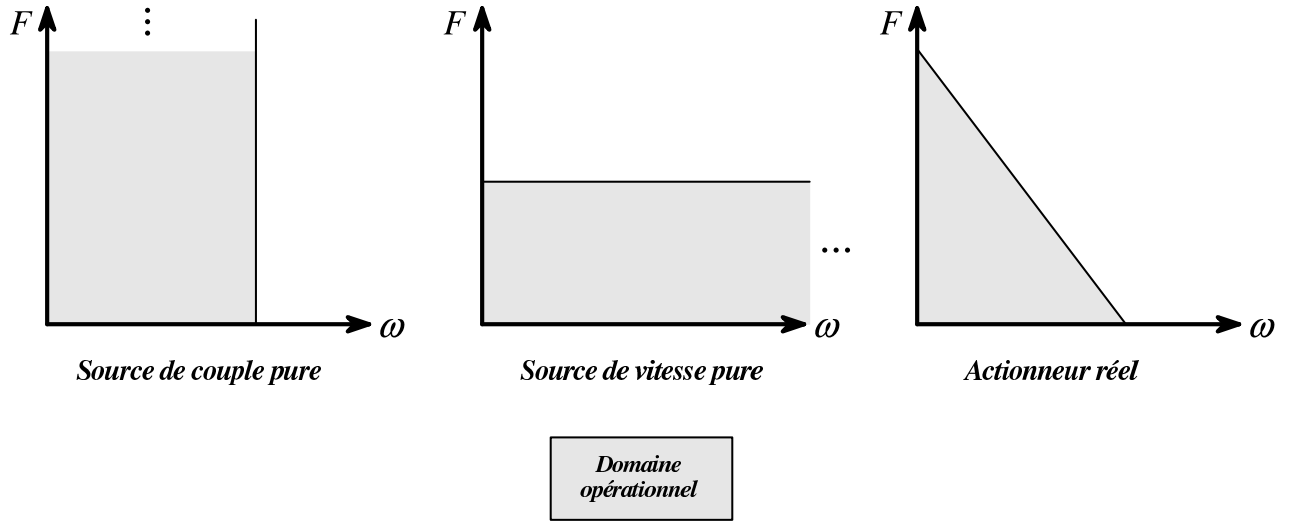


Figure 2.4: Source de vitesse ou de couple pure

$H_{ol} \cdot I$ . Si les deux conditions suivantes sont respectées, alors le moteur possède un comportement linéaire :

Proportionnalité :

$$k \cdot H_{ol} \cdot I = k \cdot F \quad (2.4)$$

Additivité :

$$H_{ol} \cdot I_1 + H_{ol} \cdot I_2 = F_1 + F_2 = H_{ol} \cdot (I_1 + I_2) \quad (2.5)$$

Les non-linéarités d'un actionneur correspondent à tous les phénomènes qui ne respectent pas ces deux conditions d'opération. Cela peut être, par exemple, la présence d'un jeu dans le mécanisme de l'actionneur, les phénomènes de friction-stiction ou encore d'hystérésis, pour ne nommer que quelques exemples.

**Zone morte d'un actionneur.** Pour que la sortie d'un actionneur varie de manière détectable sous l'effet d'une modification du signal d'excitation qui lui est appliqué, ce signal doit subir une variation minimale. Par exemple, dans le cas d'un moteur électrique, pour augmenter ou diminuer la force de sortie  $F$  produite, le courant  $I$  doit être modifié d'une valeur  $\Delta I_{min}$ . Pour ce cas d'actionneur, la zone morte correspond à l'intervalle de courant  $[0, \Delta I_{min}]$ .

La zone morte d'un actionneur est intimement liée aux phénomènes de friction-stiction

qui sont présents dans son mécanisme. En effet, plus la friction est faible, plus  $\Delta I$  appliqué au moteur de l'actionneur doit être petit pour qu'il s'en suive une modification de  $F$ . Pour que  $F$  soit modifiée, il faut d'abord vaincre les forces de résistance au mouvement internes du mécanisme (par exemple la friction de Coulomb).

**Résolution de force d'un actionneur.** La résolution de force d'un actionneur est associée à la résolution du système de mesure de la force produite par ce dernier : plus le capteur de force (ou de couple) de l'actionneur est performant, plus la résolution de force de l'actionneur est élevée. Cette notion se distingue de celle de la plage dynamique d'un système d'actionneur définie ci-après et plutôt associée à la force minimale contrôlable minimale d'un système d'actionneur.

**Plage dynamique d'un système actionneur.** La plage dynamique d'un système actionneur correspond au rapport entre la force maximale contrôlable et la force minimale contrôlable que celui-ci peut produire. Par exemple, si la force minimale contrôlable minimale est de 1 N et celle maximale de 1000 N, alors la plage dynamique du système d'actionneur est de 1000 : 1.

**Réjection d'erreur d'un système d'actionneur.** Lorsqu'il est opéré en boucle fermée, l'actionneur reçoit un signal d'excitation qui est basé sur un signal d'erreur  $F_{ERR}$  correspondant à la différence entre une mesure d'état de fonctionnement réel et une consigne, par exemple une force  $F_L$  appliquée à une charge et une consigne de force désirée  $F_D$ . Si les phénomènes de friction-stiction présents dans l'actionneur sont importants,  $F_{ERR}$  doit être grand pour que le signal d'excitation envoyé à l'actionneur le mette en fonctionnement. On dit alors que le système d'actionneur a une forte réjection d'erreur.

**Plage d'opération d'un actionneur.** La plage d'opération d'un actionneur correspond à l'étendue de ses capacités opérationnelles. Par exemple, un actionneur capable de produire de manière contrôlée une force  $F_L$  variant entre 0 à 1000 N a une plage d'opération de 1000 N.

**Densité de couple et de puissance d'un actionneur.** La densité de couple d'un actionneur correspond au rapport entre le couple maximal efficace en continu que celui-ci peut développer et la masse totale des composantes dont il est constitué. La densité de puis-



sance est quant à elle le rapport entre la puissance mécanique maximale efficace en continu de l'actionneur et sa masse.

Pour qualifier les performances d'un actionneur, Hollerbach [34] mentionne qu'il est souhaitable d'utiliser la caractéristique de densité de couple plutôt que la densité de puissance. En effet, contrairement à la densité de couple, la densité de puissance dépend entre autres de l'électronique de puissance contrôlant l'actionneur, celle-ci n'ayant aucun lien avec les propriétés intrinsèques de l'actionneur.

**Distorsion et fidélité d'un actionneur.** Soit un signal d'excitation sinusoïdal injecté dans un actionneur, par exemple un courant électrique de fréquence et d'amplitude connues. La force produite par l'actionneur peut être mesurée par un capteur. Les données retournées possèdent nécessairement certaines distorsions dues au processus d'acquisition de données du signal du capteur et des comportements non-linéaires de l'actionneur. Il est toutefois possible d'effectuer un lissage de courbe de ce signal et retrouver une fonction sinusoïdale passant le mieux par les valeurs de force obtenues expérimentalement. Comme l'explique Morrell [44], la fidélité d'un actionneur est grande lorsque la courbe sinusoïdale lissée se rapproche très bien des mesures de forces réelles. Morrell montre dans ces travaux comment quantifier ce niveau de fidélité.

Il souligne également que la propriété de fidélité d'un actionneur est trop souvent négligée dans la conception de systèmes robotiques. Cette propriété peut être particulièrement importante pour la réalisation de tâches robotiques demandant une grande précision dans la production de force, comme c'est le cas, par exemple, dans le domaine de la robotique haptique.

**Espace de contrôle de force d'un actionneur.** Morrell propose la notion *d'espace de contrôle de force* pour quantifier les limitations en amplitude et en fréquence que possède un actionneur quant à sa capacité de produire une force en deçà d'un certain niveau d'erreur de distorsion. Par exemple, la figure 2.5 montre l'espace de contrôle de force d'un actionneur générique. Si le point d'opération de ce dernier reste à l'intérieur de cet espace de contrôle, la force produite par l'actionneur possède une erreur inférieure ou égale à, par exemple, 10%.

**Espace de contrôle d'impédance d'un système d'actionneur.** Morrell mention-

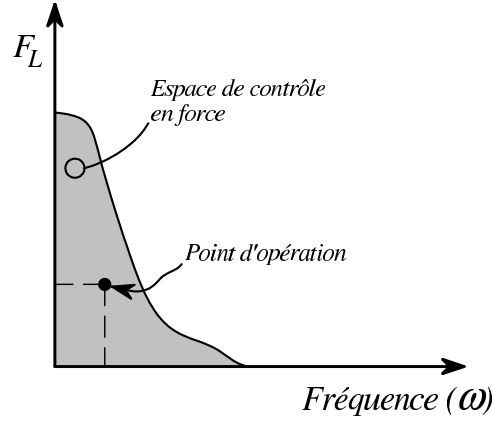


Figure 2.5: Exemple d'espace de contrôle en force d'un actionneur

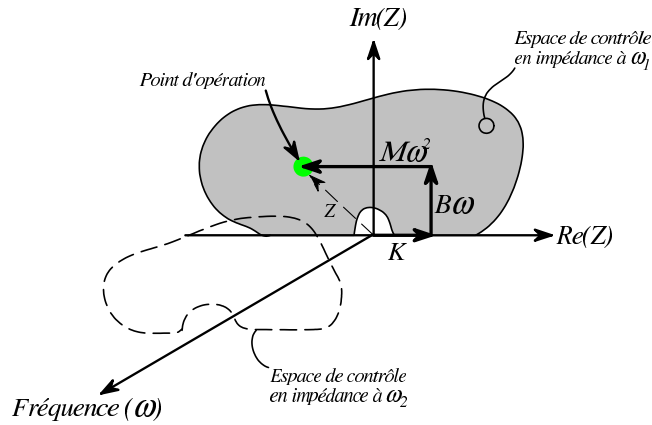


Figure 2.6: Exemple d'espace de contrôle en impédance d'un système actionneur

ne également qu'une des principales raisons justifiant le développement d'actionneur contrôlable en force et donc possédant un espace étendu de contrôle de force (extended controllable force space) est de faire éventuellement usage de techniques de contrôle plus avancées tel que le contrôle actif de l'impédance de l'actionneur. Pratt et Williamson [48, 58] ont ainsi illustré la capacité de modifier l'impédance d'un système d'actionneur au moyen de l'espace de contrôle d'impédance comme illustré à la figure 2.6. Ainsi, en programmant la raideur  $K$ , l'amortissement  $B$  et l'inertie  $M$  apparentes d'un système d'actionneur au moyen d'un contrôle en impédance, on fixe le point d'opération du système dans cet espace de contrôle. Comme pour l'espace de contrôle en force, dans la mesure où ce point d'opération demeure à l'intérieur de l'espace de contrôle en impédance, l'erreur sur celle-ci reste en deçà d'un certain seuil.

L'espace de contrôle en impédance dépend de  $H_{ol}$ ,  $Z_{ol}$ , de la résolution de l'actionneur, de sa fidélité et de l'importance de ses comportements non-linéaires.



# CHAPITRE 3

## PROBLÉMATIQUE DE LOCOMOTION DES ROBOTS MOBILES

Dans la conception traditionnelle des actionneurs des plates-formes robotiques mobiles, il est possible d’observer deux paradigmes intéressants. Ces paradigmes constituent deux fondements sur lesquels il est possible de s’appuyer pour améliorer grandement les mécanismes de la plate-forme AZIMUT (et particulièrement celui des *bras tenseurs*).

### 3.1 Paradigme 1

Le premier paradigme identifié s’énonce comme suit :

**Le contrôle optimal de la locomotion d’un robot mobile requiert un contrôle précis de l’état cinématique de tous ses actionneurs.**

La méthode de contrôle d’actionneur la plus répandue est celle où l’on s’intéresse d’abord à son état cinématique (position ou vitesse). Par exemple, pour effectuer avec succès des opérations d’usinage ou de soudage, un robot manipulateur doit positionner avec précision ses articulations. Cela est rendu possible par l’usage des systèmes d’actionneurs dont l’asservissement est effectué à partir des variables d’états cinématiques. Cette approche de contrôle fonctionne bien lorsque l’environnement dans lequel opère un robot est complètement connu.

D’un point de vue physique, le déplacement d’un corps par rapport à un autre est le résultat de la présence de forces d’interaction non-équilibrées entre ceux-ci. En robotique mobile, les actionneurs ont pour rôle de créer ce déséquilibre de forces ayant pour effet d’engendrer le déplacement du robot dans son environnement ou encore de modifier sa morphologie. La figure 3.1 donne un exemple d’un robot mobile utilisant des actionneurs pour produire ces

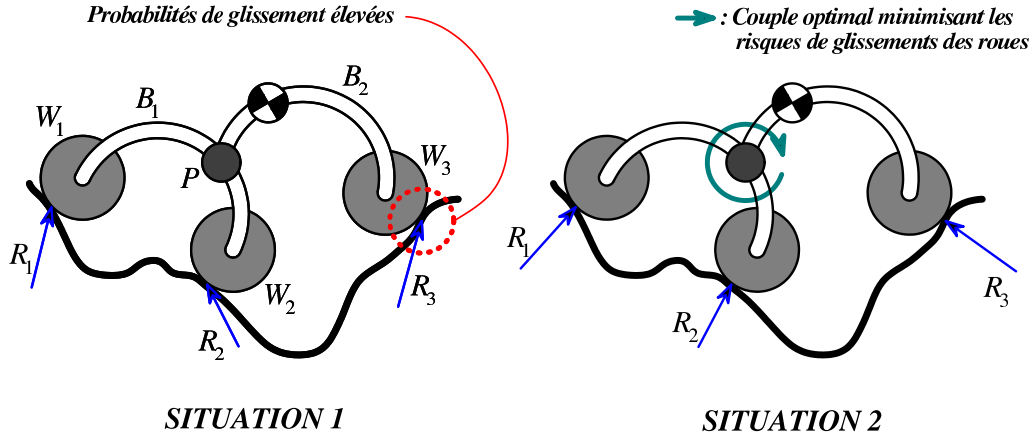


Figure 3.1: Plate-forme tri-roues. **Situation 1** : aucun couple n'est appliqué par l'actionneur entre les corps  $B_1$  et  $B_2$ . **Situation 2** : l'actionneur applique un couple entre les corps  $B_1$  et  $B_2$  qui permet l'optimisation des forces d'interaction  $R_1$ ,  $R_2$  et  $R_3$

deux effets. Il s'agit d'un robot à trois roues  $W_1$ ,  $W_2$  et  $W_3$  et deux corps  $B_1$  et  $B_2$ . Ces corps sont liés entre eux au moyen d'un pivot  $P$ . À cet endroit est disposé un actionneur rotatif qui permet de modifier la morphologie de la plate-forme en changeant soit l'angle formé entre les corps  $B_1$  et  $B_2$  ou le couple appliqué entre ceux-ci, dépendant de l'approche de contrôle (cinématique ou cinétique) utilisée. Toutes les roues sont motorisées. On remarque que le milieu dans lequel circule la plate-forme est celui d'un terrain accidenté.

### 3.1.1 Le contrôle cinématique des plates-formes robotiques : une approche de contrôle ayant ses limites pratiques

La prochaine réflexion portant sur le contrôle cinématique et cinétique d'actionneur s'appuie sur les travaux effectués par Lauria [37] au sujet de l'optimisation de la locomotion des plates-formes robotiques.

Fondamentalement, en ce qui concerne une plate-forme robotique, il n'y a pas de problème à ce que les actionneurs créant les déséquilibres de forces (qui engendrent le mouvement) soient contrôlés à partir de leur état cinématique. Il suffit que les deux hypothèses suivantes soient respectées :

- 1) le réseau de capteurs de la plate-forme est à ce point performant qu'il permet de décrire exactement l'environnement dans lequel évolue la plate-forme ;
- 2) les propriétés mécaniques des assemblages de composantes formant la structure du robot (corps, réducteurs, roues, pneus, etc.) sont connues parfaitement.

Si ces deux hypothèses sont vérifiées, il est théoriquement possible de pré-programmer la cinématique des actionneurs de la plate-forme pour que ceux-ci produisent une distribution des forces d'interaction roue / sol optimale en changeant la morphologie de la plate-forme.

La figure 3.1 illustre en quoi il est possible d'optimiser cette distribution de force. Dans la situation 1, aucun couple n'est appliqué entre les corps  $B_1$  et  $B_2$  par l'actionneur disposé au pivot  $P$ . À chaque point de contact roue / sol est présente une force d'interaction  $R_i$ . On remarque dans ce cas particulier que l'amplitude de la composante normale de la force  $R_3$  est faible alors que celle de la composante tangentielle est relativement élevée. Il s'agit là d'une situation où la roue  $W_3$  a de fortes probabilités de glisser. En milieu tout-terrain, ce comportement est peu souhaitable et peut être à l'origine de la perte de contrôle du robot.

Par contre, dans la situation 2, l'actionneur applique un couple entre  $B_1$  et  $B_2$ . En conséquence, la distribution des forces d'interaction  $R_i$  change. Comme l'a montré Lauria, il existe ainsi une distribution optimale de couples produits par les actionneurs de la plate-forme qui permet de maximiser les capacités de traction des roues  $W_1$ ,  $W_2$  et  $W_3$  et de minimiser les probabilités de glissement de celles-ci. Bien entendu, cette situation est beaucoup plus intéressante en terme de locomotion et augmente significativement les capacités de franchissement du robot.

Cela dit, en pratique, il est très difficile de respecter les deux hypothèses mentionnées plus haut. En effet, les plates-formes robotiques possèdent en général un réseau de capteurs ne permettant pas de décrire l'environnement avec grande précision. De plus, il est parfois difficile d'obtenir des modèles décrivant exactement les propriétés mécaniques (raideur, amortissement, etc.) des assemblages des composantes mécaniques dont elles sont constituées.

Ainsi, il existe souvent un décalage entre la situation cinématique réelle d'une plate-forme (présence d'obstacle non détectés, flexion des éléments de structure, etc.) et celle perçue

par son réseau de capteurs. Par ailleurs, les commandes envoyées aux actionneurs tiennent compte, bien entendu, uniquement des informations retournées par ces capteurs ; du moins, c'est le cas lorsque la plate-forme fonctionne de manière autonome.

Il en résulte qu'il est très difficile de contrôler la distribution des forces d'interaction  $R_i$  puisque pour ce faire, l'information utilisée (cinématique de la plate-forme dans son environnement, ce dernier perçu par un réseau de capteurs externes) est erronée et incomplète. Si ces forces d'interaction ne sont pas contrôlées, la locomotion de la plate-forme ne peut l'être non plus.

### 3.1.2 Une solution : le contrôle cinétique des plates-formes

Par ailleurs, la situation est toute différente lorsqu'on contrôle la cinétique d'une plate-forme, et donc celle de ses actionneurs. En effet, pour le concept du tri-roues montré à la figure 3.1, supposons que l'on contrôle le couple  $C_{P,r\acute{e}el}$  présent entre les corps  $B_1$  et  $B_2$  plutôt que l'angle formé par ces deux corps comme c'est le cas pour l'approche de contrôle cinématique. En ce qui concerne le système d'actionneur de la plate-forme, cela revient à dire que l'on désire respecter la condition  $C_{P,r\acute{e}el} = C_{P,consigne}$ .

Lorsque la plate-forme se déplace dans l'environnement, même si elle percute des obstacles non détectés, l'objectif de contrôle du système d'actionneur demeure le même : maintenir la condition  $C_{P,r\acute{e}el} = C_{P,consigne}$ . Lors d'un impact, la distribution des forces d'interaction  $R_i$  change momentanément tout comme la valeur du couple  $C_{P,r\acute{e}el}$ . Pour rétablir  $C_{P,r\acute{e}el}$  à sa valeur consigne, le système d'actionneur modifie automatiquement la morphologie de la plate-forme et fait en sorte de retrouver une distribution des forces  $R_i$  optimale.

Le couple  $C_{P,consigne}$  que doit suivre le système d'actionneur évolue avec le déplacement de la plate-forme. Il peut être évalué en connaissant l'orientation spatiale relative de  $B_1$ ,  $B_2$ , la position relative de leur centre de masse, ainsi que la position des points de contact entre les roues  $W_1$ ,  $W_2$  et  $W_3$  et le sol. Déterminer  $C_{P,consigne}$  qui maximise les capacités de locomotion de la plate-forme nécessite d'abord l'élaboration d'une stratégie de franchissement d'obstacles. Il est de l'avis de l'auteur que celle-ci dépend à la fois de l'architecture même



de la plate-forme robotique (membres, méthode de locomotion, nombre de degrés de liberté motorisés, etc.) ainsi que du type de tâche qu'elle doit réaliser. Il s'agit là d'une problématique qui dépasse largement le cadre du présent travail.

Le sol sur lequel la plate-forme évolue joue donc un rôle de première importance bien qu'il ne soit pas nécessaire d'en connaître le profil géométrique exact : la cinétique de la plate-forme (et donc les forces d'interaction  $R_i$ ) est évaluée à partir d'information provenant de capteurs proprioceptifs (capteur de couple et capteur de position internes au système d'actionneur). Il n'est plus requis de disposer de réseaux de capteurs extéroceptifs très performants comme cela est requis dans le cas de l'approche de contrôle cinématique.

Contrôler l'état cinétique d'une plate-forme, et donc l'état cinétique de ses actionneurs, plutôt que son état cinématique est une approche très avantageuse qui colle beaucoup plus à la réalité concrète des plates-formes robotiques. Sa mise en œuvre est rendue possible par l'usage d'actionneurs dont on peut contrôler l'état cinétique avec précision. Il est donc pertinent de s'attarder aux technologies d'actionneurs le permettant.

Ainsi, en ce qui concerne la conception de mécanisme de robot mobile tel que celui des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>, il existe un besoin que l'on peut énoncer ainsi :

Un robot mobile œuvrant dans un environnement déstructuré (i.e. tout-terrain) et parsemé d'obstacles doit posséder des actionneurs contrôlables en force plutôt qu'uniquement en position afin d'améliorer ses capacités de franchissement.

## 3.2 Paradigme 2

Le deuxième paradigme identifié s'énonce comme suit :

**Le contrôle optimal de la locomotion d'un robot mobile requiert que ses actionneurs possèdent une grande raideur.**

On peut identifier un paradigme dans la façon traditionnelle de concevoir les mécanismes des robots mobiles qui découle directement du fait de l'usage d'actionneurs dont on contrôle a

priori le fonctionnement cinématique. Ainsi, lorsqu'on conçoit des mécanismes dont on désire contrôler précisément la position, ceux-ci doivent posséder une grande raideur. En effet, à première vue, il semble illogique que les éléments structurels (poutres, pivots, réducteurs, etc.) d'un bras manipulateur robotique par exemple démontrent une grande flexibilité alors que beaucoup d'efforts sont investis pour contrôler précisément le fonctionnement cinématique de ses actionneurs. Ainsi, c'est la combinaison d'éléments structurels raides et d'actionneurs exécutant des mouvements précis qui rendent un robot manipulateur apte à réaliser des mouvements de grande précision. Dans cet ordre d'idée, les actionneurs doivent donc agir comme des sources de vitesses pures. Les forces externes qui leur sont appliquées ne doivent pas avoir d'impact sur leur état cinématique.

La robotique mobile est un champ d'expertise dont les approches de conception proviennent, entre autres, de la robotique industrielle. Ainsi, la plupart des robots mobiles ont traditionnellement les mêmes caractéristiques mécaniques que ceux employés en industrie : ils possèdent souvent des mécanismes ayant une grande raideur et se déformant peu sous un effort.

Malheureusement, cette approche de conception comporte de sérieux désavantages lorsqu'on l'utilise en robotique mobile, du moins en ce qui concerne les robots voués à se déplacer en milieu tout-terrain. D'ailleurs, c'est précisément une problématique de conception qui a été observée pour la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub>. La figure 3.2 illustre une situation de locomotion où les mécanismes actionnant les *bras tenseurs* risquent de subir d'importants dommages étant donné leur propriété de grande raideur. Dans cette situation, l'opérateur fait déplacer la plate-forme en lui faisant adopter une configuration géométrique où son centre de masse est surélevé ; il s'agit là d'un mouvement 3D que la plate-forme peut réaliser. Alors que la plate-forme avance à vive allure, un obstacle indétecté vient percuter l'extrémité de la chenille avant. Puisque la plate-forme possède une inertie importante, il en résulte que de grandes forces de réaction se développent à l'intérieur du mécanisme des *bras tenseurs* au moment de l'impact et qui peuvent venir endommager les réducteurs et autres organes sensibles. On peut imaginer un scénario analogue à cette situation : celui d'une voiture, par exemple, qui ne posséderait pas de suspension et qu'en plus, ses pneus seraient remplacés par des gents

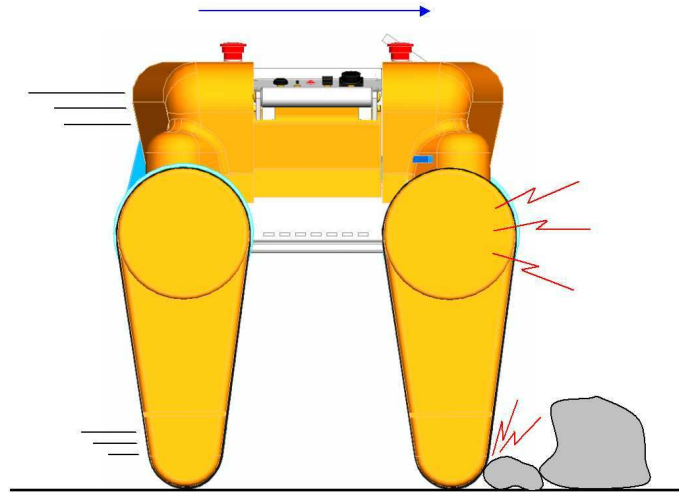


Figure 3.2: Exemple d’une situation d’utilisation de la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub> présentant un risque d’endommagement du mécanisme des *bras tenseurs* dû à sa propriété de trop grande raideur

d’acier très rigides. Vouloir franchir un obstacle à vive allure avec un tel engin endommagerait nécessairement la structure du véhicule.

Une telle situation de trop grande rigidité des mécanismes a rapidement été identifiée dans l’usage de la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub>. Elle met en évidence un deuxième besoin important en ce qui concerne la conception du mécanisme actionnant les *bras tenseurs* :

Un robot mobile œuvrant dans un environnement déstructuré et parsemé d’obstacles doit posséder des actionneurs tolérants aux sollicitations extérieures imprévisibles, parfois de grande amplitude.

En d’autres termes, dans le mécanisme des *bras tenseurs*, il doit exister des composantes prévues expressément pour absorber l’énergie provenant des impacts entre le robot et son environnement. Le mécanisme des *bras tenseurs* doit être intrinsèquement sécuritaire étant donné la nature de l’application robotique, c’est-à-dire celle d’une plate-forme se déplaçant dans un environnement partiellement connu.



# CHAPITRE 4

## PLATES-FORMES ROBOTIQUES MOBILES

À ce jour, plusieurs concepts de plates-formes robotiques mobiles ont été imaginés. Certains de ces concepts intègrent des mécanismes de suspension leur permettant de modifier les forces d'interaction entre le robot et son environnement dans le but d'accroître leurs capacités de franchissement d'obstacles.

L'objectif de ce chapitre est d'évaluer qualitativement les performances des mécanismes de suspension de quatre plates-formes robotiques jugées intéressantes, et cela en s'inspirant de deux critères d'analyse posés aux chapitres précédents :

- 1) leur capacité à contrôler avec précision les forces d'interaction entre le robot et son environnement ;
- 2) leur compliance mécanique intrinsèque (indépendante de leur système de contrôle).

### 4.1 Catégories de robots mobiles

Avant de poursuivre l'analyse, il convient de préciser à quelle catégorie de robots mobiles on propose de s'attarder. D'abord, on peut distinguer deux catégories de robots mobiles ayant une morphologie variable (i.e. dont la forme peut être modifiée pour augmenter ses capacités de locomotion) : les robots roulants et les robots marcheurs. La figure 4.1 montre une plate-forme robotique roulante [2] n'ayant pas une morphologie variable et dont les capacités de franchissement sont nécessairement limitées.

Pour qu'ils puissent avoir une morphologie variable, les robots mobiles roulants doivent posséder des mécanismes de suspension. Tel que proposé par Lauria [37], on distingue deux classes de mécanisme de suspension :

**Mécanismes à suspension passive.** Ces mécanismes s'adaptent automatiquement aux irrégularités d'un terrain sans l'intervention d'un système de contrôle. La plate-forme SHRIMP [21, 1, 28], montrée à la figure 4.2, possède un mécanisme de suspension de cette catégorie.

**Mécanismes à suspension active.** Ces mécanismes se basent sur la perception du relief du terrain afin de pouvoir contrôler la traction et la stabilité du véhicule. Cela est rendu possible par l'usage de moteurs qui agissent sur la structure du robot et modifient sa morphologie en conséquence. La perception du relief du terrain peut s'effectuer soit par mesure de distance ou par mesure des forces d'interaction présentes entre la plate-forme et son environnement.

On entend par « suspension active » le fait que la morphologie de la plate-forme peut être modifiée par des actionneurs intégrés à la structure de la plate-forme, en appliquant des forces ou des couples entre les différents éléments de cette structure.

Par ailleurs, les robots marcheurs ont nécessairement une morphologie variable (mécanismes à pattes) et donc des mécanismes de suspension active la plupart du temps.

Pour la présente analyse, on propose d'étudier seulement les robots roulants à suspension active, les robots marcheurs ayant un mode de locomotion que l'on juge trop éloigné de celui de la plate-forme AZIMUT.

## 4.2 Robots mobiles roulants à suspension active et passive

Comme le précise Lauria dans sa thèse, les mécanismes à suspension passive ont atteint un certain niveau de maturité dans le domaine de la robotique. D'ailleurs, on en fait déjà usage dans les robots d'exploration planétaire. Ce type de mécanisme présente néanmoins des limites en matière de franchissement d'obstacles, limites largement dépassées par les mécanismes à suspension active. On présente donc quatre plates-formes robotiques intégrant des mécanismes de suspension active jugées dignes d'intérêt pour l'analyse ici entamée.



Figure 4.1: La plate-forme robotique PIONEER - Concept de plate-forme à morphologie inchangeable



Figure 4.2: La plate-forme robotique SHRIMP - Concept de plate-forme possédant un mécanisme de suspension passive



Figure 4.3: La plate-forme robotique HYLOS

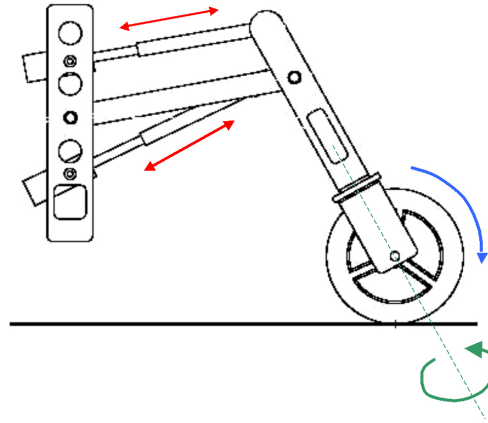


Figure 4.4: Mécanisme de suspension active de la plate-forme HYLOS

#### 4.2.1 Les plates-formes HYLOS<sub>1</sub> et HYLOS<sub>2</sub>

La plate-forme HYLOS<sub>1</sub> [15] a initialement été développée au Laboratoire de Robotique de Paris. Cette plate-forme, montrée à la figure 4.3, a une structure hybride de pattes-roues et possède 16 degrés de liberté (DDL), soit quatre DDL par patte. Le mécanisme de suspension active de chaque patte possède deux DDL contrôlés par des vérins électriques non-réversibles. La figure 4.4 montre le mécanisme d'une patte-roue. La plate-forme est équipée de deux inclinomètres mesurant ses angles de tangage et de roulis.

Le projet R2M [20] prévoit poursuivre le développement d'une deuxième version de la plate-forme (HYLOS<sub>2</sub>) dans l'optique de démontrer ses capacités de franchissement d'obstacles évolués. Dans le cadre de ce projet, il est prévu que le concept de la plate-forme soit amélioré



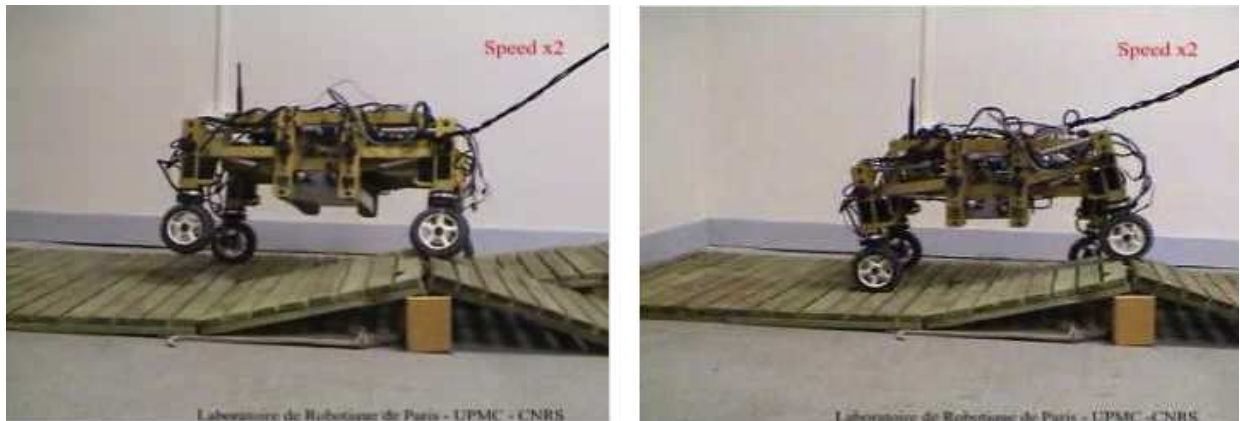


Figure 4.5: Fonctionnement de la plate-forme HYLOS<sub>1</sub> en terrain accidenté - à gauche : sans contrôle actif de la suspension , à droite : avec contrôle actif de la suspension

en remplaçant notamment les vérins électriques non-réversibles cités plus haut par des moteurs à entraînement direct. De plus, des capteurs de force trois axes seront disposés sur chaque patte afin de mesurer les forces d'interaction entre les roues et le sol.

Les expérimentations effectuées jusqu'à ce jour sur la plate-forme HYLOS illustrent bien en quoi une plate-forme robotique ayant une suspension active a des capacités de locomotion nettement supérieures aux autres types de plates-formes. En effet, Grand [31] a démontré que la marge de stabilité et la gradabilité (deux critères d'évaluation des performances de plates-formes robotiques tout-terrain) sont accrues grâce à l'usage de suspension active. C'est d'ailleurs ce que l'on constate à la figure 4.5 où la plate-forme évolue sur un terrain accidenté. Sur la figure gauche, on voit la plate-forme franchir les obstacles du terrain sans qu'il y ait de contrôle actif de la suspension (vérins électriques bloqués). Il en résulte une situation d'instabilité où la roue avant gauche ne touche plus au sol. Par contre, lorsqu'on fait usage d'un contrôle actif de la suspension, la situation est toute différente comme on peut l'observer sur la figure de droite : la plate-forme change sa morphologie pour s'adapter au profil du terrain.

Les premiers algorithmes implantés pour contrôler la plate-forme HYLOS étaient basés uniquement sur la cinématique de la plate-forme (Grand [30]). Grand mentionne que cette approche de contrôle peut être améliorée par la connaissance des forces d'interaction roue / sol ce qui justifie l'ajout de capteurs de force sur la plate-forme HYLOS<sub>2</sub>.

D'autre part, les créateurs de la plate-forme HYLOS<sub>2</sub> prévoient implanter une nouvelle approche de commande de la plate-forme par contrôle d'impédance des pattes-roues. Bien que cela ne soit pas mentionné dans la littérature, on peut s'imaginer que l'usage de moteur à entraînement direct (ayant une basse impédance mécanique de sortie) facilite l'usage d'une telle approche de contrôle.

Ainsi, en ce qui concerne les plates-formes HYLOS<sub>1</sub> et HYLOS<sub>2</sub>, la mesure des forces d'interaction roue / sol ainsi que l'usage d'actionneurs possédant une compliance accrue (moteur à entraînement direct) semblent contribuer à l'augmentation des performances de locomotion de la plate-forme.

Il est intéressant de constater que les objectifs de démonstration de franchissement d'obstacles de la plate-forme HYLOS<sub>2</sub> se rapprochent beaucoup de ceux du projet AZIMUT<sub>2</sub>. Les méthodes d'analyse pour quantifier les performances de cette plate-forme (marge de stabilité, grandabilité) [45] pourront être appliquées au cas de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

### 4.2.2 La plate-forme SSR

La plate-forme Sample Return Rover (SRR) [52, 36] a été développée au *Jet Propulsion Laboratory* de la *California Institute of Technology*. Comme son nom l'indique, cette plate-forme a pour fonction de recueillir, de manière autonome, des échantillons de sol de planètes à explorer telle que Mars. Bien entendu, il s'agit d'un environnement considéré comme tout-terrain.

Comme montré à la figure 4.6, la plate-forme SRR est dotée de quatre pattes-roues articulées semblables à celles de la plate-forme HYLOS. Chacune possède trois DDL soit la propulsion et la rotation de la roue ainsi que la rotation de chaque bras.

Ainsi, cette plate-forme possède elle aussi des capacités de franchissement qui reposent sur le principe de la modification de sa morphologie grâce à l'usage de bras articulés. Le mécanisme de suspension de la plate-forme est à la fois passif et actif. En effet, ce mécanisme est actif en ce sens qu'il est possible modifier l'angle de rotation des bras articulés au moyen d'actionneurs contrôlés à partir de leur cinématique. Les bras articulés sont regroupés par

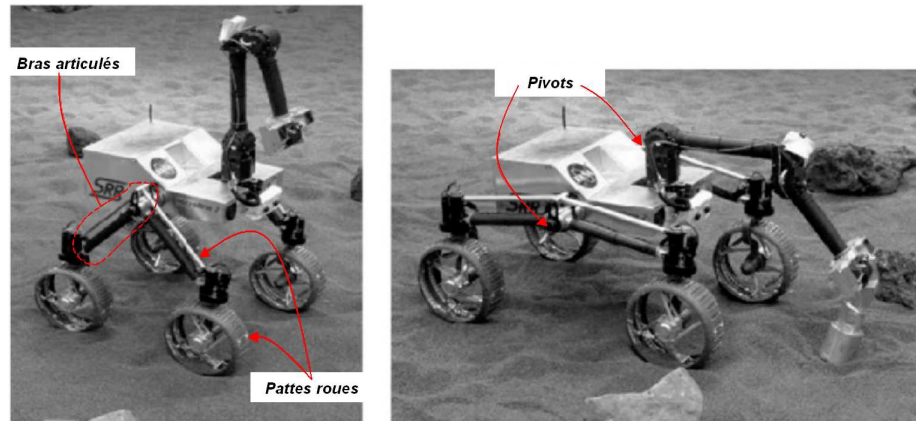


Figure 4.6: La plate-forme robotique SRR

paires. Les extrémités des bras de chaque paire se joignent à un pivot. Ce dernier est fixé sur les parois latérales du corps de la plate-forme. Un différentiel monté à l'intérieur du corps de la plate-forme relie la rotation de ces pivots. L'angle de rotation du corps de la plate-forme est maintenu passivement à une valeur moyenne entre l'angle de ces deux pivots grâce au différentiel. Ce mécanisme garanti que les quatre roues de la plate-forme touchent au sol en tout temps.

La figure 4.7 montre une situation où la plate-forme adopte deux configurations très différentes en vue de franchir un même obstacle, ici une dénivellation du sol. Bien entendu, la configuration de droite est beaucoup plus stable. Cependant, comme on le spécifie dans la littérature [36], aucun système de mesure n'est utilisé pour déterminer les forces d'interaction roue / sol comme cela est prévu, par exemple, pour le plate-forme HYLOS<sub>2</sub>. Les concepteurs de la plate-forme ont jugé qu'il était trop coûteux et complexe d'installer un capteur de force multi-axes sur chaque patte. Le poids a aussi été un critère déterminant dans ce choix de conception. La stabilité de la plate-forme repose uniquement sur un modèle de contrôle basé sur les angles de roulis et de tangage de la plate-forme et sur l'odométrie des roues. Ce modèle permet d'obtenir une approximation des angles contact des roues avec le sol et ainsi calculer l'état cinématique idéal que devraient adopter les actionneurs des bras articulés pour optimiser la locomotion de la plate-forme.

La stratégie de contrôle de la plate-forme SRR est donc très similaire à celle utilisée pour HYLOS<sub>1</sub>. On fait l'hypothèse que l'ajout d'un système de mesure des forces d'interaction



Figure 4.7: Fonctionnement de la Plate-forme SRR. À gauche : franchissement d'un obstacle sans contrôle de la posture, à droite : avec contrôle de la posture

roue / sol pourrait donc accroître les capacités de franchissement de la plate-forme comme c'est le cas pour HYLOS<sub>2</sub>.

Par ailleurs, bien que cela ne soit pas directement mentionné dans la littérature, on suppose que les actionneurs de la plate-forme SRR possèdent peu de compliance mécanique intrinsèque. En effet, cette plate-forme est vouée à se déplacer à des vitesses maximales d'environ 6 cm/s. Il y a donc peu de chance que les mécanismes d'actionneurs aient à absorber des impacts résultant du déplacement de la plate-forme. La situation est toute différente pour ce qui est de AZIMUT<sub>2</sub> dont la vitesse maximale peut atteindre 1.5 m/s. La dynamique de la plate-forme est dans ce cas non négligeable et justifie la présence de compliance mécanique intrinsèque dans ses mécanismes d'actionneurs.

### 4.2.3 La plate-forme Hybtor

La plate-forme HYBTOR (figure 4.8) [33, 23, 22] a été développée à l'*Automation Technology Laboratory* de l'Université de Helsinki. Il s'agit d'un robot de service voué à assister l'être humain dans la réalisation de tâches extérieures. Cette plate-forme a des capacités de mobilité avancées et des mécanismes de suspension semblables à ceux du robot HYLOS. En effet, le concept comporte un système de pattes-roues permettant à la plate-forme d'avancer en marchant (tel un robot à pattes), en roulant ou en effectuant une combinaison simultanée de



Figure 4.8: La plate-forme robotique HYBTOR

ces deux mouvements. Chaque patte de la plate-forme possède trois DDL, soit deux pivots et une roue motorisée.

En terrain accidenté, la plate-forme utilise une stratégie de contrôle qui consiste à « tâter » (*rolking mode*) le terrain au moyen de ses actionneurs. En effet, le mécanisme de suspension active de la plate-forme permet de contrôler la force horizontale et la force verticale appliquées sur l'axe de chacune des roues. En temps normal ou sur un terrain plat, les actionneurs développent une force verticale constante répartissant uniformément le poids de la plate-forme. Si la vitesse de déviation horizontale d'une des pattes excède un certain seuil, le système de contrôle de la plate-forme en déduit la présence d'un obstacle. La force verticale de la patte ayant percuté cet obstacle est à ce moment diminuée, alors que la force horizontale est maintenue au même niveau. Cela permet de suivre le profil de l'obstacle tout en conservant la stabilité globale de la plate-forme.

La motorisation des pivots est assurée par des actionneurs linéaires électriques non-réversibles. La mesure de la force développée par ces actionneurs est basée sur une lecture du courant [32].

Comme pour la plate-forme SRR, on juge que la vitesse de franchissement d'obstacles de la plate-forme HYBTOR est relativement limitée. Par exemple, la plate-forme doit mettre trois minutes pour gravir un escalier de quatre marches en utilisant le mode *rolking*. On pose l'hypothèse que la plate-forme serait en mesure d'effectuer plus rapidement ce genre



Figure 4.9: La plate-forme robotique OCTOPUS

de franchissement d'obstacle si elle était munie d'un système de capteurs permettant de lire directement les forces d'interaction roue / sol plutôt que de les déduire à partir du courant circulant dans les moteurs des actionneurs.

Par ailleurs, le mécanisme de suspension possède une certaine compliance intrinsèque, celle-ci présente dans les pneus basse pression déformables de la plate-forme plutôt que dans les mécanismes d'actionneurs.

#### 4.2.4 La plate-forme Octopus

La plate-forme Octopus [37, 19] a été développée par Lauria dans le cadre de la réalisation de sa thèse à l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne. Cette plate-forme possède 15 DDL dont 14 sont motorisés. Elle est constituée de quatre bras, quatre avant-bras, un corps central et huit roues tactiles. Ces roues sont dites « tactiles » en ce sens que l'électronique sensorielle dont elle dispose permet de déterminer quelles sont les positions des points de contact des roues avec le sol. Dans la conception initiale de ces roues tactiles, il était prévu que les forces d'interaction roue / sol puissent être déduites en fonction de la mesure de la déformation des pneus aux points de contact. Ces roues tactiles ont d'ailleurs été imaginées dans le but de contrôler les forces d'interaction roue / sol.

Cependant, la mise en opération du concept de roues tactiles pour mesurer les forces d'interaction s'est avérée problématique. En effet, le manque de précision et la non répétabilité du

capteur de force intégré dans les roues tactiles ont empêché de démontrer tout le potentiel de franchissement d'obstacle de la plate-forme.

Par ailleurs, la seule compliance intrinsèque du mécanisme de suspension est celle octroyée par les pneus basse pression et le différentiel utilisé pour interconnecter les deux côtés de la plate-forme (mécanisme similaire à celui du SRR). Les actionneurs sont non-réversibles et ne possèdent pas de compliance intrinsèque.

#### 4.2.5 Conclusions sur les mécanismes de suspension de plates-formes robotiques choisies

Parmi la grande diversité de plates-formes robotiques existantes, les plates-formes HYLOS<sub>1</sub> et HYLOS<sub>2</sub>, SRR, HYBTOR et OCTOPUS ont été identifiées comme possédant des capacités de franchissement d'obstacle exceptionnelles. L'analyse qualitative des mécanismes de suspension de ces plates-formes confirme et précise deux conclusions présentées au chapitre 3 :

- 1) La connaissance des forces d'interaction présentes entre un robot et le sol sur lequel il évolue contribue à augmenter sa marge de stabilité ainsi que sa gradabilité (HYLOS<sub>2</sub>). Elle peut même s'avérer essentielle à la mise en œuvre efficace de certains concepts de suspension active (OCTOPUS).
- 2) Les plates-formes robotiques tout-terrain étudiées possèdent toutes une certaine forme de compliance intrinsèque (HYLOS<sub>2</sub>, HYBTOR, OCTOPUS) à moins que la vitesse de déplacement de celles-ci soit peu élevée de sorte que la dynamique de la plate-forme elle-même s'avère négligeable (SRR).





# CHAPITRE 5

## ACTIONNEURS ÉLASTIQUES

La plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> version 3D (i.e. avec *bras tenseur*) est une plate-forme dont tous les DDL sont actifs et motorisés par des actionneurs. Ainsi, en ce qui concerne la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme, il est requis d'exploiter des solutions d'actionneur respectant la philosophie de conception proposée aux chapitres 3 et 4, c'est-à-dire permettant le contrôle en force et possédant une compliance intrinsèque. De plus, comme posé en section 7.1.1, il est convenu que seuls les moteurs électriques sont envisageables comme source de motorisation primaire pour les mécanismes d'actionneurs à développer.

L'objectif du présent chapitre est d'abord d'expliquer sommairement les différents types d'actionneurs envisagés pour la conception du mécanisme des *bras tenseurs*. Ensuite, le principe de fonctionnement des actionneurs élastiques (AE), solution retenue pour la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>, est présenté. Enfin, une comparaison qualitative de trois types d'AE est proposée.

### 5.1 Représentation linéaire du principe de réducteur

Avant de poursuivre les explications sur les différentes solutions d'actionneurs envisageables pour le mécanisme des *bras tenseurs*, il convient d'expliquer davantage le principe de fonctionnement d'un réducteur, une composante présente dans la plupart des mécanismes de robots motorisés. Tel que mentionné en introduction, les moteurs électriques doivent être utilisés comme source de motorisation. À l'exception des moteurs à entraînement direct (voir section 5.2.3), les moteurs électriques doivent habituellement être combinés à un réducteur de vitesse. En effet, tel qu'expliqué par Williamson [58], les moteurs électriques produisent des forces (ou couples) relativement faibles et ils ont une efficacité élevée uniquement lorsqu'ils sont opérés à haut régime. Cela dit, la plupart des applications faisant usage d'actionneurs

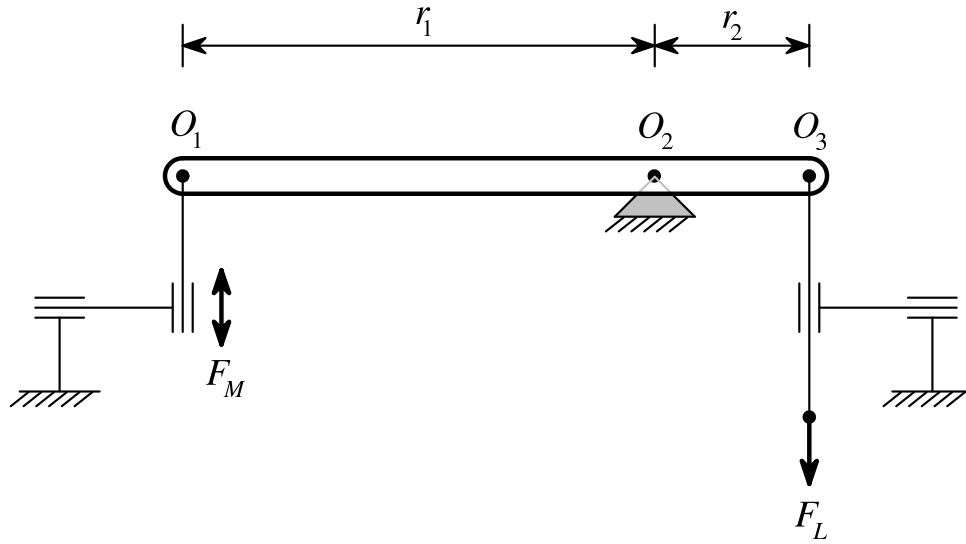


Figure 5.1: Représentation simplifiée d'un réducteur

en robotique requièrent au contraire des forces (ou couples) mécaniques élevées et ce à bas régime.

L'usage de réducteurs de vitesse solutionne cette problématique. Un réducteur est en effet un mécanisme permettant d'amener une puissance mécanique disponible à un certain régime vers un autre régime, celui-ci acceptable pour une application donnée. Dans sa forme la plus simple, un réducteur peut être représenté par un bras levier tel qu'illustré à la figure 5.1.

Trois forces agissent sur un tel réducteur :

- 1) la force de motorisation  $F_M$  ;
- 2) la charge appliquée  $F_L$  ;
- 3) la réaction  $R$  (non montrée) au pivot  $O_2$ .

Lorsqu'il n'est pas fixé au bâti d'un actionneur de façon rigide, un réducteur est un mécanisme possédant deux DDL. Dans l'exemple du bras de levier montré à la figure 5.1, le pivot  $O_2$  est cinématiquement contraint :  $O_2$  ne peut effectuer de translation par rapport au sol. Le réducteur possède alors un seul DDL et il est dans ce cas utilisé en *mode direct*. La contrainte cinématique appliquée à  $O_2$  vient définir la relation de vitesse s'établissant entre  $O_1$  et  $O_3$ .

Du point de vue cinétique, la force  $F_M$  est amplifiée suivant les dimensions de  $r_1$  et  $r_2$ .

D’autres modes d’utilisation du réducteur sont possibles dont le *mode différentiel* où la contrainte cinématique imposée au pivot  $O_2$  est éliminée. Le réducteur possède alors deux DDL. Les sections 5.5 et 5.6 donnent des exemples d’utilisation du réducteur en mode différentiel.

## 5.2 Solutions d’actionneur

### 5.2.1 Actionneur à moteur - réducteur conventionnel

Tel qu’expliqué ci-haut, une des méthodes les plus utilisées pour actionner les mécanismes de robot consiste à combiner l’usage d’un moteur électrique à celui d’un réducteur. Cette méthode s’avère efficace lorsqu’on désire contrôler l’état cinématique de l’actionneur.

Par ailleurs, dans le contexte où l’on désire contrôler l’état cinétique d’un tel actionneur, il est possible d’obtenir une approximation du couple présent à l’arbre de sortie en mesurant le courant circulant dans le bobinage du moteur.

Une telle approche comporte néanmoins de sérieuses limitations quant à la résolution du couple mesuré. En effet, un réducteur est une composante qui introduit plusieurs non-linéarités et pertes par frottement dans un mécanisme d’actionneur (voir section 6.2.1). Il en résulte que le couple présent à l’arbre de sortie du réducteur n’est pas reflété avec fidélité par le courant circulant dans le bobinage du moteur électrique de l’actionneur. De plus, ce type d’actionneur possède une impédance mécanique en boucle ouverte élevée et qui croît rapidement avec le taux de démultiplication du réducteur. Ainsi, l’usage d’un simple moteur - réducteur conventionnel n’est pas approprié pour la conception du mécanisme des *bras tenseurs*.

### 5.2.2 La méthode JTCA

La méthode *Joint Torque Controlled Actuation* (JTCA) a initialement été proposée par Wu [59] puis développée entre autres par Khatib [57]. La méthode JTCA repose sur l’usage

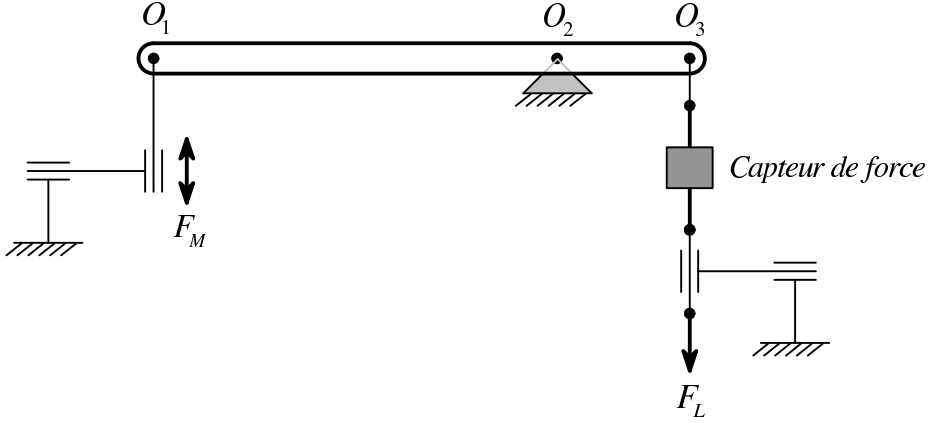


Figure 5.2: Méthode JTCA basée sur le principe d'un bras de levier

d'un combiné moteur - réducteur conventionnel auquel est annexé un capteur mesurant directement le couple développé à la sortie de l'actionneur. La figure 5.2 illustre ce principe de fonctionnement. Cette méthode a d'abord été développée dans le but d'éliminer les effets non-linéaires et de friction introduits par le réducteur.

Comme l'explique Khatib [60], les premières mises en œuvre de cette méthode ont démontré qu'il est possible, grâce à l'usage d'un contrôleur approprié, de réduire substantiellement l'impédance mécanique de sortie apparente d'un tel système d'actionneur. On souligne ici qu'il s'agit d'un *système d'actionneur* puisque l'impédance mécanique de sortie de l'actionneur dépend entièrement de l'usage d'un contrôleur et non d'une propriété intrinsèque de compliance accrue. En d'autres termes, sans l'usage d'un contrôleur approprié, l'impédance mécanique de sortie est tout aussi élevée que celle d'un actionneur à moteur - réducteur conventionnel (voir section 5.2.1).

Ainsi, bien que la méthode JTCA permette la réalisation d'un contrôle performant de la cinétique d'un actionneur, cette méthode ne lui octroie pas une compliance intrinsèque élevée. Il s'agit donc d'une approche où l'actionneur demeure intrinsèquement rigide et donc potentiellement non sécuritaire pour l'application des *bras tenseurs* de AZIMUT<sub>2</sub>.

### 5.2.3 Moteur à entraînement direct

Dans certains cas d'application robotique, il est possible d'éliminer complètement l'usage d'un réducteur et ainsi connecter la charge à entraîner directement au rotor du moteur. Les premières mise en œuvre d'un tel principe ont touché la conception de bras manipulateurs à bases fixes [24].

L'usage de moteur à entraînement direct procure l'avantage de simplifier grandement la mesure du couple développé par l'actionneur : le courant circulant dans le bobinage est directement en lien avec le couple développé par l'actionneur.

Cela dit, la densité de couple des moteurs à entraînement direct demeure relativement faible si on la compare à celle des actionneurs faisant l'usage de réducteur. Cette densité de couple se limite en général à environ  $6 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{kg}$  [34] comparée à plusieurs dizaines de  $\text{N}\cdot\text{m}/\text{kg}$  lorsqu'on fait usage d'un combiné moteur - réducteur. Ainsi, étant donné que l'application visée de l'actionneur à développer touche la robotique mobile, certaines contraintes de poids doivent être respectées. Bien que les moteurs à entraînement direct présentent des caractéristiques d'impédance mécanique de sortie intéressantes, il n'est pas envisageable d'utiliser cette approche de motorisation au détriment du poids et du volume du mécanisme des *bras tenseurs*.

## 5.3 Les actionneurs élastiques

Il existe une autre catégorie d'actionneurs contrôlables en force que l'on propose de regrouper sous l'appellation d'*Actionneur Élastique* (AE). Ces actionneurs ont une caractéristique commune : un élément flexible est introduit dans leur mécanisme afin d'accroître de manière prévisible leur compliance intrinsèque. Lorsqu'une force se développe entre la sortie de l'actionneur et son environnement, l'élément flexible subit une déformation réversible. L'amplitude de cette déformation (par exemple compression et extension d'un ressort linéaire) est une mesure directe de la force produite par l'actionneur. Cette propriété de grande flexibilité des AE les différencie nettement de ceux présentés aux sections 5.2.1 et 5.2.2 dont les mécanismes possèdent peu de compliance intrinsèque.

L'objectif des prochaines sections est d'expliquer le principe de fonctionnement de deux types d'AE existants, les actionneurs de type *Sériel Élastique* (ASE) [58, 51] et de type *Force Sensor and Compliant Actuator* (FSCA) [27] ainsi qu'un nouvel AE proposé par l'auteur, un actionneur de type *Différentiel Élastique* (ADE).

## 5.4 Les actionneurs sériel élastiques (ASE)

### 5.4.1 Description physique

Avant la venue des AE, quelques applications de robotique faisaient déjà un usage avantageux de la compliance. Robinson et Williamson ont d'ailleurs fait une synthèse des projets de robotique touchant le sujet. Ces projets concernent, par exemple, les bras robotisés industriels contrôlés en force ayant des embouts (*end-effector*) recouverts de matériaux flexibles. La présence de ces matériaux compliant contribue à minimiser l'amplitude de l'impact résultant d'un contact entre le robot et son environnement. Certains manipulateurs robotisés utilisent également des têtes ayant une grande compliance facilitant l'insertion ou l'assemblage d'objets (*Remote Center Compliance*).

Cela dit, Robinson et Williamson notent qu'il s'agit d'applications où la compliance est utilisée de manière passive : il n'y a aucune prise de mesure donnant l'état de déformation réel des éléments compliant de ces robots, et conséquemment aucune information sur la cinétique en jeu.

Les AE possèdent au contraire des systèmes de mesure permettant de détecter les forces déformant les éléments flexibles des mécanismes. Les ASE font partie de cette catégorie d'actionneur. On propose ici d'en faire une description détaillée.

Les premières applications documentées faisant usage d'ASE ont été développées au *Leg Laboratory* du MIT [17]. Les principes de base des ASE ont été établis en observant les animaux et les actionneurs dont ils disposent pour se mouvoir (muscles, tendons, ossature). On remarque en effet que ces actionneurs naturels possèdent des propriétés de flexibilité (compliance) relativement grandes si on les compare aux actionneurs habituellement fabriqués

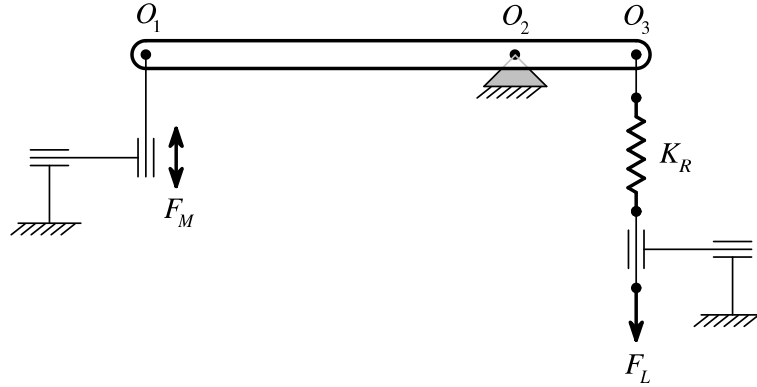


Figure 5.3: ASE basé sur le principe d'un bras de levier

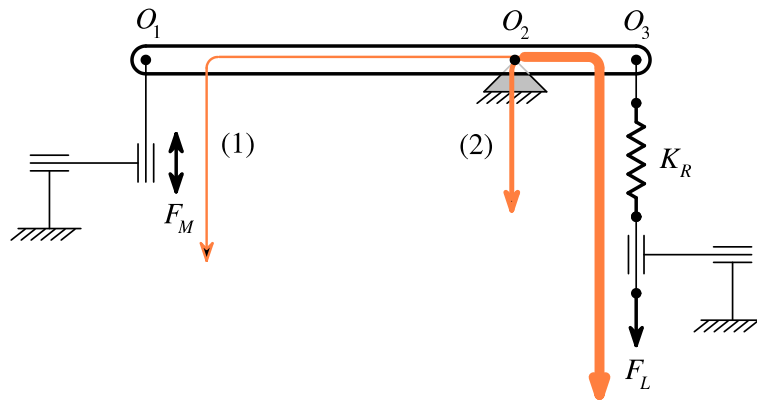


Figure 5.4: Flux de force d'un ASE

par l'humain (moteur - réducteur à haute impédance mécanique de sortie).

La figure 5.3 montre un ASE basé sur le principe du bras de levier vu précédemment. L'élément flexible est ici un ressort linéaire introduit entre la charge et le pivot  $O_3$ . On parle d'un actionneur de type ASE puisque l'élément flexible est placé directement entre la charge et la sortie de l'actionneur. Comme montré à la figure 5.4, le flux de force  $F_L$  passe complètement au travers du ressort pour ensuite se diviser et se diriger vers les pivots  $O_1$  et  $O_2$ . Le flux de force en (1) correspond à la force  $F_M$  produite par le moteur et le flux en (2), la force de réaction  $R$  entre le pivot  $O_2$  et le bâti.

### 5.4.2 Constitution d'un ASE

La figure 5.5 montre un exemple d'un ASE réel à mouvements linéaires (ASEL) développé par Robinson [51]. Un ASEL est constitué essentiellement de six composantes : un moteur

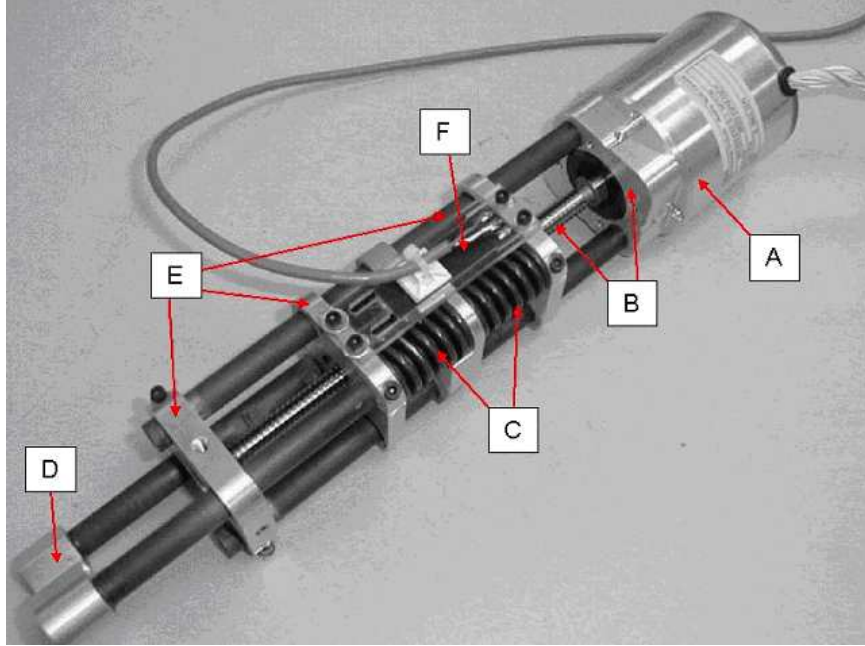


Figure 5.5: Exemple d'un ASEL réel

**A** auquel est connecté un réducteur **B**. Dans cet exemple, on suppose que ce réducteur transforme la rotation du moteur en mouvement linéaire. À la sortie de **B** est connecté l'élément flexible **C** qui est ici un ressort de compression. Enfin, la charge à mettre en mouvement est fixée à l'extrémité **D** de l'actionneur. Le mouvement linéaire de cette charge est assuré par un système de guidage **E**. Un système de mesure **F** détecte la déformation de l'élément flexible **C**.

### 5.4.3 Principe de fonctionnement d'un système d'ASE

La figure 5.6 (Robinson [51]) donne le schéma-bloc d'un système d'ASE. Ce modèle simplifié comporte deux entrées : la consigne de force  $F_D$  que l'on désire appliquer à une charge, et la position  $x_L$  de celle-ci. Comme pour tout système d'actionneur, un ASEL peut être vu en deux parties : 1) le contrôleur et 2) le système de puissance transformant le signal de commande du contrôleur en puissance mécanique. Par ailleurs, le modèle possède une sortie, soit la force réelle  $F_L$  appliquée à la charge.

Le fonctionnement d'un tel système d'actionneur est relativement simple. D'abord, la force



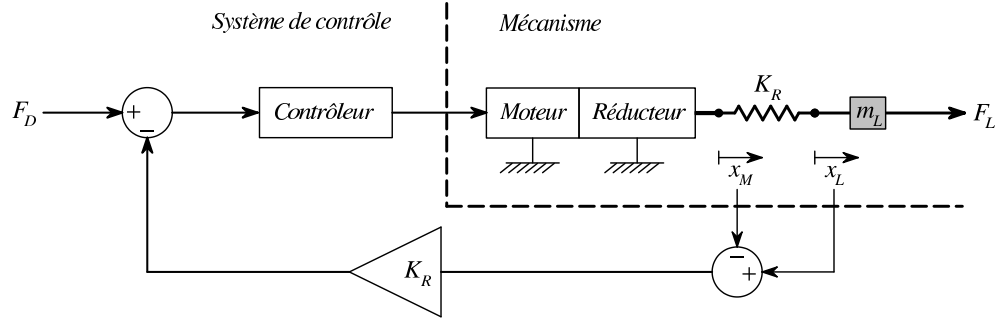


Figure 5.6: Schéma topologique d'un système d'ASE

$F_L$  est déterminée en mesurant la déformation de l'élément flexible de raideur  $K_R$ . En appliquant la loi de Hooke (ou tout autre loi liant la déformation de l'élément flexible à sa cinétique), on peut en effet calculer la force appliquée sur la charge :  $F_L = K_R(x_L - x_M)$ . En comparant  $F_L$  à la force de consigne  $F_D$ , on obtient l'erreur sur la force. Cette valeur est par la suite injectée dans un contrôleur. Le contrôleur commande un moteur - réducteur conventionnel ayant une haute impédance mécanique de sortie afin de modifier la position  $x_M$  en vue d'atteindre la condition  $F_D = F_L$ .

## 5.5 Les actionneurs de type *Force Sensor and Compliant Actuator* (FSCA)

Edsinger [27] a récemment proposé un nouveau type d'AE tel qu'illustré à la figure 5.7. Ce mécanisme est composé essentiellement des mêmes composantes qu'un ASE. La différence réside dans l'endroit où est introduit l'élément flexible. En effet, plutôt que d'être placé directement entre la charge et la sortie de l'actionneur, l'élément flexible est disposé entre le stator du moteur et l'environnement sur lequel le mécanisme « s'appuie » pour produire la force  $F_L$ . Le flux de force dans ce type d'actionneur est illustré à la figure 5.8. Le flux de force  $F_L$  provenant de la charge se divise en deux flux (1) et (2) en  $O_2$  : une partie de ce flux,  $F_M$ , circule au travers du moteur et l'autre directement vers  $O_4$ . Les deux flux se recombinent en ce point et circulent alors au travers du ressort. Toute la charge appliquée à l'actionneur contribue ainsi à faire fléchir l'élément flexible.

Ce genre de configuration procure certains avantages de conception par rapport aux ASE.

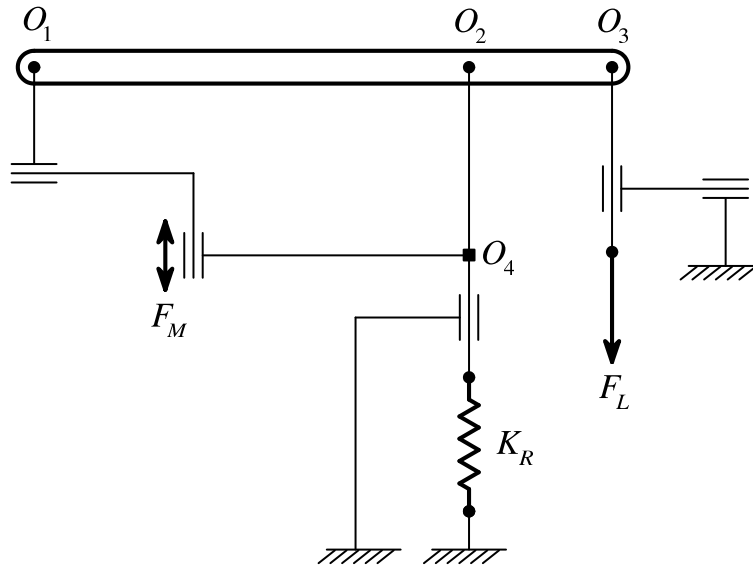


Figure 5.7: FSCA basé sur le principe d'un bras de levier

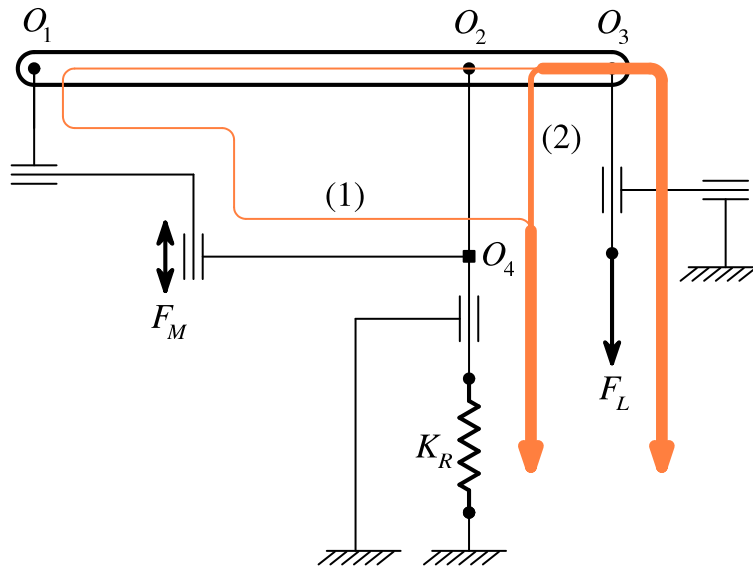


Figure 5.8: Flux de force d'un FSCA

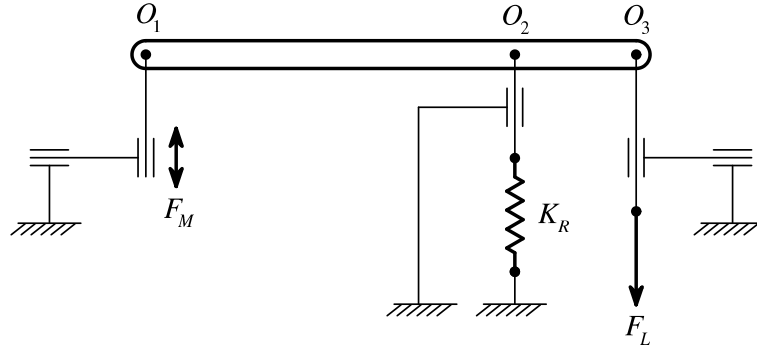


Figure 5.9: ADE basé sur le principe d'un bras de levier

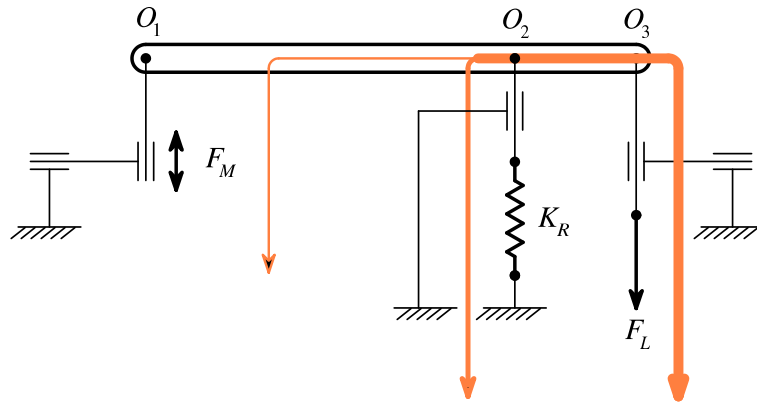


Figure 5.10: Flux de force d'un ADE

Ils sont présentés à la section 7.5.

## 5.6 Les actionneurs différentiels élastiques (ADE)

Parallèlement aux travaux effectués par Edsinger, un autre type d'AE a été développé par l'auteur de ce mémoire. Le principe de ce nouvel AE est illustré à la figure 5.9. Le ressort est disposé entre le pivot  $O_2$  et le bâti. La source de motorisation est placée de la même manière que celle d'un ASE, c'est-à-dire entre  $O_1$  et le bâti. La charge est appliquée en  $O_3$ . Le flux de force pour cet AE est montré à la figure 5.10. Ce dernier est très similaire à celui d'un ASE. Cependant, on constate que l'élément flexible est traversé uniquement par une partie du flux plutôt que sa totalité.

## 5.7 Différences et similarités entre les ASE, FSCA et ADE

Pour déterminer quelles sont les différences et similarités fondamentales entre les ASE, FSCA et ADE, on propose d'observer quelle est la force  $F_R$  circulant au travers de l'élément flexible lorsqu'une force  $F_L$  non-nulle existe entre la sortie de l'actionneur et la charge qu'il entraîne et que, simultanément, le moteur produit une force  $F_M$  également non-nulle. Pour cette analyse, on pose que  $F_L$  et  $F_M$  soient des forces statiques sans quoi il est ardu d'interpréter l'effet qu'ont les DDL internes des mécanismes sur  $F_R$ .

Ainsi, dans le cas des ASE et des FSCA, la force  $F_R$  égale en tout temps celle existant entre la sortie de l'actionneur et la charge appliquée, c'est-à-dire la force  $F_L$ . D'une part, le diagramme des corps libres (DCL) des ASE (figure 5.11) montre que :

$$\sum \overrightarrow{F_{Ext,ressort,ASE}} = \overrightarrow{F'_R} + \overrightarrow{F_L} = \overrightarrow{0} \quad (5.1)$$

mais

$$\overrightarrow{F'_R} = -\overrightarrow{F_R} \quad (5.2)$$

donc

$$F_R = F_L \quad (5.3)$$

Par ailleurs, le DCL des FSCA (figure 5.11) montre que :

$$\sum \overrightarrow{F_{Ext,FSCA}} = \overrightarrow{F_R} + \overrightarrow{F_L} = \overrightarrow{0} \quad (5.4)$$

donc

$$F_R = -F_L \quad (5.5)$$

Dans le cas des ADE, la situation est différente en ce qui concerne  $F_R$ . En effet, le DCL de la figure 5.13 montre que :

$$\sum \overrightarrow{M_{Ext/O_1, ADE}} = \vec{r}_1 \times \vec{F}_R + (\vec{r}_1 + \vec{r}_2) \times \vec{F}_L = \vec{0} \quad (5.6)$$

d'où on peut déduire

$$F_R = -\frac{r_2 + r_1}{r_1} F_L \quad (5.7)$$

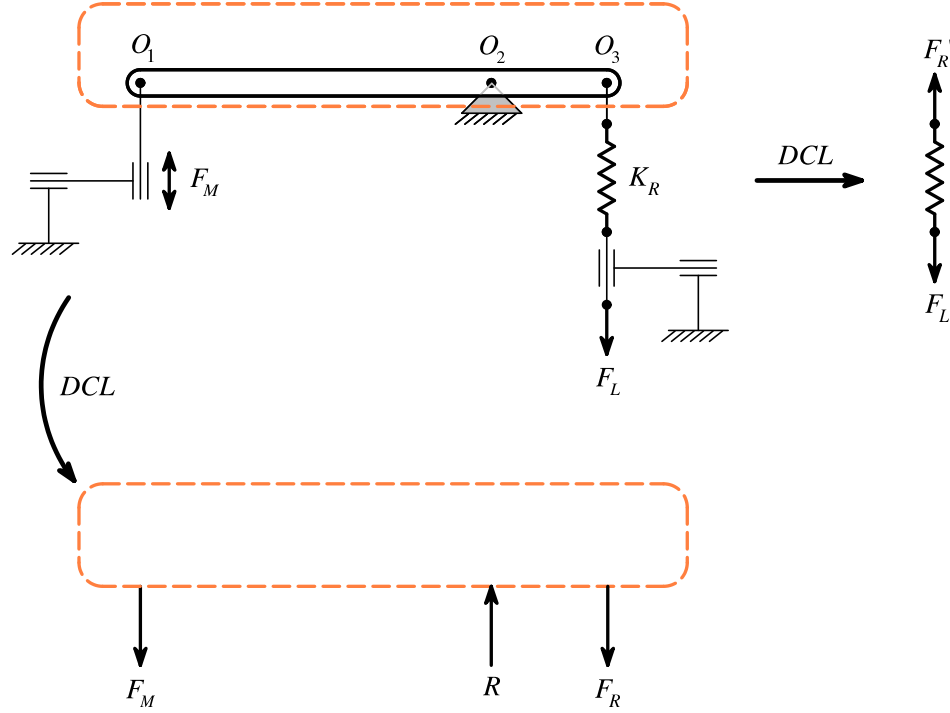


Figure 5.11: DCL d'un ASE

En pratique,  $r_1$  est beaucoup plus grand que  $r_2$  et donc  $\frac{r_2+r_1}{r_1} \approx 1$ . En effet, dans la conception d'actionneur élastique, on utilise habituellement un réducteur ayant un taux de démultiplication relativement élevé (par exemple :  $N = 50$ ). Cela veut donc dire que les forces circulant dans le ressort d'un ASE et d'ADE sont très similaires, bien que d'origines fondamentalement différentes.

Par ailleurs, contrairement aux ASE et aux ADE, on note que dans un FSCA, les deux parties de la source de motorisation sont en mouvement. En pratique, cela veut dire que le rotor et le stator du moteur électrique d'un FSCA bougent par rapport au bâti lorsque l'actionneur est opéré.

Enfin, les concepts de FSCA et d'ADE reposent tous deux sur un même principe : le réducteur est opéré en *mode différentiel* plutôt que *direct*. En effet, pour les FSCA et les ADE, les trois

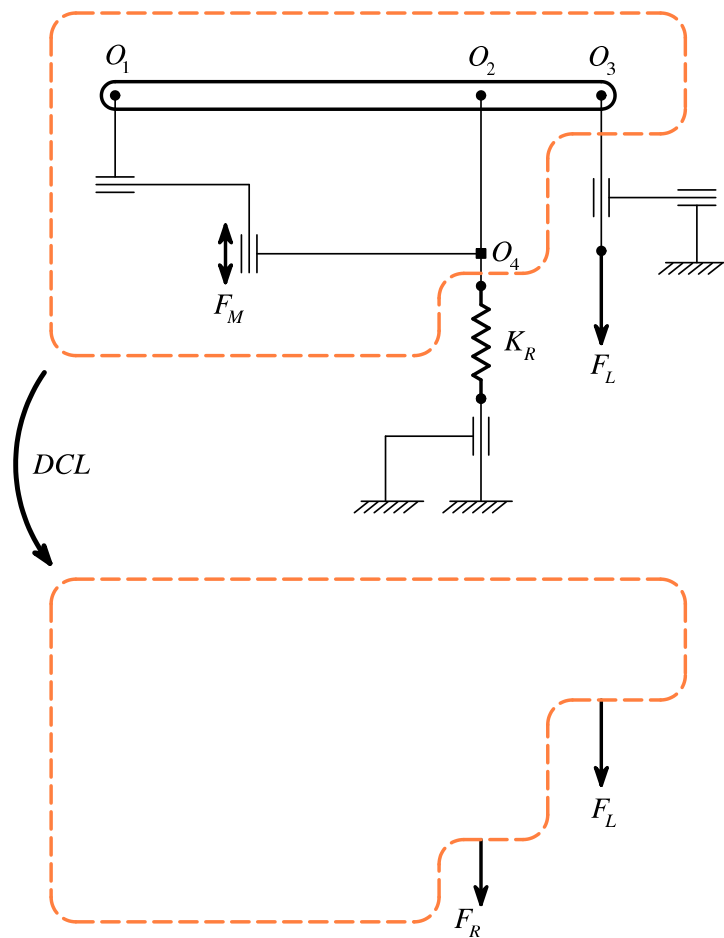


Figure 5.12: DCL d'un FSCA

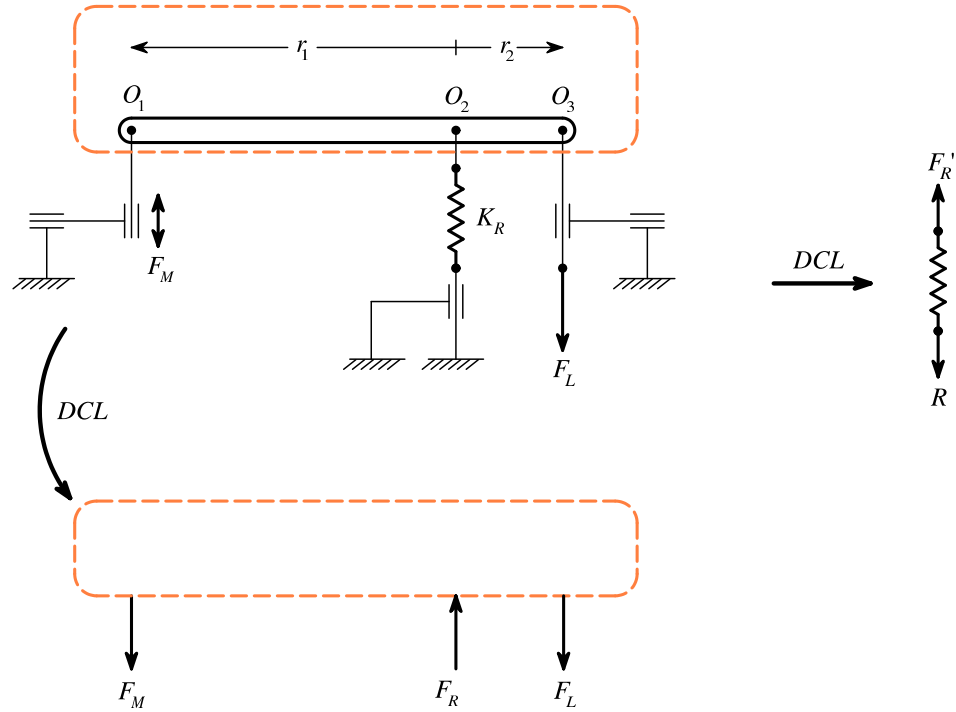


Figure 5.13: DCL d'un ADE

pivots  $O_1$ ,  $O_2$  et  $O_3$  n'ont pas de contraintes cinématiques, contrairement au cas des ASE où le pivot  $O_2$  est immobilisé.

Les différences et similarités conceptuelles entre les ASE, FSCA et ADE ont d'importantes répercussions sur la mise en œuvre réelle de tels mécanismes. Leurs avantages et inconvénients réciproques sont présentés en section 7.5.





# CHAPITRE 6

## ÉVALUATION DES PERFORMANCES D'AE

L'objectif de la présente section est de comparer les performances des ASE, FSCA et ADE en étudiant leurs fonctions de transfert de gain et d'impédance mécaniques en boucle ouverte. Cette approche d'analyse a initialement été proposée par Robinson et Williamson pour les ASE qu'ils ont développés. On propose ici d'étendre cette analyse aux FSCA et aux ADE.

### 6.1 Fonctions de transfert d'un AE en boucle ouverte

Comme expliqué à la section 5.4.3, un ASE est un système possédant deux entrées, la force motrice  $F_M$  et la position de la charge de l'actionneur  $x_L$  ainsi qu'une sortie, la force  $F_L$  appliquée entre la charge et l'actionneur.

La fonction de transfert employée par Robinson et Williamson pour lier ces entrées  $F_M$ ,  $x_L$  et sortie  $F_L$  a la forme suivante :

$$F_L = G_{ol}F_M + Z_{ol}X_L \quad (6.1)$$

Dans cette équation,  $G_{ol}$  est une fonction qui quantifie l'amplification de couple se produisant entre  $F_L$  et  $F_M$ . Quant à la fonction  $Z_{ol}$ , celle-ci donne l'impédance mécanique de sortie de l'actionneur, c'est-à-dire la force  $F_L$  se bâtissant sous l'effet d'un mouvement  $x_L$  imposé par la charge.  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  caractérisent le fonctionnement en boucle ouverte de l'actionneur et donnent donc ses caractéristiques intrinsèques.

Comme les FSCA et les ADE possèdent les mêmes entrées et sortie qu'un ASE et qu'ils sont conçus à partir des mêmes composantes agencées différemment, il s'avère intéressant de déterminer analytiquement  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  pour pouvoir comparer ces trois types d'AE.

Dépendant de leur conception mécanique, les AE peuvent produire des mouvements de rotation ou de translation. Pour cette section, les fonctions  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  sont développées pour des actionneurs à mouvements translatifs. En effet, les modèles d'actionneurs représentant ce type de mouvement peuvent plus facilement être visualisés et interprétés que ceux à mouvements rotatifs. Cela dit, les équations développées sont exactement les mêmes pour les actionneurs à mouvements rotatifs. Il suffit de considérer les déplacements comme des rotations, les masses comme des inerties rotatives et les forces comme des couples.

D'autre part, les modèles présentés ici ne tiennent pas compte des phénomènes de friction et de non-linéarités présents dans les actionneurs réels. Il n'est pas justifié pour le moment de complexifier outre mesure l'analyse des trois mécanismes d'AE étudiés.

## 6.2 Modélisation d'un réducteur harmonique

Un réducteur harmonique est utilisé dans la conception des actionneurs destinés à mettre en fonction les *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. Comme expliqué en section 7.2.2, ce type de réducteur a été choisi principalement pour sa compacité de même que pour des raisons de facilité d'intégration au mécanisme des *bras tenseurs*. Ainsi, on peut imaginer des AE de types ASE, FSCA et ADE basés sur l'usage d'un tel type de réducteur. Puisque la détermination des fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  a été entreprise pour des AE à mouvements translatifs, un modèle de fonctionnement de réducteur harmonique à mouvements translatifs doit ici être introduit.

### 6.2.1 Propriétés non-linéaires des réducteurs harmoniques

Même s'il a été choisi de négliger les phénomènes non-linéaires présents dans un réducteur harmonique, il est tout de même souhaitable de comprendre leur origine. Cela donne une base permettant d'apprécier les limites de validité des modèles proposés plus loin.

Un réducteur harmonique possède trois composantes de base : un *Wave Generator* (WG), un *Flexible Spline* (FS) et un *Circular Spline* (CS). L'auteur réfère le lecteur aux travaux

de Tuttle [55] ou Taghirad [54] pour une explication détaillée de leur principe de fonctionnement. Comme expliqué par ces auteurs, un réducteur harmonique n'est pas un entraînement parfait principalement pour trois phénomènes de nature non-linéaire entrant en jeu dans son fonctionnement :

**Erreurs cinématiques.** Un réducteur harmonique introduit des erreurs cinématiques dans le mouvement qu'il transmet. On entend par « erreurs cinématiques » le fait que la position angulaire  $\theta_{WG}$  du WG n'égale pas nécessairement un multiple entier de celle du FS  $\theta_{FS}$  ou du CS  $\theta_{CS}$  (dépendant si le FS ou le CS est utilisé comme sortie du réducteur). Ces erreurs cinématiques sont causées principalement par les techniques imparfaites de fabrication et d'assemblage des composantes du réducteur [56]. L'équation cinématique suivante qui régit le mouvement du WG, du FS et du CS n'est donc pas respectée exactement, bien que son niveau de précision soit jugé amplement suffisant pour les travaux de conception ici entrepris et qui requièrent la modélisation du fonctionnement d'un réducteur harmonique :

$$\theta_{WG} = (N + 1)\theta_{CS} - N\theta_{FS} \quad (6.2)$$

où  $N$  est le taux de démultiplication théorique du réducteur.

**Compliance.** Lorsqu'un couple est transmis au travers du FS, celui-ci se déforme de manière non négligeable. Cela a pour effet d'octroyer une certaine compliance au mécanisme.

**Friction.** Dans un réducteur, la friction est un phénomène qui est à la fois dépendant de la vitesse de rotation des composantes et du couple transmis [47]. Les réducteurs harmoniques n'échappent pas à cette réalité [46].

### 6.2.2 Modélisation d'un réducteur harmonique à mouvements translatifs

Jusqu'à maintenant, plusieurs modèles de complexité variable ont été proposés pour décrire le fonctionnement d'un réducteur harmonique. À ce sujet, Tuttle [56] a proposé une représentation (figure 6.1) du principe d'un réducteur harmonique à mouvements translatifs. Ce modèle

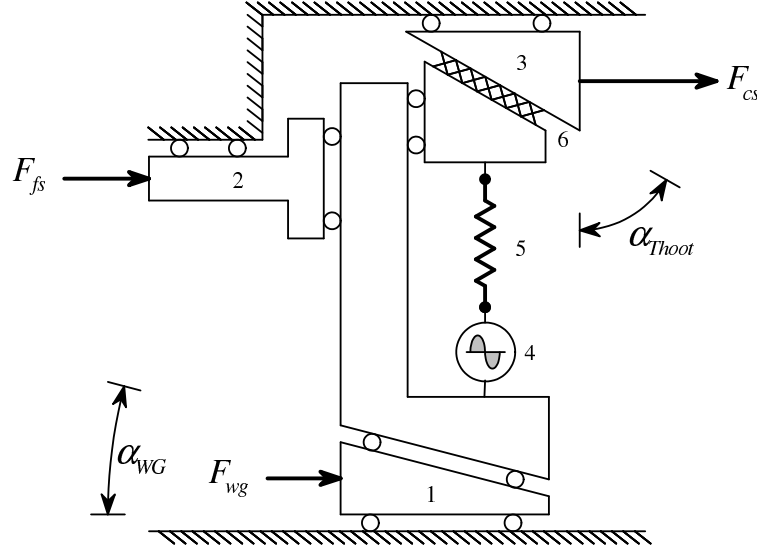


Figure 6.1: Représentation d'un réducteur harmonique selon le modèle de Tuttle

comporte trois blocs à plans inclinés (1, 2 et 3) représentant les trois composantes de base d'un réducteur harmonique, soit le WG, le FS et le CS respectivement. Les composantes 4, 5 et 6 sont utilisées par Tuttle pour représenter les effets d'erreurs cinématiques (4), de compliance (5) et de friction (6) expliqués précédemment.

Cela dit, étant donné que ces trois phénomènes ne sont pas considérés, on propose de modifier le modèle de réducteur de Tuttle pour en obtenir une version simplifiée telle que celle montrée à la figure 6.2. Dans ce modèle, les composantes 4, 5 et 6 ont été retirées et la forme du bloc représentant le FS a été adaptée pour conserver les propriétés cinématiques du mécanisme. Par ailleurs, contrairement au modèle de Tuttle, on considère que les blocs WG, FS et CS ont une masse  $m_{wg}$ ,  $m_{fs}$  et  $m_{cs}$ . Les fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  doivent en effet inclure les effets inertiels de ces composantes. Enfin, on considère que la charge connectée à la sortie du réducteur possède une masse non négligeable  $m_L$ .

Ce modèle simplifié possède les propriétés cinématiques d'un réducteur harmonique idéal (équation 6.2) ainsi que des propriétés cinétiques statiques décrites par l'équation 6.3 :

$$F_{wg} = \frac{F_{cs}}{N + 1} = -\frac{F_{fs}}{N} \quad (6.3)$$

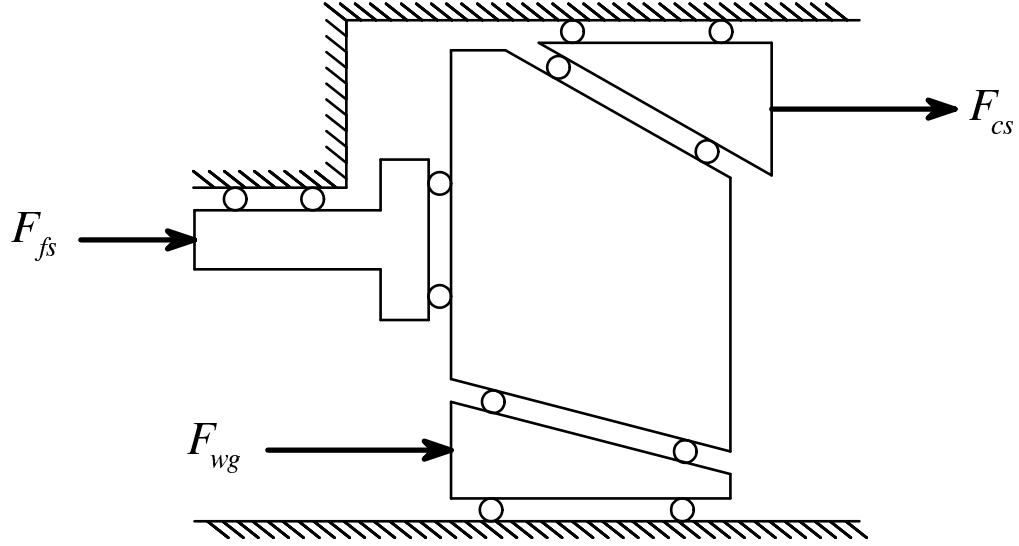


Figure 6.2: Représentation simplifiée d'un réducteur harmonique à mouvements linéaires

Comme expliqué à la section 5.1, un réducteur est un système ayant deux DDL. Pour saisir le fonctionnement du modèle à mouvements translatifs de réducteur harmonique, il est souhaitable d'immobiliser d'abord un de ses DDL et ensuite observer la cinématique du reste du mécanisme. Par exemple, on pose que le CS du réducteur est cinématiquement contraint, ou en d'autres termes que son déplacement horizontal est bloqué ( $\dot{x}_{cs} = 0$ ) ; il s'agit du cas où le FS est la sortie du réducteur. Lorsqu'une force  $F_{wg}$  est appliquée au bloc du WG, celui-ci se déplace dans le sens positif horizontal. Cela a pour conséquence de déplacer le bloc central vers le haut. Puisque le CS est immobilisé, une force de réaction orientée dans la direction normale au plan d'angle  $\alpha_{thoot}$  se développe entre le bloc du CS et du FS. Cette réaction comprend une composante horizontale qui a pour effet de déplacer le bloc FS dans le sens négatif. Ce déplacement correspond à la sortie du réducteur. La force  $F_{wg}$  est amplifiée dû à la présence du plan incliné formé par l'angle  $\alpha_{wg}$ .

Suivant le modèle de Tuttle, l'angle  $\alpha_{thoot}$  caractérise l'angle de pression entre les dents du FS et du CS. Dans la conception d'un réducteur harmonique, cet angle a habituellement une valeur  $30^\circ$ . Quant à lui, l'angle  $\alpha_{wg}$  est fonction de  $\alpha_{thoot}$  ainsi que du taux de démultiplication  $N$  du réducteur selon l'équation suivante [56] :

$$\alpha_{wg} = \arctan \left( \frac{1}{\tan \alpha_{thoot}} \right) \quad (6.4)$$

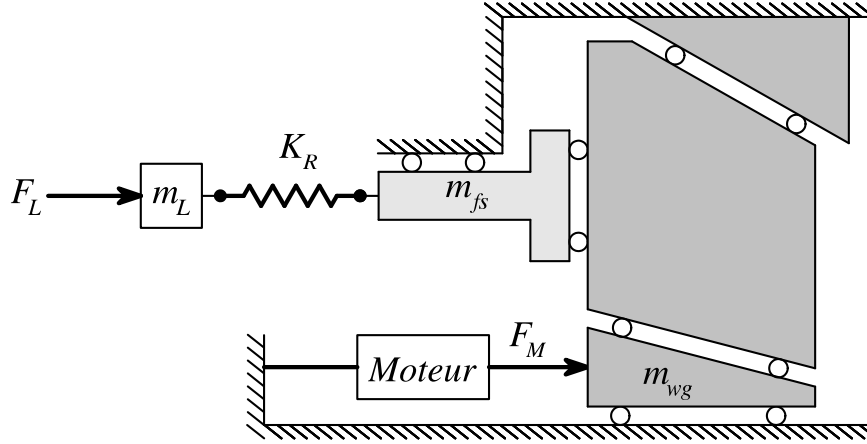


Figure 6.3: Modélisation d'un ASE intégrant une représentation simplifiée d'un réducteur harmonique

### 6.3 Modélisation d'AE intégrant un réducteur harmonique

Comme mentionné plus haut, il existe d'autres modèles permettant d'analyser le fonctionnement d'un réducteur harmonique, par exemple, celui de Angelika [46] ou encore celui Taghirad [54] pour n'en nommer que deux. L'intérêt du modèle de Tuttle que l'on a simplifié est qu'il est simple à interpréter et qu'il permet de comprendre rapidement les différences topologiques entre les AE de types ASE, FSCA et ADE. À cet effet, les figures 6.3, 6.4 et 6.5 montrent les trois modèles d'actionneur ASE, FSCA et ADE à mouvements translatifs développés et intégrant chacun la représentation simplifiée d'un réducteur harmonique.

Le tableau 6.1 donne les fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  pour chacun des trois systèmes. Les détails du développement de ces équations sont présentés aux annexes B, C et D.

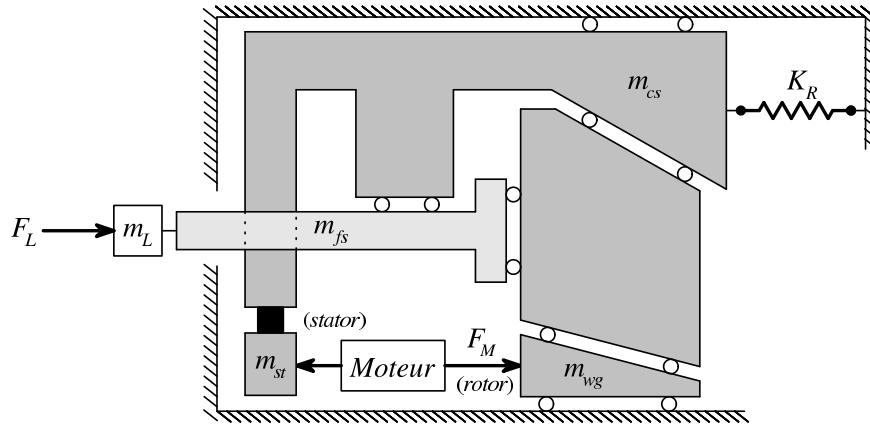


Figure 6.4: Modélisation d'un FSCA intégrant une représentation simplifiée d'un réducteur harmonique

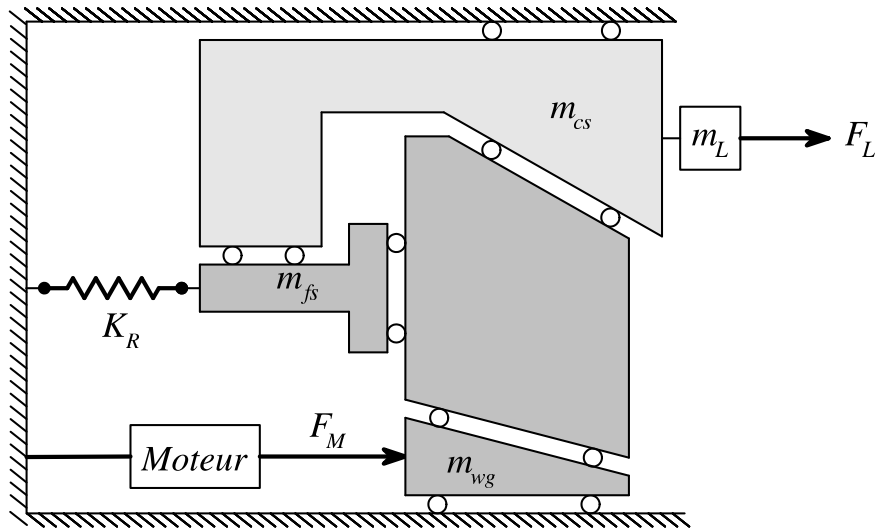
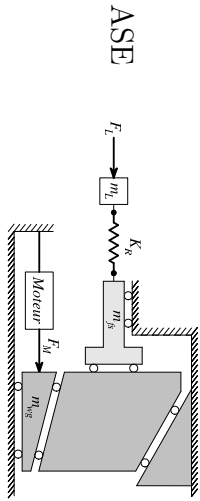
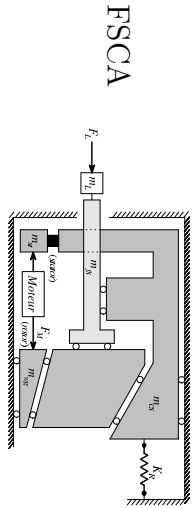


Figure 6.5: Modélisation d'un ADE intégrant une représentation simplifiée d'un réducteur harmonique

TABLEAU 6.1: Fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  pour les mécanismes d'actionneur ASE, FSCA et ADE.


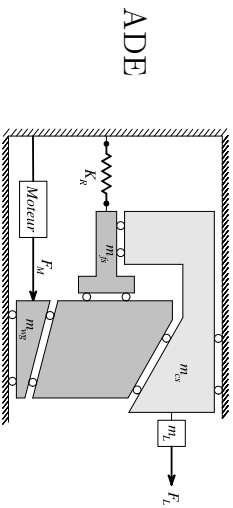
$$G_{ol,ASE} = \frac{K_R N}{(m_{wg} N^2 + m_{fs}) s^2 + K_R}$$

$$Z_{ol,ASE} = \frac{m_L (m_{wg} N^2 + m_{fs}) s^4 + K_R (m_{wg} N^2 + m_{fs} + m_L) s^2}{(N^2 m_{wg} + m_{fs}) s^2 + K_R}$$



$$G_{ol,FSCA} = \frac{\left( m_{wg} N (N+1) + (m_{cs} + m_{st}) N \right) s^2 + K_R N}{\left( m_{wg} (N+1)^2 + m_{cs} + m_{st} \right) s^2 + K_R}$$

$$Z_{ol,FSCA} = \frac{\left( \left( (N+1)^2 m_{wg} + (m_{cs} + m_{st}) \right) (m_{fs} + m_L) + N^2 m_{wg} (m_{cs} + m_{st}) \right) s^4 + K_R \left( N^2 m_{wg} + m_L + m_{fs} \right) s^2}{\left( (N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{st} \right) s^2 + K_R}$$



$$G_{ol,ADE} = - \frac{(K_R + m_{fs} s^2) (N+1)}{(N^2 m_{wg} + m_{fs}) s^2 + K_R}$$

$$Z_{ol,ADE} = \frac{\left( (N+1)^2 m_{wg} m_{fs} + (N^2 m_{wg} + m_{fs}) (m_{cs} + m_L) \right) s^4 + K_R \left( (N+1)^2 m_{wg} + (m_{cs} + m_L) \right) s^2}{(N^2 m_{wg} + m_{fs}) s^2 + K_R}$$



## 6.4 Validation des modèles analytiques d'ASE, de FSCA et d'ADE

Pour valider les modèles analytiques d'ASE, de FSCA et d'ADE proposés à la section précédente, les mécanismes des actionneurs étudiés ont été modélisés sous l'environnement de simulation DYMOLA [4], et ce en s'inspirant de travaux similaires effectués par Angelika [46]. Ces modèles sont présentés aux figures 6.6, 6.7 et 6.8.

L'objectif de cette démarche est de confirmer la validité des fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  trouvées analytiquement en les comparant à celles retournées par le logiciel DYMOLA.

Par ailleurs, bien que cela ne fasse pas partie du cadre du présent travail, l'obtention de ces modèles de fonctionnement sous l'environnement DYMOLA facilitera le développement futur de stratégies de contrôle des AE fabriqués. Celles-ci pourront intégrer un modèle de prévision de performance de type anticipatif (*Feedforward*) basé sur les travaux de cette section. De plus, l'environnement DYMOLA permettra de simuler des phénomènes non-linéaires présents dans les mécanismes d'AE tels que la friction-stiction. Ces phénomènes sont complexes à modéliser par une approche uniquement analytique.

Les figures 6.9 à 6.14 montrent le résultat de cette comparaison où l'on constate que les fonctions  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  trouvées analytiquement et celles trouvées à partir de DYMOLA se superposent. L'analyse des vecteurs de données associés à  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  confirme que les résultats obtenus analytiquement correspondent exactement à ceux trouvés par DYMOLA. On considère donc que les modèles analytiques trouvés à la section précédente sont valides. Le tableau 6.2 donne les inerties, la raideur et le taux de démultiplication utilisés pour la réalisation de ces comparaisons. Ces caractéristiques correspondent à celles de l'ADE, fabriqué et présenté en section 7.4. De plus, à défaut de connaître l'inertie de la charge à entraîner, on pose que  $m_L = m_{cs}$ .

Ce processus de validation n'est pas exhaustif en ce sens que seul un cas d'application d'actionneur décrit par les données du tableau 6.2 a été testé. On considère cependant que la démarche permet d'obtenir un niveau de confiance jugé suffisant pour croire en la validité

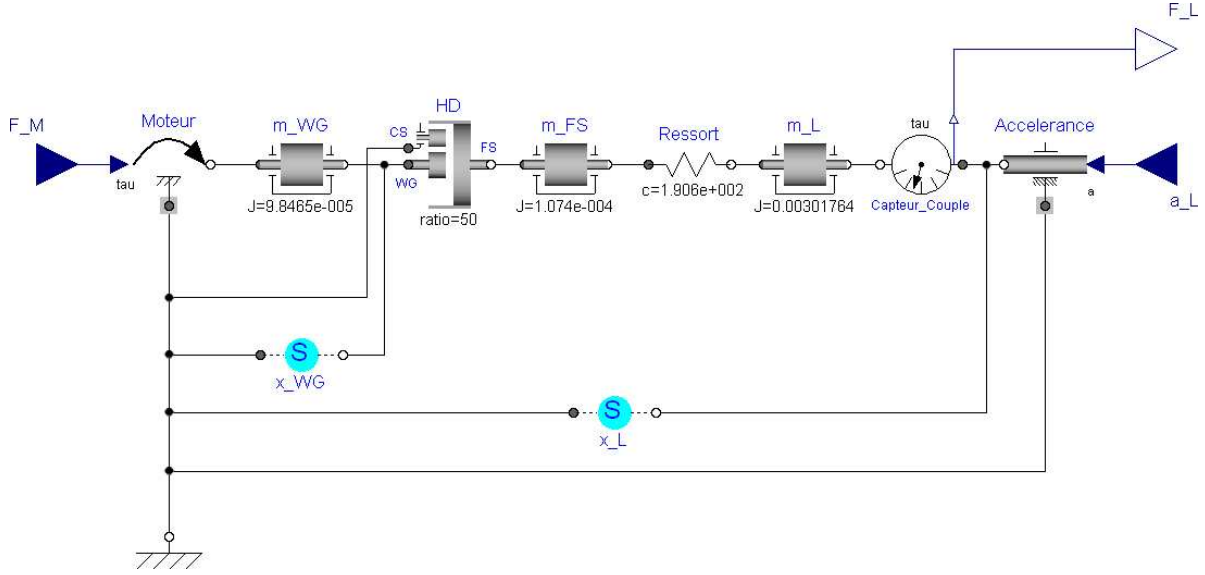


Figure 6.6: Modèle ASE développé sous l'environnement DYMOLA

TABLEAU 6.2: Masses, raideur et taux de démultiplication de l'ADE développé

$m_{wg} = 9.847e - 005$	
$m_{fs} = 1.074e - 004$	[kg·m²]
$m_{cs} = 3.017e - 003$	
$m_{st} = 6.427e - 003$	
$N = 50$	[ ]
$K_R = 1.906e + 002$	$[\frac{N \cdot m}{rad}]$

des fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  calculées.

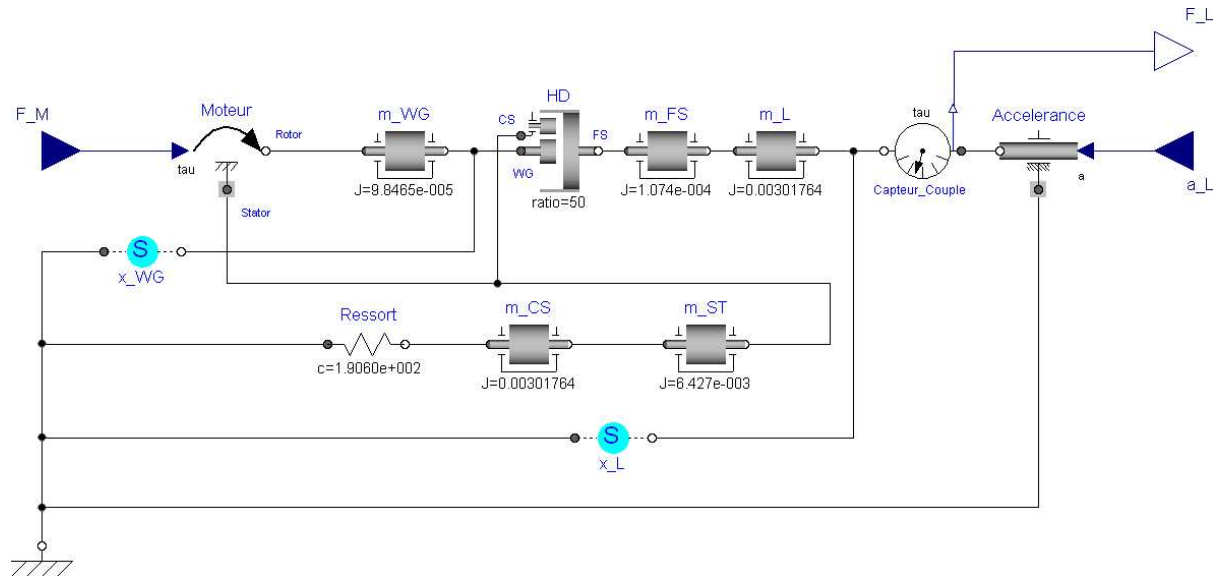
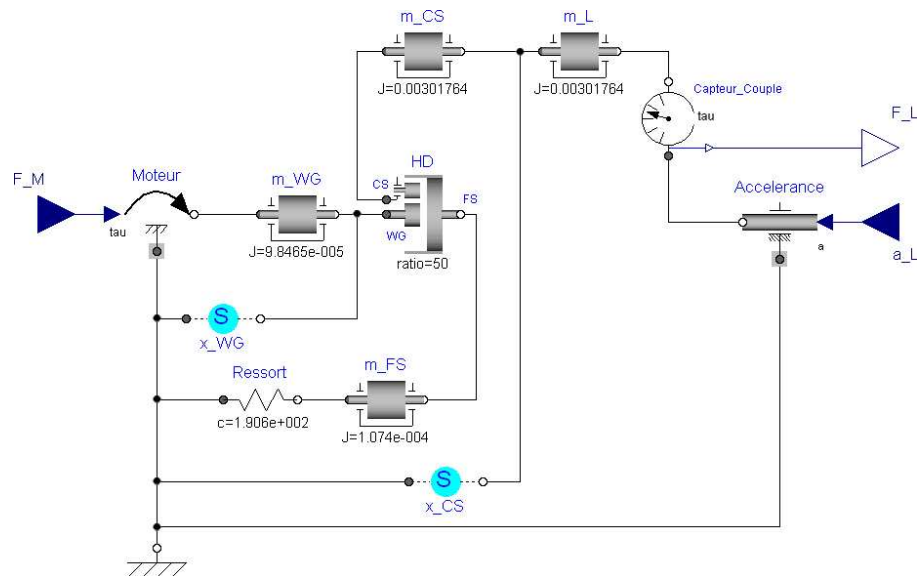


Figure 6.7: Modèle FSCA développé sous l'environnement DYMOLA



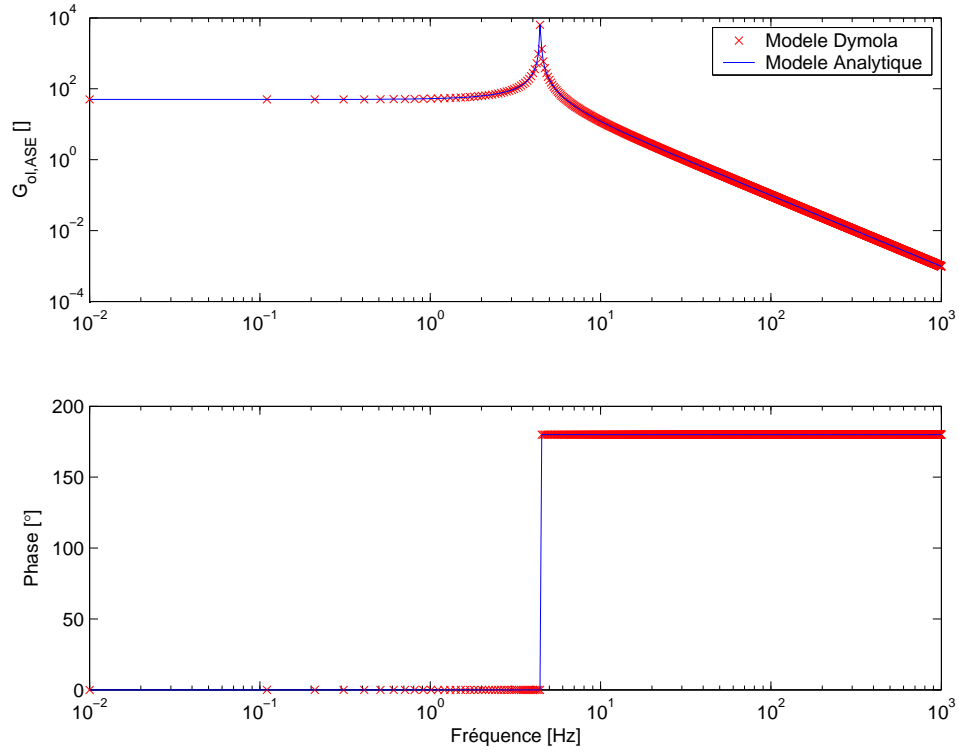


Figure 6.9: Gain mécanique en boucle ouverte d'un ASE

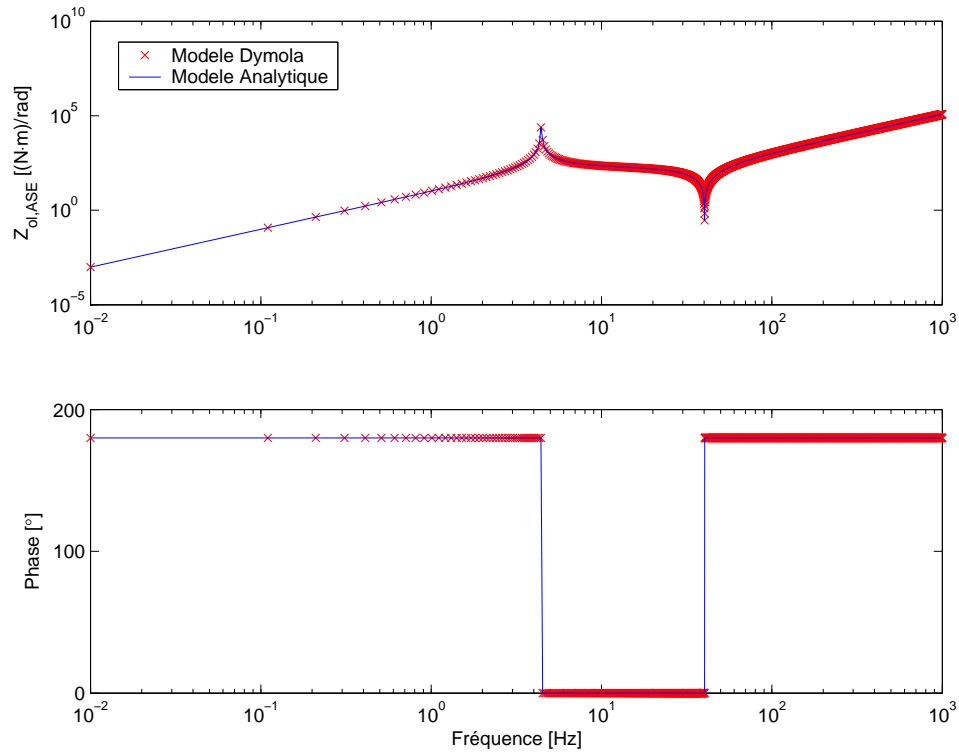


Figure 6.10: Impédance mécanique en boucle ouverte d'un ASE

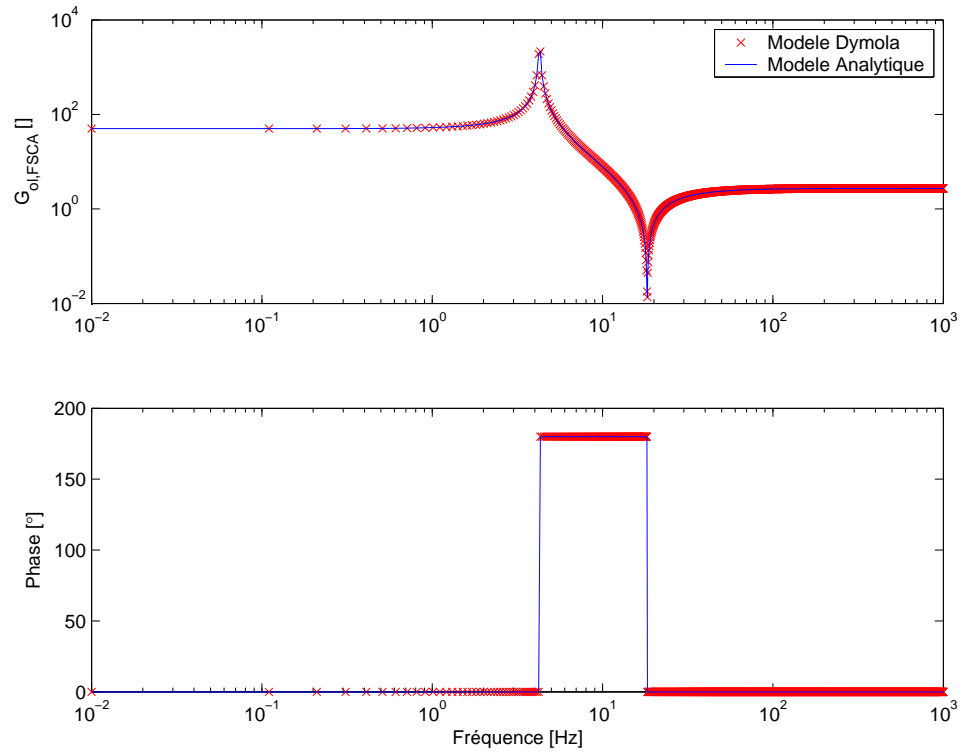


Figure 6.11: Gain mécanique en boucle ouverte d'un FSCA

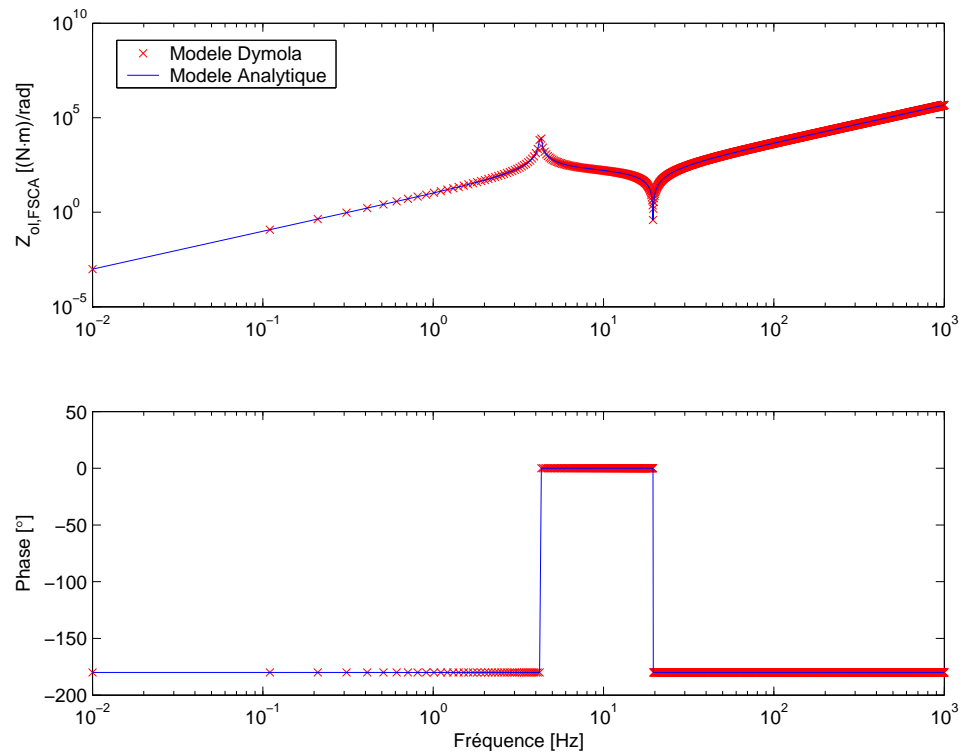


Figure 6.12: Impédance mécanique en boucle ouverte d'un FSCA

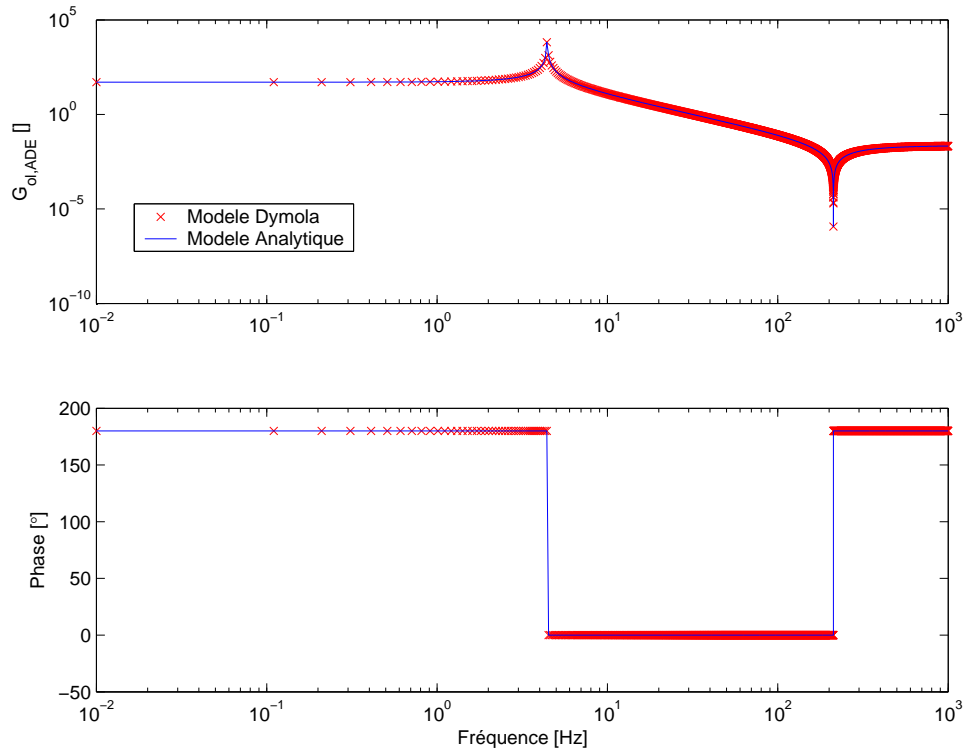


Figure 6.13: Gain mécanique en boucle ouverte d'un ADE

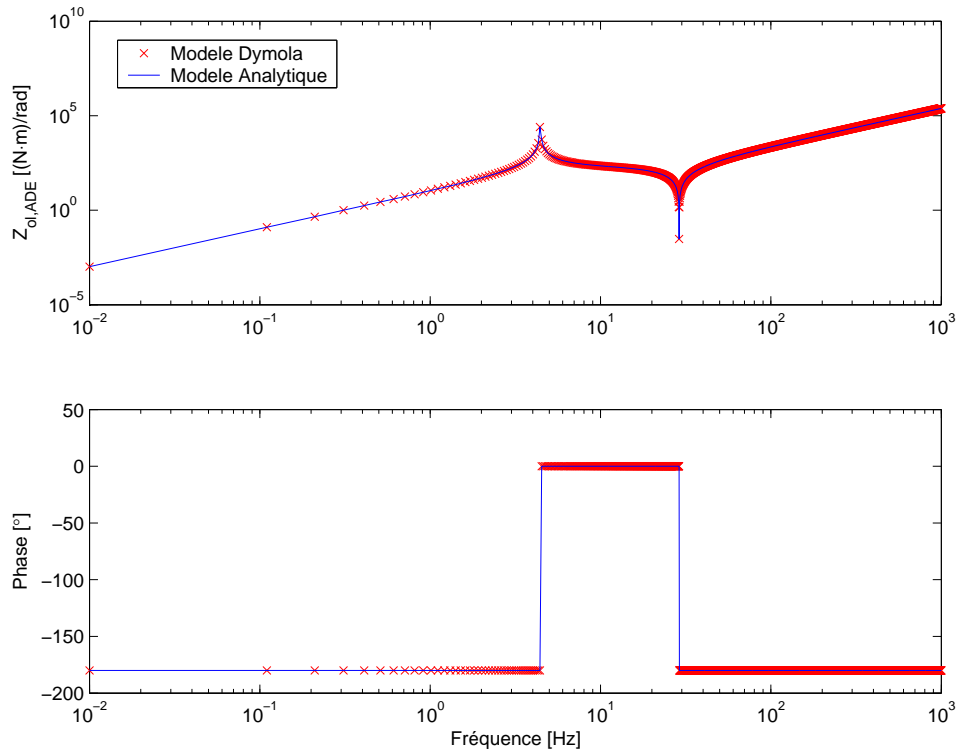


Figure 6.14: Impédance mécanique en boucle ouverte d'un ADE

## 6.5 Analyse des fonctions de transfert d'ASE, de FSCA et d'ADE

Les équations de gain et d'impédance mécaniques présentées au tableau 6.1 et les calculs montrés à l'annexe E permettent de tirer quelques enseignements sur le fonctionnement en boucle ouverte des ASE, FSCA et ADE :

- 1) Au sujet des gains mécaniques statiques des actionneurs ( $\lim_{s \rightarrow 0} G_{ol}(s)$ ), on constate que les valeurs de  $G_{ol}$  trouvées dans ce cas correspondent à l'amplification mécanique produite par un réducteur harmonique seul et dont le fonctionnement est dicté par l'équation 6.3. Sur les figures 6.9, 6.11 et 6.13, pour le domaine fréquentiel allant de 0 à environ 1 Hz, on remarque que les gains  $G_{ol}$  tendent effectivement vers environ 50, soit le taux de réduction  $N$  (ou  $N + 1$  selon le type d'actionneur).
- 2) Lorsque la fréquence d'opération augmente, on constate que l'amplification mécanique des ASE devient nulle ( $\lim_{s \rightarrow \infty} G_{ol,ASE}(s)$ ). En effet, la totalité du flux de force d'un ASE passe au travers de l'élément flexible. Or, cet élément flexible qui est ici modélisé par un ressort parfait agit comme un filtre passe-bas. À mesure que la fréquence d'opération augmente, l'amplitude du flux de force transmis est donc progressivement réduite. La figure 6.9 montre cette diminution du gain mécanique avec l'augmentation de la fréquence.

Pour ce qui est des FSCA et ADE, on remarque sur les figures 6.11 et 6.13 que l'amplification mécanique se stabilise avec l'augmentation de la fréquence. Comme montré à l'annexe E :

$$\lim_{s \rightarrow \infty} G_{ol,FSCA}(s) = \frac{N(m_{wg}(N+1) + m_{cs} + m_{st})}{(N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{st}} \quad (6.5)$$

et

$$\lim_{s \rightarrow \infty} G_{ol,ADE}(s) = \frac{m_{fs}(N+1)}{N^2 m_{wg} + m_{fs}} \quad (6.6)$$

Ainsi, contrairement aux ASE, à fréquence d'opération élevée, les masses des composantes internes des FSCA et ADE ont une influence sur le fonctionnement des actionneurs. Dans ce régime d'opération, il est en effet possible d'enlever l'élément flexible et tout de même transmettre un flux de force de faible amplitude au travers de l'actionneur. Par exemple, pour le cas d'un ADE (voir figure 6.5) et où l'arbre de sortie (CS) est immobilisé, une force  $F_M$  s'applique au WG de masse  $m_{wg}$ . À faible fréquence d'opération, si l'élément flexible de l'actionneur est enlevé, le déplacement du WG engendre un déplacement presque immédiat du FS dans le sens opposé. Par contre, à fréquence élevée, l'impédance mécanique du FS due à sa masse  $m_{fs}$  devient importante et constitue un « mur » sur lequel l'actionneur s'appuie pour transmettre un flux de force.

- 3) Les dénominateurs des fonctions  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$  sont identiques pour chaque type d'actionneur. Dans tous les cas, il s'agit de fonctions d'ordre 2 comme on pouvait s'y attendre étant donné que les actionneurs sont modélisés à partir de masses et de ressorts interconnectés. Ces dénominateurs permettent d'identifier les fréquences de résonance des actionneurs (notées  $f_{\times}$ ). Ces résonances (voir tableau 6.3) sont également identifiables sur les figures 6.9 à 6.14. Elles proviennent de l'interaction pouvant s'installer entre l'inertie apparente de l'actionneur ( $(N^2 m_{wg} + m_{fs})$  pour les ASE et les ADE et  $((N + 1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{st})$  pour les FSCA) et la raideur  $K_R$  de celui-ci. On constate que l'ADE et l'ASE ont des fréquences de résonance identiques.
- 4) Il est réaliste de poser que :

$$N^2 m_{wg} + m_{fs} < (N + 1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{st} \quad (6.7)$$

Ainsi, pour des ASE, ADE et FSCA bâtis à partir de mêmes composantes, la fréquence de résonance des FSCA est en pratique nécessairement inférieure à celle des ASE et ADE. Dans l'éventualité où l'arbre de sortie d'un AE subit un choc, soit l'injection d'une impulsion de force, cela veut donc dire qu'un FSCA est plus enclin à transmettre des couples de fréquence et d'amplitude élevées dommageables aux composantes du



TABLEAU 6.3: Fréquences de résonance ( $f_{\times}$ ) et d'anti-résonance ( $f_{\circ}$ ) des ASE, FSCA et ADE analysés.

ASE	$f_{\times,GoletZol} = 4.43$	[Hz]	$f_{\times,GoletZol} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{N^2 m_{wg} + m_{fs}}}$
	$f_{\circ,Zol,1} = 0$		
	$f_{\circ,Zol,2} = 40.24$		$f_{\circ,Zol,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R(N^2 m_{wg} + m_{fs} + m_L)}{(N^2 m_{wg} + m_{fs}) m_L}}$
FSCA	$f_{\times,GoletZol} = 4.26$	[Hz]	$f_{\times,GoletZol} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{(N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{st}}}$
	$f_{\circ,Gol} = 18.27$		$f_{\circ,Gol} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{(N+1) m_{wg} + m_{cs} + m_{st}}}$
	$f_{\circ,Zol,1} = 0$		
	$f_{\circ,Zol,2} = 19.53$		$f_{\circ,Zol,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R(N^2 m_{wg} + m_L + m_{fs})}{\left((N+1)^2 m_{wg} + (m_{cs} + m_{st})\right)(m_{fs} + m_L) + N^2 m_{wg}(m_{cs} + m_{st})}}$
ADE	$f_{\times,GoletZol} = 4.43$	[Hz]	$f_{\times,GoletZol} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{N^2 m_{wg} + m_{fs}}}$
	$f_{\circ,Gol} = 212.0$		$f_{\circ,Gol} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{m_{fs}}}$
	$f_{\circ,Zol,1} = 0$		
	$f_{\circ,Zol,2} = 28.91$		$f_{\circ,Zol,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R \left( (N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_L \right)}{(N+1)^2 m_{wg} m_{fs} + (N^2 m_{wg} + m_{fs})(m_{cs} + m_L)}}$

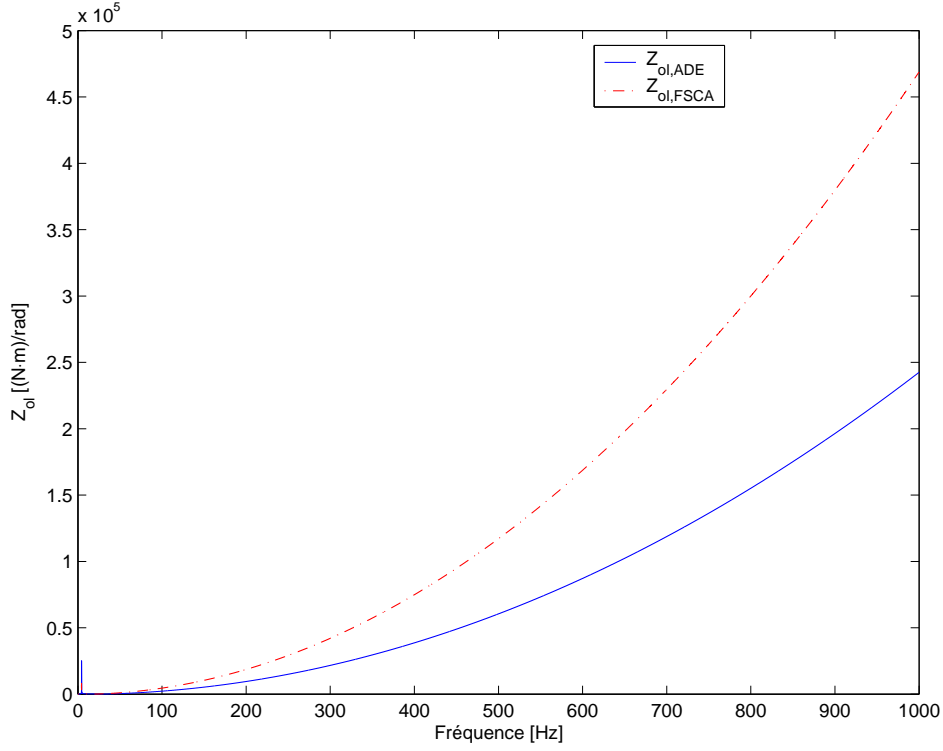


Figure 6.15: Comparaison de la croissance de l'impédance mécanique en boucle ouverte d'un ADE versus celle d'un FSCA

mécanisme qu'un ASE ou qu'un ADE.

- 5) Enfin, si l'on pose que l'inertie de la charge est nulle ( $m_L = 0$ ), on constate que l'impédance d'un ASE pour les fréquences d'opération élevées ( $s \rightarrow \infty$ ),  $Z_{ol} \rightarrow K_R$  comme Robinson l'a montré dans ses travaux [51].

Dans le cas de l'ADE, lorsque  $m_L = 0$ , à mesure que  $s$  augmente, l'impédance croît selon un taux qui dépend de  $m_{wg}$ ,  $m_{fs}$ , et  $m_{cs}$ . Pour ce qui est du FSCA, l'impédance croît aussi selon  $m_{wg}$ ,  $m_{fs}$  et  $m_{cs}$  mais également de  $m_{st}$ . Cette dernière, qui est l'inertie rotative du stator du moteur, est en pratique relativement importante si on la compare à  $m_{wg}$ ,  $m_{fs}$  ou  $m_{cs}$  (voir tableau 6.2). La figure 6.15 montre la croissance de l'impédance mécanique en boucle ouverte d'un ADE versus celle d'un FSCA. On constate que  $Z_{ol,FSCA}$  croît plus rapidement que  $Z_{ol,ADE}$ .

Ainsi, connaissant les avantages conceptuels que procure un ADE par rapport à un ASE et un FSCA (voir section 7.5) et le fait que l'impédance d'un ADE augmente à un rythme plus faible que celle FSCA, on juge que le principe d'ADE présente un compromis avantageux par rapport à celui d'ASE ou de FSCA.



# CHAPITRE 7

## CHOIX DES TECHNOLOGIES POUR LA CONCEPTION DE L'ADE

La présente section a pour objectif d'expliquer les travaux préliminaires effectués pour développer le système de *bras tenseur* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. Initialement, le projet de recherche consistait à développer la totalité du système de *bras tenseur*. Étant donné l'ampleur du mandat, les efforts ont progressivement été confinés au développement de l'ADE seulement bien que plusieurs concepts préliminaires touchant au reste du système aient été posés. Cette section explique donc à la fois les choix technologiques posés pour la conception de l'ADE ainsi que son principe de fonctionnement détaillé.

### 7.1 Concepts préliminaires du système de *bras tenseur*

#### 7.1.1 Cahier des charges et fonctions du système

Le système de *bras tenseur* développé est conçu selon 14 fonctions principales. Le tableau 7.1 donne ces fonctions ainsi que leur numéro d'identification respectif.

#### 7.1.2 Système de coordonnées

La figure 7.1 indique l'orientation du système de coordonnées du système de *bras tenseur*. Ainsi, l'axe Y correspond à l'axe de rotation du système de direction et l'axe X à celui de la rotation du *bras tenseur*.

TABLEAU 7.1: Fonctions du système de *bras tenseur*

Fonctions	No.
Se fixer au système de direction de AZIMUT <sub>2</sub>	1
Permettre le contrôle en boucle fermée du couple développé	
- produire un couple minimal de 44 N·m dans le deux directions	2a
- mesurer le couple dans les deux directions	2b
Permettre le contrôle en boucle fermée de l'angle de rotation	
- produire la rotation de -215° à 215°	3a
- mesurer la rotation de manière absolue et sans initialisation	3b
Maximiser la bande passante $G_{ol}$	4
Minimiser l'impédance mécanique de sortie $Z_{ol}$	5
Intégrer le système de propulsion de AZIMUT <sub>2</sub> pour la mise en mouvement de la chenille	6
Intégrer la carte contrôleur du système de propulsion	7
Être commandé par la même carte contrôleur prévue pour le système de propulsion (24 VDC, 10A)	8
Posséder un système d'enroulement de câblage	9
Respecter les dimensions hors-tout prévues pour le système	10
Respecter la masse prévue pour le système	11
Résister aux efforts externes	12
Utiliser une chenille ayant la même garniture que celle de AZIMUT <sub>1</sub>	13
Maximiser la garde au sol de la plate-forme	14

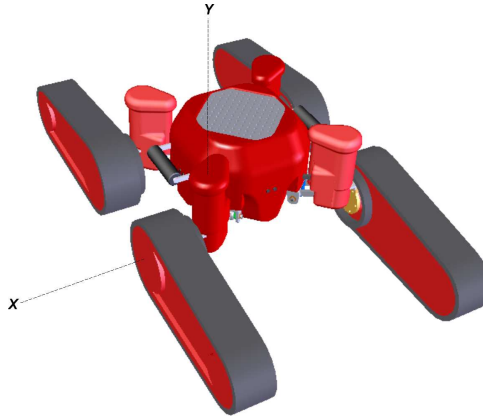


Figure 7.1: Orientation du système de coordonnées

### 7.1.3 Mécanismes du système de *bras tenseur*

Le système de *bras tenseur* possède six mécanismes distincts :

- 1) le mécanisme de mise en rotation du *bras tenseur* (i.e. l'ADE) ;
- 2) le mécanisme d'interfaçage à la direction ;
- 3) le mécanisme d'interfaçage à la propulsion ;
- 4) le mécanisme de support et d'entraînement de la chenille ;
- 5) le mécanisme d'enroulement du câblage ;
- 6) le mécanisme de propulsion (incluant son système de contrôle).

Ces mécanismes sont identifiés à figure 7.2 montrant une vue en coupe du système de *bras tenseur*.

### 7.1.4 Modularité des mécanismes

Les mécanismes du système de *bras tenseur* ont été conçus en respectant des contraintes de modularité. L'objectif de cette approche est de permettre l'interchangeabilité entre certaines composantes utilisées sur la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> version 2D et 3D. Ainsi, le système de *bras tenseur* peut s'arrimer facilement au système de direction de la plate-forme qui a

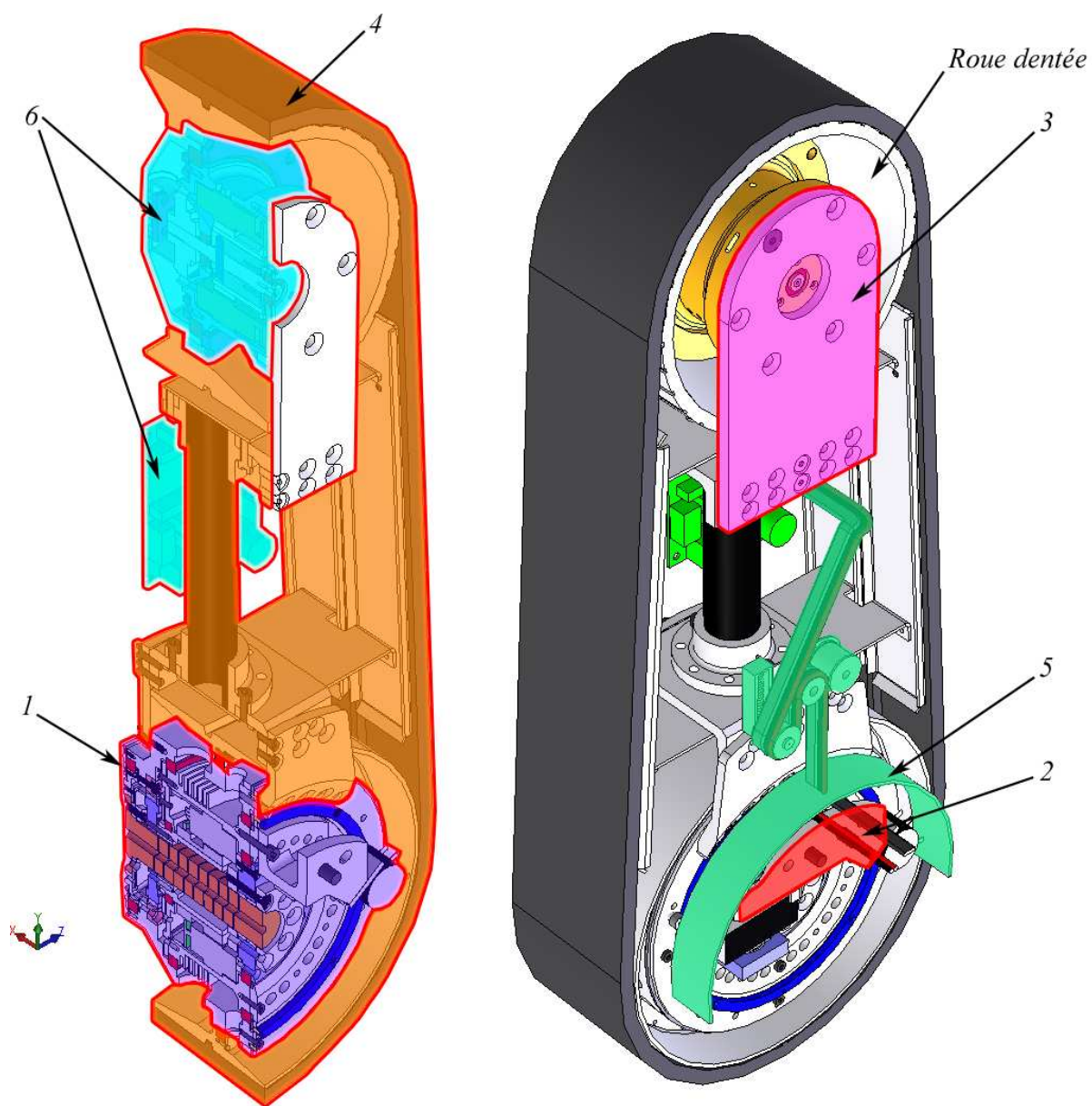


Figure 7.2: Système de *bras tenseur* : identification des mécanismes du système



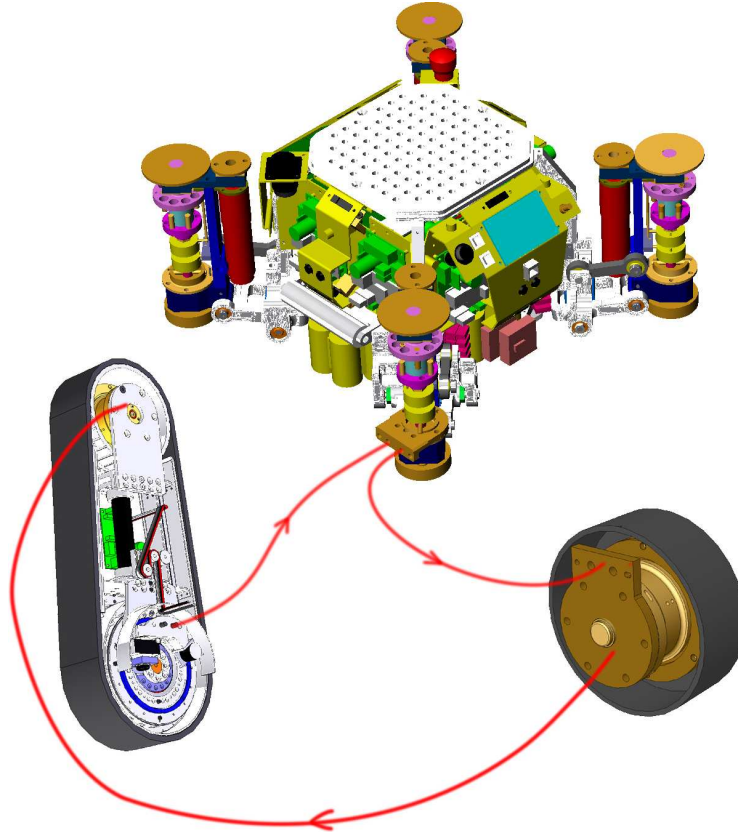


Figure 7.3: Interchangeabilité du système de propulsion et de *bras tenseur*

initialement été conçu pour y fixer un système de propulsion à roue, comme montré à la figure 7.3. L'interface mécanique identifiée par l'identificateur 2 sur la figure 7.2 est la même que celle utilisée pour fixer le système de propulsion. Ce système de propulsion est quant à lui repositionné à l'extrémité du système de *bras tenseur* (identificateur 6 sur la figure 7.2). L'interface mécanique (identificateur 3) rend possible un tel arrimage. De plus, la roue habituellement utilisée pour la plate-forme version 2D est remplacée par une roue dentée. Celle-ci permet de transmettre efficacement le couple produit par le système de propulsion à la chenille.

La carte contrôleur qui commande le moteur du mécanisme d'ADE est la même que celle utilisée pour le système de propulsion. En fait, lorsqu'un *bras tenseur* est arrimé à la plate-forme, c'est la carte contrôleur du système de propulsion qui commande le moteur de l'ADE. Une autre carte contrôleur (identificateur 6) est alors utilisée pour commander le système de propulsion. Celle-ci est disposée à même le système de *bras tenseur* et tourne donc avec

celui-ci lorsqu'il est mis en rotation. L'alimentation et le réseau de communication CAN de la plate-forme sont acheminés à cette carte par l'entremise d'un mécanisme d'enroulement de câblage (identificateur 5). Ce dernier permet de gérer l'enroulement et le déroulement des câbles lorsque le *bras tenseur* effectue une rotation complète (fonction 3a du tableau 7.1) autour de l'axe de rotation **X** (voir figure 7.1).

## 7.2 Technologies utilisées pour la conception de l'ADE

Un des objectifs de conception du mécanisme d'ADE est de réduire au minimum l'espace qu'il occupe ainsi que son poids. Comme expliqué en section 7.5, le fait d'utiliser un principe d'ADE contribue grandement au respect de ces contraintes de conception. Cela dit, une analyse a également été effectuée afin de choisir les technologies optimales pour plusieurs composantes critiques du système :

### 7.2.1 Utilisation de moteur sans balais - sans bâti

Le moteur de l'ADE est un moteur à courant continu sans balais (*Brushless*) et sans bâti (*Frameless*) fourni par la compagnie Parker Bayside [10]. Les moteurs sans balais présentent l'avantage d'avoir une densité de couple parmi les plus élevées. Parker Bayside offre une gamme complète de moteurs sans balais et sans bâti. La figure 7.4 montre ce type de moteur possédant seulement deux composantes : la stator et le rotor. Ce moteur est livré sans les paliers permettant de supporter le rotor et autres éléments structurels pour fixer le stator au reste du mécanisme. L'arbre, les roulements et le châssis doivent être conçus par l'utilisateur du moteur ce qui, dans le cas présent, facilite l'intégration optimale de cette composante. De plus, Parker Bayside offre plusieurs types de bobinage de stator permettant également un choix optimal de la constante de couple du moteur (voir section H.4).

### 7.2.2 Utilisation d'un réducteur harmonique

Un réducteur harmonique (*Harmonic Drive*) est utilisé pour porter la puissance mécanique produite par le moteur à des niveaux de couple et de vitesse acceptables pour l'application du



Figure 7.4: Moteur sans balais - sans bâti de la compagnie Parker Bayside

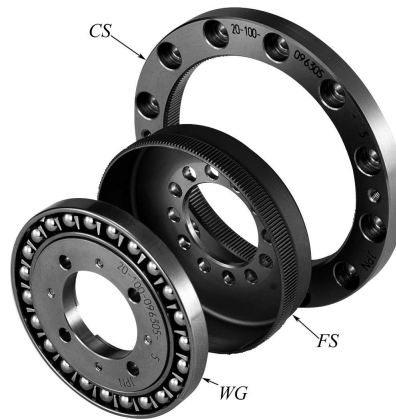


Figure 7.5: Réducteur harmonique de la compagnie Harmonic Drive, LLC

*bras tenseur*. Pour un même taux de réduction donné, ce type de réducteur offre l'avantage d'être peu volumineux comparativement, par exemple, aux réducteurs planétaires. Comme montré à la figure 7.5, un réducteur harmonique est constitué de trois composantes, soit un onduleur (*Wave Generator WG*), un engrenage déformable (*Flexible Spline FS*) et une couronne dentée (*Circular Spline CS*).

Le réducteur choisi est de type « sans bâti » pour les mêmes raisons de facilité d'intégration que celles s'appliquant au choix d'un moteur sans bâti expliquées précédemment. La compagnie Harmonic Drive, LLC [5] a été retenue comme fournisseur.

### 7.2.3 Utilisation d'un ressort usiné

L'élément flexible de l'ADE est un ressort de torsion. Les deux principales contraintes de conception s'appliquant à cette composante sont que ce ressort doit posséder un comportement linéaire (absence de phénomènes d'hystérésis durant le chargement, raideur identique dans les deux sens de chargement, etc.) et également s'intégrer facilement au mécanisme (faible volume, simplicité de fixation aux autres composantes). Contrairement aux ressorts formés à partir de fils d'acier enroulés, les ressorts usinés possèdent ces qualités. En effet, ce type de ressort est usiné à partir de bloc de matière plutôt qu'en enroulant une tige d'acier pour lui donner la forme d'un ressort. La figure 7.6 montre d'ailleurs un exemple de ressort usiné conçu et fabriqué par la compagnie Helical Products Company [6]. Les services de cette compagnie ont été sollicités pour la création de l'élément flexible de l'ADE.



Figure 7.6: Comparaison de deux ressorts assurant une même fonction mais conçus à partir de deux procédés différents (à droite : assemblage incluant un ressort tige d'acier enroulée, comprend trois composantes ; à gauche : ressort usiné conçu et fabriqué par la compagnie Helical Products Company, comprend une seule composante)

### 7.2.4 Utilisation de roulements quatre points de contact à grand diamètre et petite section

Pour supporter les différents composantes mises en rotation dans le mécanisme d'ADE, la technologie des roulements quatre points de contact à grand diamètre et faible section est

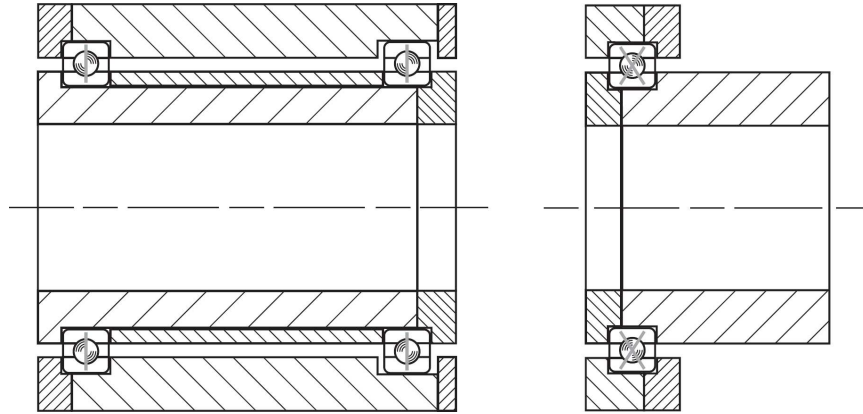


Figure 7.7: Comparaison de mécanisme de support d'arbre utilisant des roulements à gorges profondes versus un mécanisme équivalent mais utilisant un seul roulement à quatre points de contact (à droite : arbre soutenu par deux roulements à gorge profondes ; à gauche : arbre soutenu par un seul roulement quatre points de contact)

employée. Contrairement aux roulements à gorges profondes, les roulements à quatre points de contact ont la capacité de transmettre un moment comme illustré à la figure 7.7. Ainsi, il suffit d'un seul roulement de ce type pour supporter un arbre monté en porte à faux plutôt que deux comme c'est traditionnellement le cas lorsqu'on utilise des roulements à gorges profondes.

Les roulements utilisés dans l'ADE sont également de type grand diamètre et faible section tel que montré à la figure 7.8. Comme cela est mis en évidence aux figures 7.11 et 7.12, l'usage de tels roulements permet le développement de principes d'actionneur dans lesquels les composantes peuvent s'imbriquer l'une dans l'autre plutôt que d'être disposées une à la suite de l'autre. À nouveau, ce choix technologique permet de réduire l'espace occupé par le mécanisme de l'ADE. La compagnie Kaydon Corporation [7] a été choisie comme fournisseur de cette composante.

### 7.2.5 Utilisation d'assemblages biconiques

Certaines composantes de l'ADE sont appelées à transmettre un couple relativement élevé (jusqu'à 88 N·m, voir section H.1.3). À certains endroits, l'espace disponible pour permettre



Figure 7.8: Exemple de roulement à grand diamètre et faible section

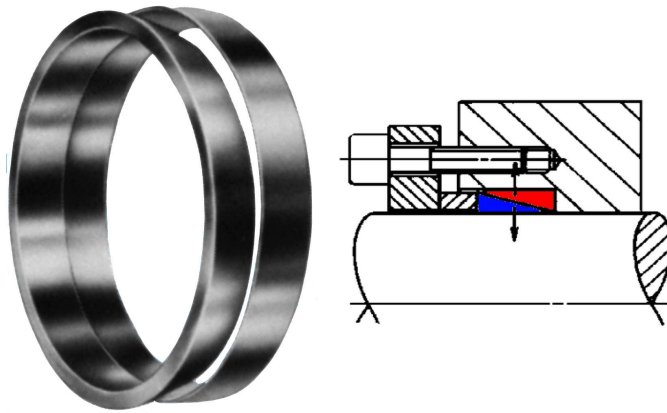






Figure 7.9: Assemblage biconiques utilisé pour la transmission de couple élevé

la transmission de ce couple est réduit au minimum et ne permet pas l'usage de procédés conventionnels de transmission de couples élevés (par exemple : usage d'arbre à cannelures). Pour ce cas particulier, on fait usage d'assemblages biconiques tel qu'illustré à la figure 7.9. Les assemblages biconiques possèdent l'avantage de créer peu de concentrations de contraintes lorsque mis en opération. Ils sont également facilement démontables. La compagnie Ring Feder [11] a été retenue comme fournisseur de ces composantes.

## 7.3 Agencements des composantes pour la création d'un ADE

Une fois les choix technologiques effectués, plusieurs agencements spatiaux des composantes ont été imaginés. La figure 7.10 montre l'agencement spatial retenu. Deux autres agencements de composantes ont été envisagés et sont présentés aux annexes F et G. Les composantes de ces agencements sont identifiées de la manière suivante :

R :	Rotor du moteur
S :	Stator du moteur
C :	Capteur de force
WG	Wave Generator
FS :	Flexible Spline
CS :	Circular Spline
	Ressort de torsion
	Roulement quatre points de contact
	Arrimage au système de direction
	Couple de sortie de l'actionneur

Sur les agencements 2 et 3 de composantes présentés aux annexes F et G, on constate que l'élément flexible du système, le ressort de torsion, est situé en périphérie. Il s'agit d'un ressort ayant un grand diamètre et un centre creux. Après consultation de la compagnie Helical Products Company, la fabrication d'un tel type de ressort est relativement complexe. Seule la fabrication d'un ressort à plus faible diamètre et centre plein (i.e. concept présenté à la figure 7.10) s'est avérée possible. Cette difficulté de fabrication a donc fixé le type d'agencement de composantes à utiliser pour la conception détaillée du mécanisme de l'ADE et dont on propose maintenant de décrire le principe de fonctionnement.

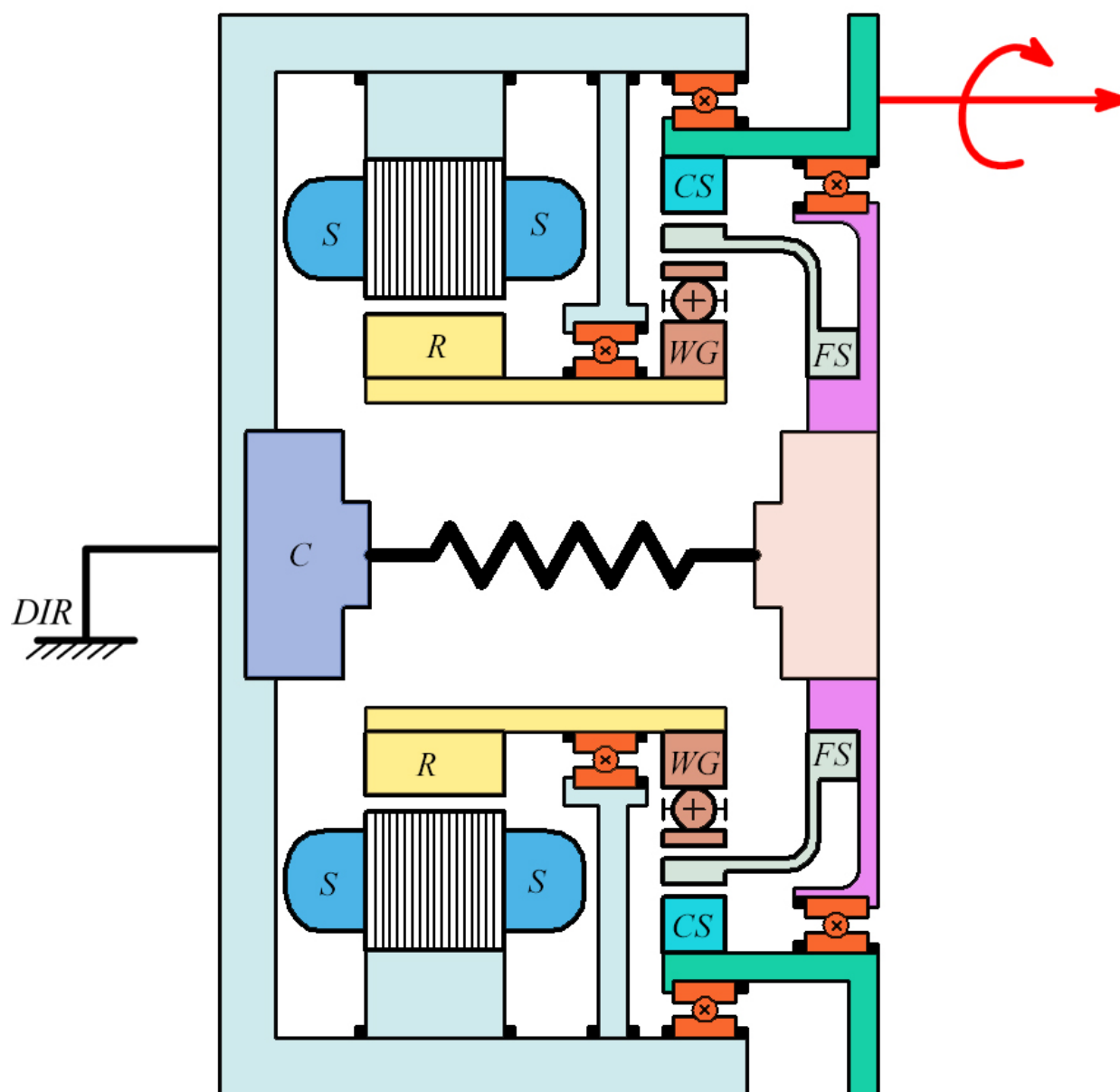


Figure 7.10: Agencement 1 des composantes d'un ADE



## 7.4 Description détaillée du mécanisme d'ADE conçu

Les figures 7.11 et 7.12 montrent une vue en coupe du concept de l'ADE développé. La description du principe de fonctionnement de l'ADE qui suit y fait référence. Cette description correspond à celle soumise pour la demande d'application de brevet sur les actionneurs différentiels haute performance [38].

Le mécanisme possède un moteur sans balais composé d'un rotor **1** et d'un stator **2**. Lorsqu'un courant est appliqué au bobinage du stator **2**, le rotor **1** se met en mouvement entraînant avec lui l'ondulateur **4** (WG) du réducteur harmonique du mécanisme et ce par l'entremise de l'arbre **3**. Ce réducteur est également composé d'un engrenage déformable (FS) **5** et d'une couronne dentée (CS) **6**.

Le FS **5** est fixé sur l'extrémité **7** du ressort de torsion machiné **8**. Cette extrémité est elle-même fixée sur un anneau circulaire **9**. Cet anneau de même que les composantes **5** et **8** tournent de manière solidaire et sont supportées axialement et radialement grâce au roulement quatre points de contact **10**.

L'arbre de sortie **11** de l'actionneur est supporté par deux roulements à contact radial **12** et **13**, ces derniers reposant sur un bâti **14** auquel est fixé le stator **2**. Le bâti **14** a aussi pour fonction de supporter le roulement **10** ainsi que le CS **6**. Ce même bâti supporte également un anneau circulaire **15** auquel est fixé un roulement quatre points de contact **16** ayant pour fonction de supporter axialement et radialement le rotor **1** et son arbre **3**.

L'extrémité **17** du ressort de torsion **8** est fixée à l'anneau circulaire **18** par l'entremise de deux composantes d'un assemblage biconiques **19** et **20**. Les anneaux circulaires **21** et **22** combiné à l'usage des vis **23** (une seule vis montrée) génère une pression axiale sur les éléments biconiques **19** et **20**. Les forces de friction qui en résulte sur les surface **24** et **25** permettent la transmission d'un couple entre l'extrémité **17** du ressort et l'anneau **18**.

Le roulement quatre points de contact **26** permet la rotation de l'anneau **18** par rapport au bâti **14**, mais empêche son mouvement radial et axial. Ce roulement récupère également les réactions parasites (force axiale et radiale ainsi que deux couples orientés radialement)

provenant de l'extrémité **17** du ressort lorsque celui-ci transmet un couple à la charge externe.

Le bâti **14** est fixé par rapport au sol par l'entremise d'une braquette **27**. À cette braquette est fixée l'extrémité **28** d'un capteur de force **29** par l'entremise du roulement sphérique **57**. L'autre extrémité **30** de ce capteur de force est fixée au bras de levier **31** de l'anneau circulaire **18** et ce par l'entremise du roulement sphérique **58**. L'usage des roulements sphériques **57** et **58** permet de garantir que le capteur de force **29** mesure uniquement des efforts de compression et de tension.

Lorsqu'une force externe **32** est appliquée à l'arbre de sortie **11** et qu'aucune tension électrique n'est appliquée au stator **2**, cela a pour effet de mettre l'arbre **11** en mouvement. Cela entraîne le CS **6** et par le fait même le FS **5**. Ce dernier entraîne à son tour le ressort de torsion **8**. Celui-ci subit une déformation angulaire réversible. L'extrémité **17** du ressort étant immobilisée de par la grande raideur du capteur de force **29**, il se développe à l'intérieur du ressort **8** un couple de réaction. La déviation angulaire du ressort croît jusqu'au moment où ce couple s'équilibre avec la force externe **32** appliquée à l'arbre de sortie **11**. Les signaux électriques produits par le capteur de force **29** permettent une mesure précise de la force externe **32** appliquée.

Pour éliminer la présence d'un couple de réaction existant à l'intérieur du ressort de torsion **8**, il suffit de faire révolutionner l'ondulateur **4** par l'entremise du rotor **1** et ce dans la direction permettant de décharger le ressort **8**.

Vice versa, si l'on désire appliquer une force à une charge extérieure fixée à l'arbre de sortie **11**, il suffit de faire révolutionner à nouveau l'ondulateur **4** dans la direction ayant pour effet de charger le ressort de torsion **8** et en conséquence appliquer un couple à l'arbre de sortie **11**.

Un contrôleur **33** permet d'asservir le système en modulant la tension appliquée au stator **2**. Le contrôleur possède deux entrées : 1) le signal de mesure **34** retourné par le capteur de force **29**, ainsi que 2) une consigne de force (ou de couple) **35** établie par l'utilisateur du système.

Par ailleurs, la position angulaire de l'arbre de sortie **11** est mesurée par le capteur de position

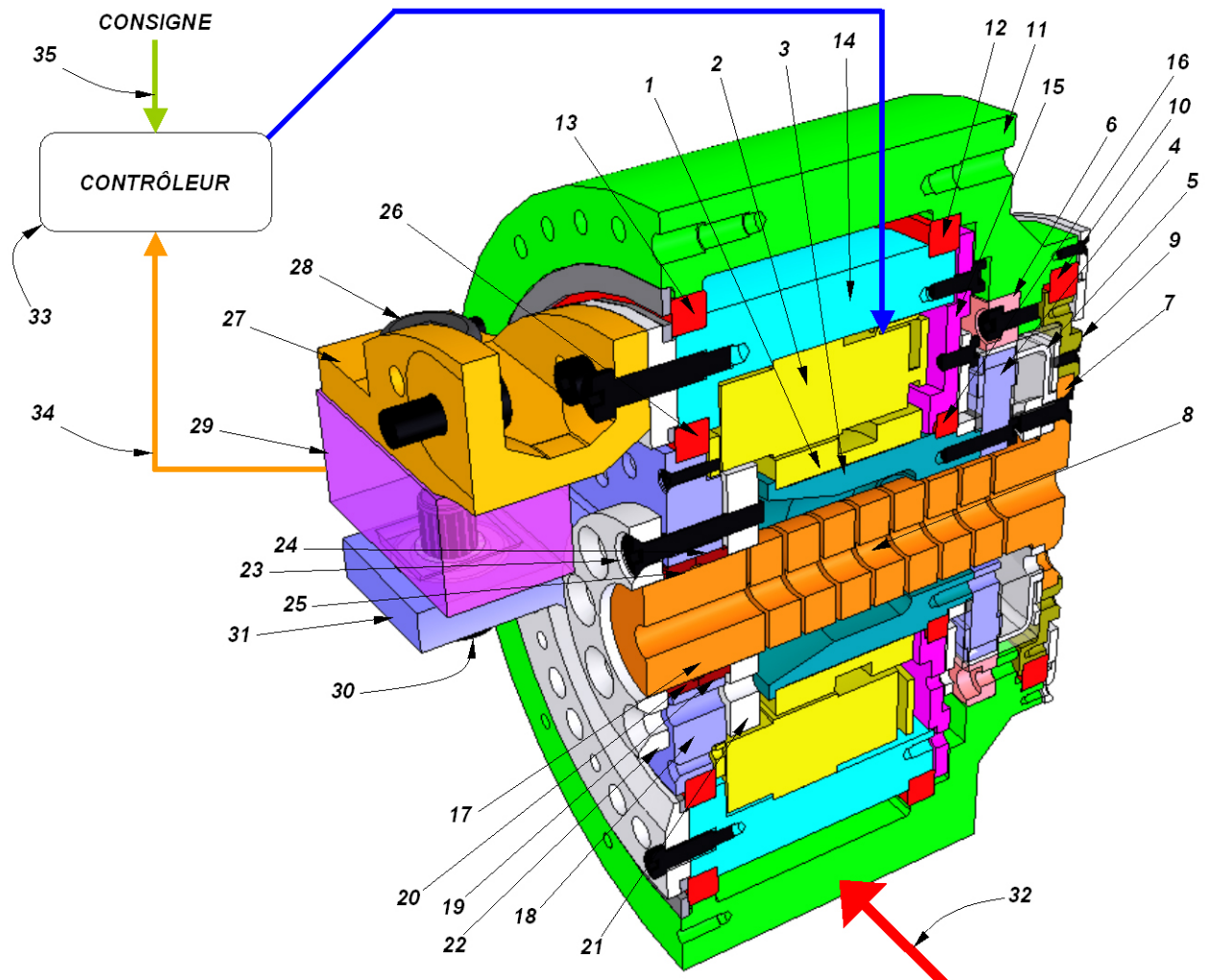


Figure 7.11: Vue en coupe du mécanisme d'ADE développé (plan XY, voir figure 7.1)

angulaire **59** (voir figure 7.12). Un engrenage **61** est fixé à l'arbre d'entrée de ce capteur. Cet engrenage est mis en rotation au moyen d'une couronne dentée **62** elle-même fixée sur l'arbre de sortie **11**.

#### 7.4.1 Approche directe et indirecte de la mesure du couple

La mesure du couple produit par l'actionneur repose donc sur l'amplitude de force détectée par le capteur à jauges de contrainte **29**. Cela dit, il existe une autre approche, l'approche indirecte, pour déterminer l'amplitude de ce couple. Le principe de fonctionnement (voir figure 7.13) se décrit comme suit :

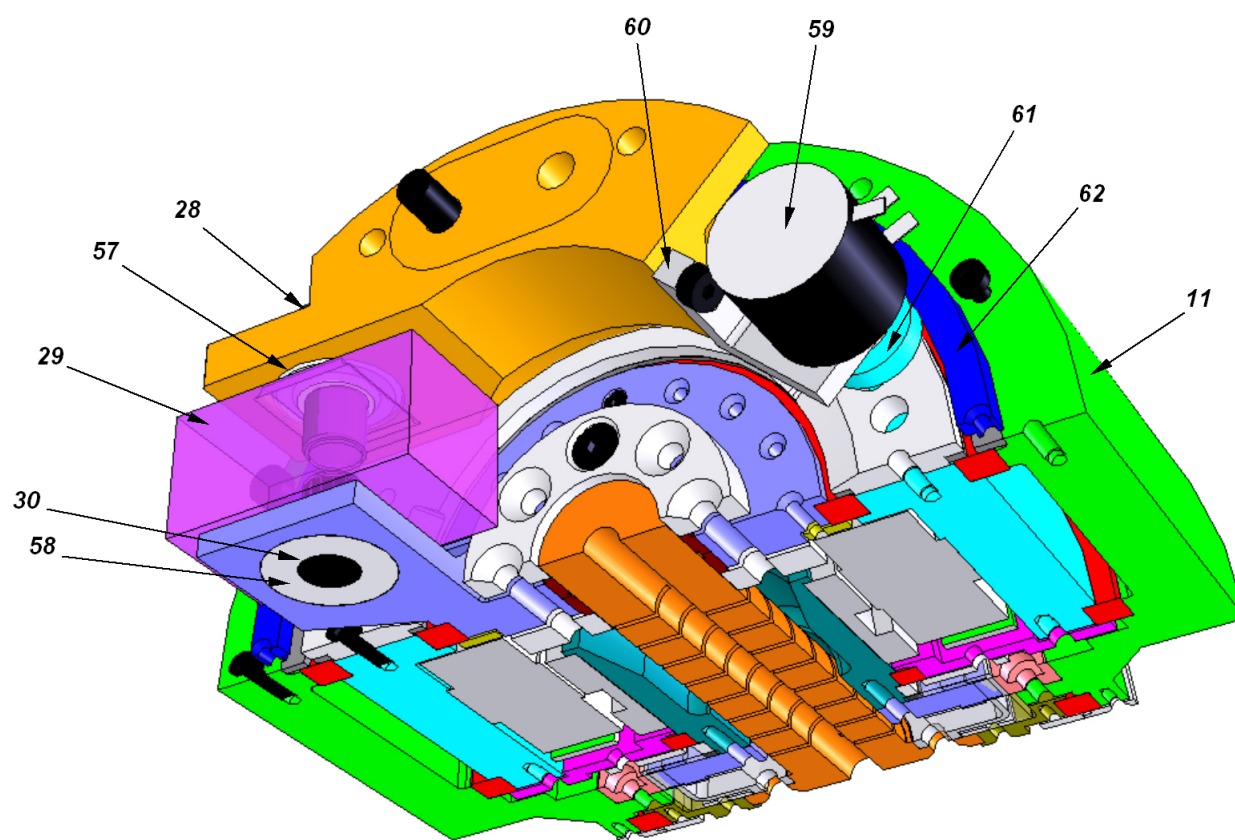


Figure 7.12: Vue en coupe du mécanisme d'ADE développé (plan ZX, voir figure 7.1)

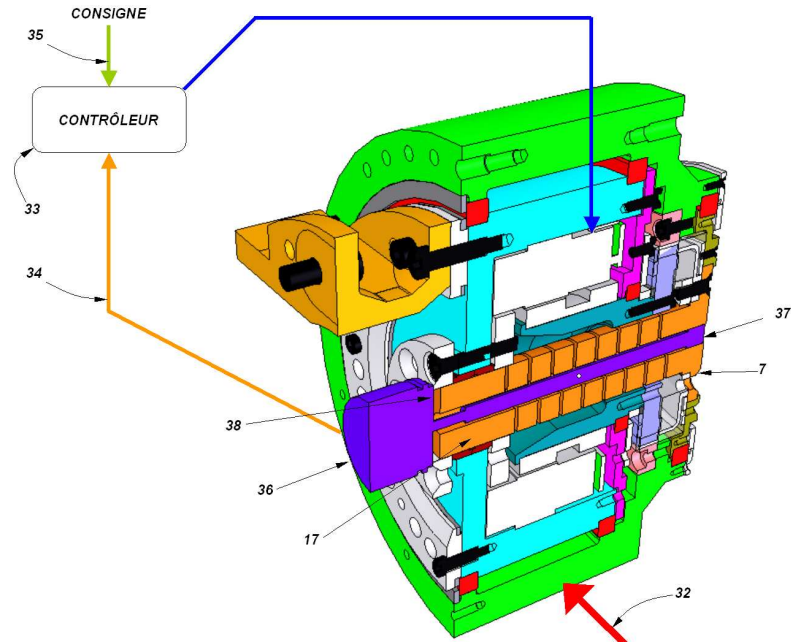


Figure 7.13: Vue en coupe d'un ADE utilisant une approche indirecte de mesure du couple

Le capteur de force **29** est remplacé par l'usage d'un capteur d'angle **36**. Lorsque le ressort **8** fléchit sous l'effet d'une force externe **32**, la position angulaire de l'extrémité **17** du ressort **8** est différente de celle de l'extrémité **7**. Cette déviation angulaire est mesurée au moyen du capteur d'angle **36** dont l'extrémité **37** est solidaire à l'extrémité **7** du ressort et l'extrémité **38** est solidaire avec l'extrémité **17** du ressort. En connaissant les caractéristiques de raideur du ressort **8** et la déviation angulaire qu'il subit, il est possible de déterminer le couple traversant ce ressort et du coup le couple développé par le système.

L'implantation de l'approche indirecte est avantageuse dans le cas où la déviation angulaire entre les extrémités **7** et **38** du ressort **8** est relativement grande (par exemple :  $>60^\circ$ ). En effet, plus cette déviation angulaire est grande, plus le déplacement angulaire du capteur d'angle **36** est grand et donc meilleure est la résolution de la lecture du couple traversant le ressort **8**. La déviation angulaire dépend directement de la raideur choisie pour le ressort **8**. Dans le cadre du présent travail, celle-ci atteint au maximum  $15^\circ$  seulement. L'approche directe de la mesure du couple, qui ne dépend pas de la raideur du ressort, a donc été choisie de sorte à maximiser la résolution de l'actionneur.

## 7.5 Avantages conceptuels des ADE

Les ADE possèdent trois principaux avantages conceptuels par rapport aux ASE et aux FSCA.

### 7.5.1 Utilisation optimisée de l'espace disponible

Un ASE ou un FSCA est un mécanisme ayant une longueur généralement importante puisqu'il faut mettre l'élément flexible en série entre la charge et l'arbre de sortie du réducteur dans le cas d'un ASE ou entre le stator du moteur et la base de fixation de l'actionneur dans le cas d'un FSCA. Dans certaines situations, la longueur de ce mécanisme devient problématique compte tenu de l'espace disponible pour l'intégration de l'actionneur au reste d'un mécanisme de robot. C'est notamment une difficulté rencontrée dans la conception du système de *bras tenseur* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

Dans un ADE, l'élément flexible est connecté en un point intermédiaire du mécanisme de réduction. En effet, pour ce qui est de l'ADE développé, le ressort est connecté au FS du réducteur harmonique. L'élément flexible peut donc être plus facilement intégré au mécanisme de réduction puisqu'il ne doit plus être situé sur le même axe de rotation que celui de l'arbre de sortie de l'actionneur. En général, un ADE occupe donc un volume de forme cylindrique-plat contrairement à celui d'un ASE ou d'un FSCA dont le volume a plutôt la forme d'un cylindre-long. La forme cylindrique-plat est particulièrement bien adaptée à l'espace habituellement disponible pour un actionneur rotatif utilisé dans plusieurs champs d'application de la robotique dont ceux des joints articulés.

### 7.5.2 Diminution de la masse des composantes en mouvement

Un FSCA présente le désavantage que le stator du moteur se déplace lorsqu'une force  $F_L$  est produite. D'abord, dans la conception de mécanismes incluant l'usage de moteur, il est habituellement plus simple de maintenir le stator immobile que de permettre sa rotation par un système de roulements. De plus, étant donné que le stator d'un moteur est constitué d'un noyau magnétique d'acier doux, il possède une inertie rotative relativement élevée. Comme

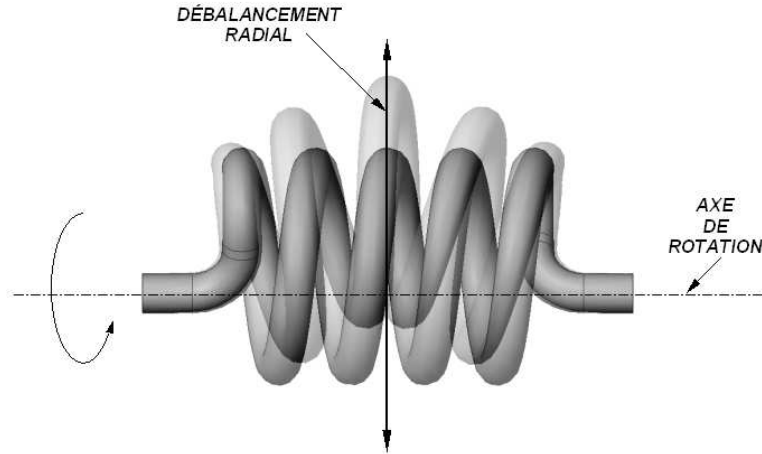


Figure 7.14: Débalancement radial de l'élément flexible d'un ASE

montré au tableau 6.1, cette inertie ( $m_{st}$ ) contribue à faire augmenter  $Z_{ol}$ , ce qui hypothèque les performances et la sécurité intrinsèque de ce type d'actionneur.

### 7.5.3 Immobilisation de l'élément flexible et de l'instrumentation associée

L'élément flexible d'un ASE est appelé à révolutionner à la même vitesse que celle de la charge. Dans certains cas, cela peut devenir problématique puisque la raideur transverse (sur un plan dont la normale est colinéaire à l'axe de rotation du ressort) est relativement faible. En effet, comme montré à la figure 7.14, à mesure que la vitesse de rotation augmente, il s'en suit un flexion radiale indésirable du ressort qui a pour effet de débalancer le mécanisme.

Ce type de problème est inexistant pour les ADE et les FSCA. En effet, pour ces deux types d'actionneur, le ressort ne tourne pas à la vitesse de rotation de la charge. Seule l'extrémité connectée au mécanisme de réduction (i.e. le FS dans le cas d'un réducteur harmonique) est appelée à se déplacer. Ce mouvement est de faible amplitude si on le compare à la rotation continue de l'arbre de sortie d'un ASE éliminant ainsi la problématique de débalancement.

De plus, puisqu'un des points d'attache de l'élément flexible est immobile par rapport à la base de fixation de l'actionneur, l'instrumentation qui mesure les déformations du ressort ou encore le couple qui le traverse peut également demeurer immobile. Cela représente un net

avantage par rapport aux ASE dans lesquels l'instrumentation doit suivre le mouvement du ressort dont les deux extrémités se déplacent.

## 7.6 Procédure de dimensionnement de l'ADE

La présente section introduit les étapes suivies pour effectuer le dimensionnement des principales composantes de l'ADE.

Dans cet exercice, trois principaux paramètres doivent être déterminés :

$N$	[ ]	Taux de démultiplication du réducteur harmonique
$K_M$	[N·m/A]	Constante électromécanique du moteur
$K_R$	[N·m/rad]	Raideur de l'élément flexible

Pour déterminer  $N$ ,  $K_M$  et  $K_R$ , les cinq étapes suivantes ont été suivies :

ÉTAPE 1) Définir un cycle de couple typique que les actionneurs doivent produire lors de la mise en opération des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

ÉTAPE 2) Définir l'alimentation électrique disponible pour la mise en fonction des moteurs des actionneurs.

ÉTAPE 3) Estimer le diamètre minimal de l'élément flexible.

ÉTAPE 4) Définir le combiné moteur - réducteur (CMR) optimum pour l'application visée, c'est-à-dire celui respectant les contraintes suivantes :

- Avoir la capacité de produire le cycle de couple défini à l'étape 1).
- Être opéré grâce à l'alimentation électrique définie à l'étape 2).
- Posséder la bande passante la plus large possible.
- Respecter les limites thermiques du moteur.
- Respecter les limites de vitesse d'opération des autres éléments du mécanisme (i.e. roulement du rotor, roulement du WG, etc.).

ÉTAPE 5) Définir la raideur  $K_R$  de l'élément flexible de sorte à ce que celle-ci octroie



une compliance intrinsèque suffisamment sécuritaire au mécanisme de l'ADE pour son champ d'application visé, ici les *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

Ces étapes de dimensionnement sont en partie inspirées de celles proposées par Williamson [58], Robinson [51] et Sensinger [53] pour les ASE qu'ils ont développés. L'annexe H présente la réalisation de ces cinq étapes de dimensionnement de l'ADE.



# CHAPITRE 8

## CARACTÉRISATION DES PERFORMANCES DE L'ADE

L'objectif de cette section est de présenter le travail amorcé pour caractériser les performances réelles de l'ADE développé, et d'expliquer les démarches entamées pour valider le modèle de prévision de performances introduit en section 6.3.

Cette validation est incomplète étant donné certaines difficultés de modélisation rencontrées. En effet, les phénomènes de friction de nature non-linéaire présents dans le réducteur harmonique de l'ADE s'avèrent beaucoup plus importants qu'initialement anticipés. Le manque de temps a limité les possibilités d'améliorer le modèle de prévision de performances proposé pour ainsi tenir compte de ces non-linéarités. Malgré cela, plusieurs apprentissages ont été tirés de cette première tentative de validation du modèle et constituent d'intéressantes lignes directrices pour la poursuite des travaux à ce sujet.

Par ailleurs, les expérimentations effectuées confirment que l'ADE développé atteint les performances requises pour la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

### 8.1 Objectifs d'expérimentation

Tel qu'expliqué en section 6.1, un ADE est un mécanisme très similaire à un ASE. Celui-ci est caractérisé par deux fonctions de transfert, soit  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$ . Ainsi, en se basant sur les travaux présentés par Robinson [51] et Williamson [58], la détermination expérimentale de  $G_{ol}$  s'effectue en immobilisant l'arbre de sortie de l'actionneur et en mesurant le couple développé  $F_L$  pour un courant injecté  $I_M$  dans le moteur de l'actionneur. Quant à elle, la fonction  $Z_{ol}$  est déterminée en connectant l'arbre de sortie de l'actionneur à un autre actionneur plus puissant et agissant comme une source de vitesse pure. Le mouvement  $x_L$

est de cette façon imposé et on s'intéresse alors la force résultante  $F_L$  se développant sous cette imposition de mouvement.

Dans le cadre du présent travail, il a été jugé que la détermination expérimentale de  $Z_{ol}$  dépassait les objectifs d'expérimentation du projet. En effet, le montage expérimental requis pour imposer un mouvement  $x_L$  à l'arbre de sortie nécessite un temps de mise en œuvre excédant les échéances du projet.

Ainsi, les démarches de caractérisation entreprises portent uniquement sur la détermination de  $G_{ol,exp}$ , c'est-à-dire le gain mécanique réel de l'ADE développé.

## 8.2 Description du montage expérimental

### 8.2.1 Banc d'essai fabriqué

La figure 8.1 montre le banc d'essai fabriqué pour effectuer la détermination de  $G_{ol,exp}$  et auquel s'arrime l'ADE. Il s'agit d'une structure rigide en acier permettant d'immobiliser l'arbre de sortie de l'ADE dont le couple maximal peut atteindre 50 N·m. Une attention particulière a été portée à la conception de ce banc d'essai de sorte à éviter toute forme d'hyperguidage du mécanisme de l'ADE. À cet effet, la figure 8.2 donne une représentation topologique des éléments mécaniques de l'assemblage de l'ADE et du banc d'essai. L'usage de la méthode de Grübler [35] permet de confirmer que la mobilité de cet assemblage est nulle comme quoi le système n'a pas d'hyperguidage ni de DDL non-contraint :

$$Mo_{mécanisme} = Mo_{ADE+banc d'essai} = \sum_{i=1}^k m_i - 6 \cdot l = (1 + 1 + 3 + 1) - 6 \cdot 1 = 0 \quad (8.1)$$

avec

$Mo_{mécanisme}$	[ ]	Mobilité du mécanisme
$m_i$	[ ]	Mobilité de la $i^{ième}$ liaison
$k$	[ ]	Nombre total de liaisons
$l$	[ ]	Nombre total de boucles de force

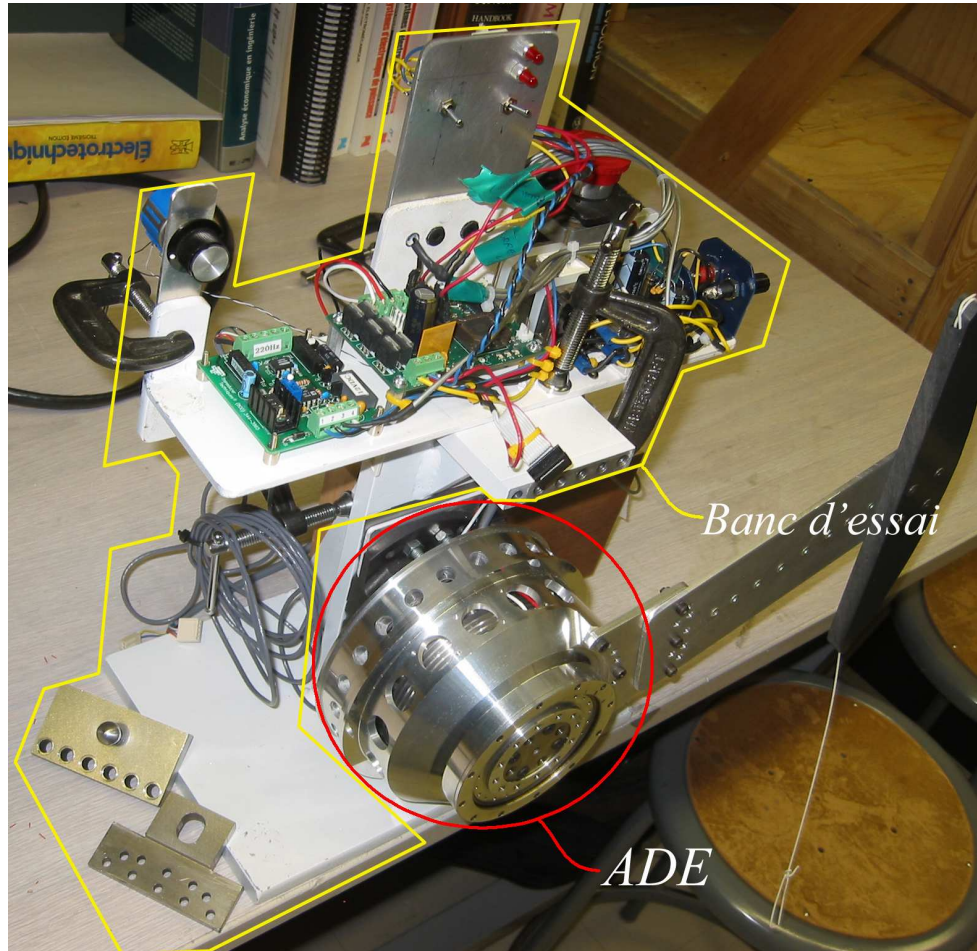


Figure 8.1: Banc d'essai fabriqué pour effectuer la détermination de  $G_{ol,exp}$

Il s'agit là d'une condition essentielle pour éviter que des réactions parasites ne se développent à l'intérieur du mécanisme de l'ADE et altèrent ainsi les données expérimentales utilisées pour déterminer  $G_{ol,exp}$ .

La figure 8.3 donne le schéma-bloc du montage expérimental. Le tableau 8.1 donne les principales informations techniques des différentes composantes du montage. L'annexe M donne le schéma électrique détaillé du montage.

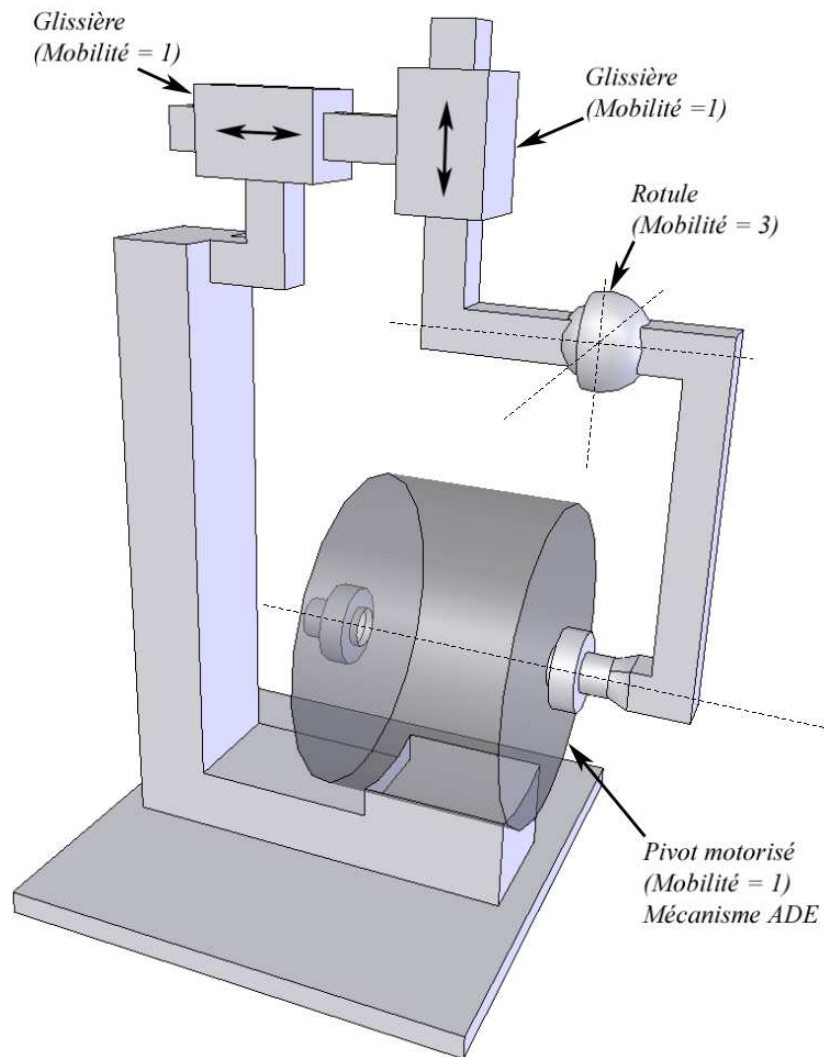


Figure 8.2: Représentation schématique des éléments mécaniques de l'assemblage de l'ADE et du banc d'essai

TABLEAU 8.1: Informations techniques sur les composantes du montage expérimental

Description	Fabricant	No. de produit	Informations techniques	
Cellule de force	Transducer Techniques [14]	MLP-300	Plage d'opération	-300 à 300 [lbf]
			Calibration en compression / tension	
			Non-linéarité	-0.01 / -0.07 [%]
			Non-répétabilité	-0.04 / -0.02 [%]
			Hystérésis	0.05 / -0.01 [%]
Amplificateur / Conditionneur de signal	idem.	TM0-1	Fréquence de résonance	5200 [Hz]
			Tension d'excitation maximale du pont	12 [V]
			Tension d'excitation	8 [V]
			Non-linéarité	0.01 [%]
			Stabilité (24 Hr.)	+/- 1 [%]
Carte d'acquisition de données	National Instruments [9]	PCI-6221	Non-répétabilité	-0.04 / -0.02 [%]
			Bande passante	220 [Hz]
			Plage de tension entrées analogiques	-10 à 10 [V]
			Résolution entrées analogiques	16 [Bit]
			Fréquence d'acquisition maximale	250 [kHz]
Carte contrôleur moteur	Advanced Motion Control [3]	ZBDC12A8	Plage d'opération sortie PWM	0.2 à 99.8 [%]
			Résolution du compteur	32 [bit]
			Courant maximal continu	6 [A]
			Courant maximal intermittent	12 [A]
			Tension maximale d'alimentation	80 [V]

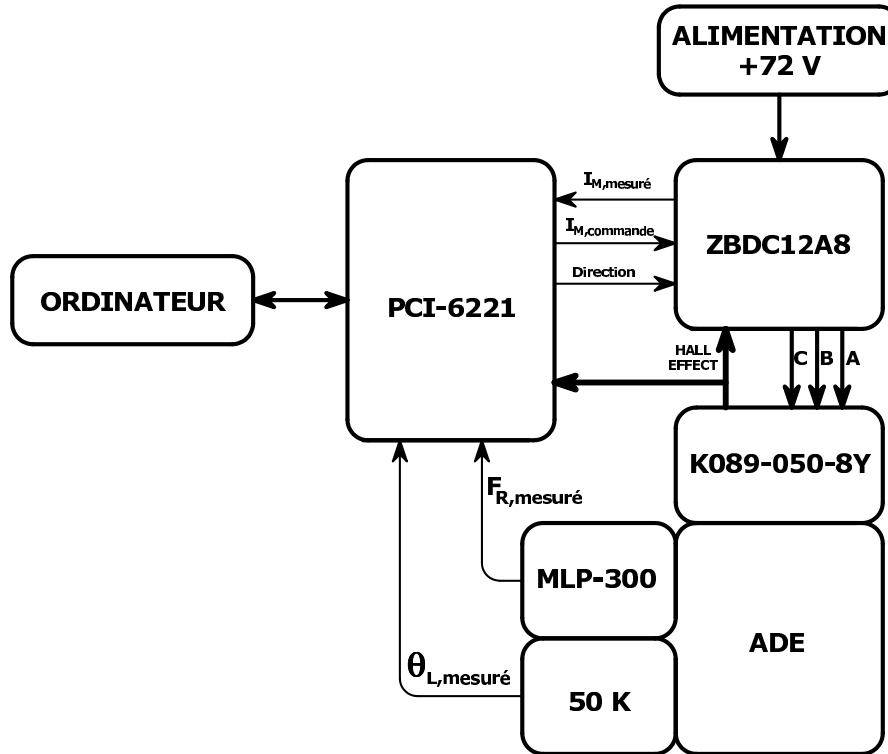


Figure 8.3: Schéma-bloc du montage expérimental

## 8.3 Expérimentations effectuées

Les trois expériences suivantes ont été réalisées afin de déterminer  $G_{ol,exp}$  :

- 1) la validation du fonctionnement du capteur de force de l'ADE ;
- 2) la validation de la réponse en fréquence de la carte contrôleur du moteur de l'ADE ;
- 3) la vérification du comportement linéaire de l'ADE développé.

### 8.3.1 Validation du fonctionnement du capteur de force de l'ADE

#### Fonctionnement statique du capteur

La figure 8.4 montre le montage expérimental utilisé afin de valider le fonctionnement statique du capteur de force de l'ADE. La procédure suivie pour effectuer cette validation est la suivante :



- 1) Appliquer une couple constant à l'arbre de sortie de l'actionneur. Ce couple constant est produit par l'usage d'une masse  $m$  suspendue à un bras de levier de longueur  $r$  connecté à l'arbre de sortie de l'actionneur.
- 2) Positionner l'arbre de sortie de telle sorte que la force appliquée soit orientée perpendiculairement au bras de levier. L'arbre de sortie est maintenu en position d'équilibre en ajustant le courant constant injecté dans le moteur de l'ADE.
- 3) Comparer le couple développé par l'ADE et mesuré grâce à son capteur de force à celui appliqué à son arbre de sortie. Ce dernier peut être déduit à partir de la masse  $m$  suspendue à une distance  $r$  du centre de rotation de l'arbre de l'ADE.

La figure 8.5 montre les résultats obtenus pour cette expérience. On constate que le capteur de force mesure avec grande fidélité la charge appliquée à l'ADE, et cela dans les deux sens d'application de couple possible.

### Fonctionnement dynamique du capteur

Le capteur de force MLP-300 possède une fréquence de résonance naturelle de 5200 Hz. Comme expliqué par Brendel [25], un capteur de force à jauges de contrainte tel que celui utilisé pour l'ADE possède une réponse en fréquence qui tend à surévaluer la force réelle appliquée à mesure que la composante fréquentielle de celle-ci se rapproche de sa résonance naturelle. Cela dit, Brendel explique également que lorsque le contenu fréquentiel de la force mesurée reste en deçà de 1/10 de la fréquence naturelle, dans le cas présent 520 Hz, l'erreur sur la mesure de force est au maximum de 1%. Ainsi, puisque la fréquence maximale du couple que l'on envisage produire avec l'ADE développé est d'environ 30 Hz, on considère que la dynamique en jeu ne biaise pas les données retournées par capteur de force.

D'autre part, le capteur de force est connecté à l'amplificateur / conditionneur de signal TM0-1. La bande passante de cette composante est de 220 Hz. On juge que celle-ci est suffisamment large étant donné que les phénomènes mécaniques mesurés par le capteur de force dans la détermination de  $G_{ol,exp}$  ne dépassent pas quelques dizaines de Hertz. Considérant la bande



Figure 8.4: Montage expérimental utilisé afin de valider le fonctionnement du capteur de force de l'ADE

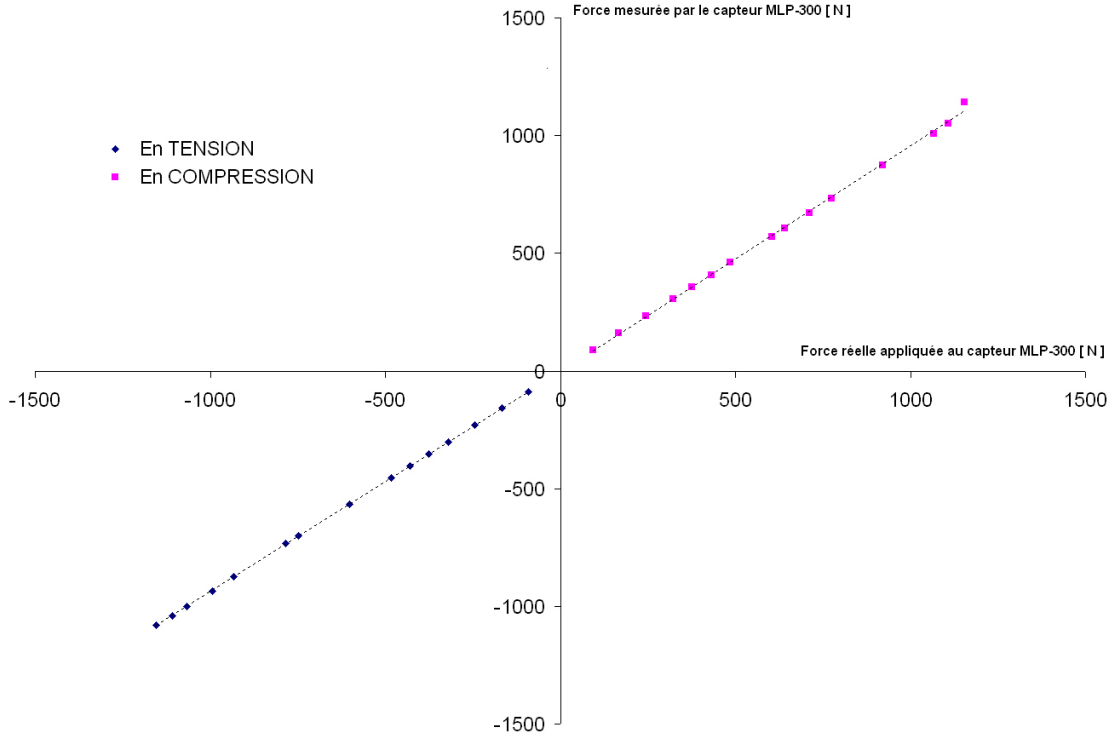


Figure 8.5: Validation du fonctionnement du capteur de force de l'ADE

passante de l'amplificateur / conditionneur et la nature des phénomènes mécaniques étudiés, la fréquence d'échantillonnage de la carte d'acquisition PCI-6221 du système a donc été posée à 1 kHz.

### 8.3.2 Validation de la réponse en fréquence de la carte contrôleur du moteur de l'ADE

Dans la procédure expérimentale visant à déterminer  $G_{ol,exp}$  et décrite en section 8.3.3, il est prévu qu'un courant d'amplitude et de fréquence variable soit appliqué au moteur de l'ADE. La carte ZBDC12A8 a pour fonction de contrôler fidèlement ce courant de sorte que le courant de sortie  $I_{M,r\acute{e}el}$  suive en tout temps la commande  $I_{M,d\acute{e}sir\acute{e}}$ .

Une attention particulière a été allouée pour vérifier que la condition  $I_{M,d\acute{e}sir\acute{e}} = I_{M,r\acute{e}el}$  soit belle et bien valide pour toutes les plages de fréquence et de courant testées. Comme montré à la figure 8.7, il a été constaté que dans le cas où la carte contrôleur est alimentée par

une source de tension de 24 V tel qu'initialement prévu pour le projet de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> (voir section 7.1.1), certaines phases du cycle du courant ne respectent pas la condition  $I_{M,désiré} = I_{M,réel}$ . Cela s'explique par le fait que le moteur de l'ADE se retrouve à certains moments du cycle d'opération en mode générateur et renvoie alors un courant à la carte contrôleur. Il a été observé que la tension produite par le moteur à ce moment excède 24 V. Cette tension de polarité inverse est suffisante pour annuler celle appliquée par la carte contrôleur. Dans ces conditions, cette dernière ne dispose de la marge de manœuvre nécessaire pour respecter la condition  $I_{M,désiré} = I_{M,réel}$ . Pour la réalisation des expériences de caractérisation, il a donc été nécessaire d'augmenter la tension d'alimentation de la carte contrôleur à 72 V afin d'éliminer cet effet indésirable. La figure 8.7 montre un cycle de courant de même fréquence et amplitude que celui de la figure 8.6 mais pour une tension d'alimentation de 72 V. On constate que les chutes indésirables de courant sont éliminées. Bien entendu, cette condition d'opération (tension > 24 V) ne respecte pas les contraintes de conception posées pour la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>, et une solution devra donc être apportée à cet effet.

Par ailleurs, dans l'éventualité où l'on désirerait effectuer un processus d'identification de système plus exhaustif, il serait souhaitable de déterminer la fonction de transfert complète de la réponse en fréquence de la carte contrôleur. C'est notamment ce qu'a effectué Taghirad [54] pour ses travaux portant sur un actionneur électrique intégrant un réducteur harmonique. Dans le cadre du présent travail, on fait cependant l'hypothèse que la carte contrôleur a une fonction de transfert unitaire.

### 8.3.3 Vérification du comportement linéaire de l'ADE

#### Procédure expérimentale

Les processus d'acquisition de données (courant et force de l'ADE) et de commande de la carte contrôleur ZBDC12A8 sont entièrement assumés par la carte PCI-6221 du système. Le fonctionnement de cette carte est géré par un logiciel développé à cette fin sous l'environnement LABVIEW 7.1 [13]. La figure 8.8 donne le schéma de fonctionnement de ce logiciel

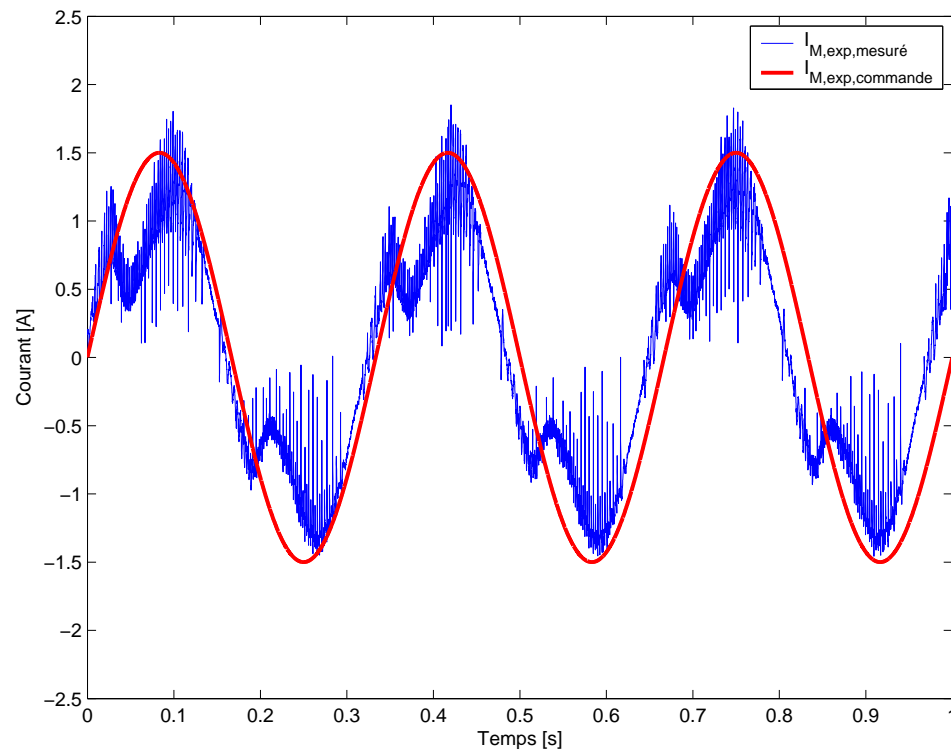


Figure 8.6: Cycle de courant de la carte contrôleur ZBDC12A8 pour une alimentation de 24V

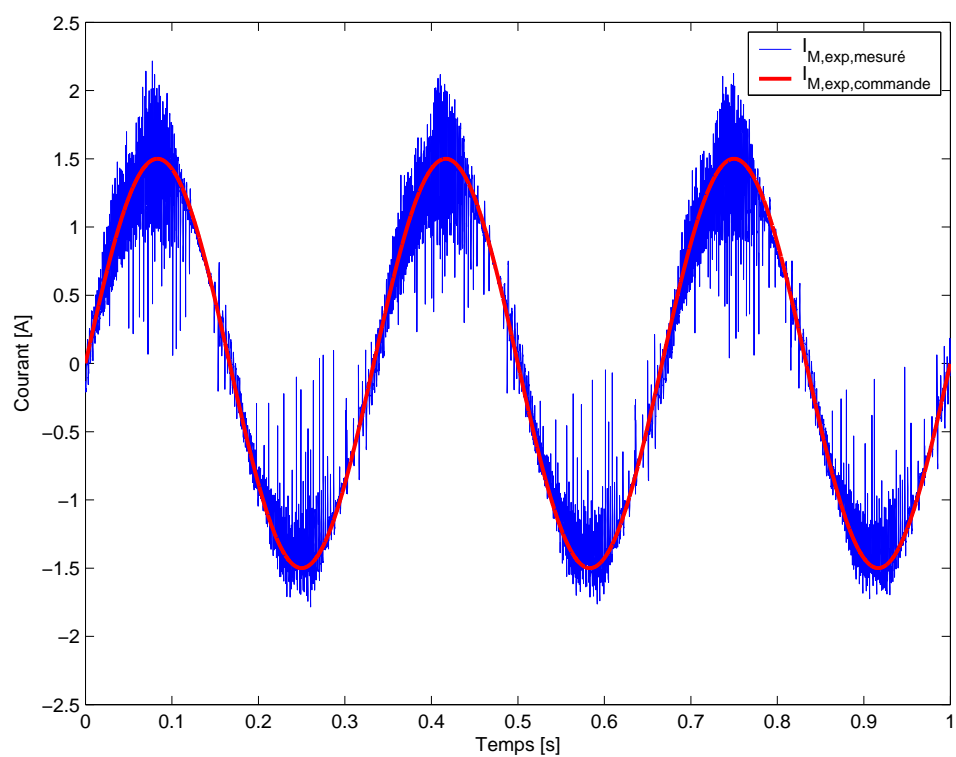


Figure 8.7: Cycle de courant de la carte contrôleur ZBDC12A8 pour une alimentation de 72V

dont la principale fonction est d'automatiser les opérations permettant de déterminer  $G_{ol,exp}$ . Le post-traitement des données recueillies est assuré par un script développé sous l'environnement MATLAB [8] et dont le fonctionnement est montré à la figure 8.9.

### Propriétés d'un système ayant un comportement linéaire

Comme expliqué au chapitre 2, un système possède un comportement dit linéaire dans la mesure où il respecte les conditions de proportionnalité et d'additivité. Dans le cadre de la présente expérimentation (détermination de  $G_{ol,exp}$ ), l'entrée du système est le courant  $I_{M,réel}$  et la sortie  $F_L$ . Ainsi, pour considérer que l'ADE développé possède un comportement linéaire et qu'en conséquence le modèle de prévision de performances proposé en section 6.3 soit potentiellement valide, les deux conditions suivantes doivent être respectées :

Proportionnalité :

Pour

$$F_{L,exp,1} = k \cdot I_{L,exp,1} \quad (8.2)$$

alors

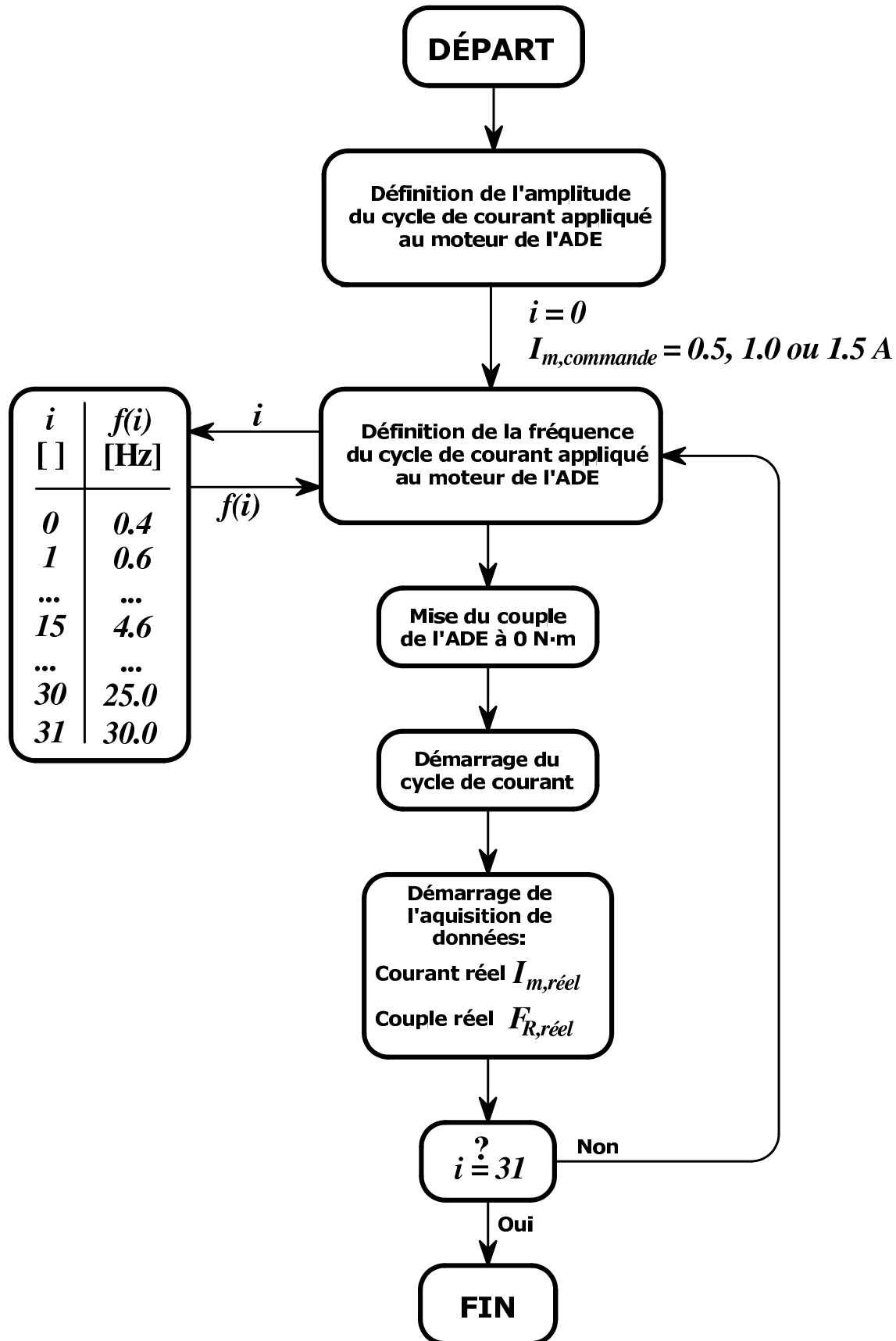
$$F_{L,exp,2} = k \cdot I_{L,exp,2} \quad (8.3)$$

Superposition :

$$k \cdot (I_{L,exp,1} + I_{L,exp,2}) = F_{L,exp,1} + F_{L,exp,2} \quad (8.4)$$

### Résultats expérimentaux

Pour la détermination de  $G_{ol,exp}$ , on propose d'utiliser des cycles de courant dont l'amplitude est située entre 0.5 et 2 A ainsi que des fréquences variant entre 0.1 et 30 Hz, la résonance du système se situant aux alentours de 4.4 Hz (voir calculs tableau 6.3). Le tableau 8.2

Figure 8.8: Processus d'acquisition de données pour la détermination de  $G_{ol,exp}$



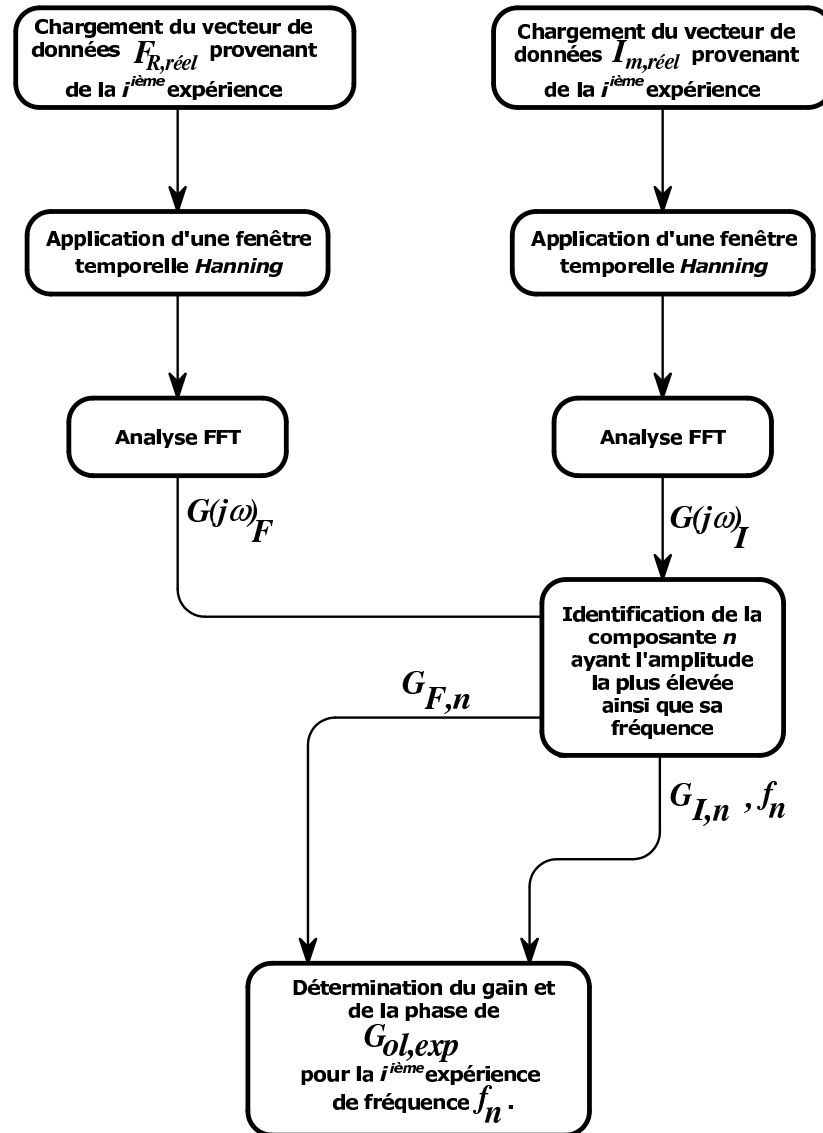
Figure 8.9: Post-traitement de donn\ees acquises pour la d\eqtermination de  $G_{ol,exp}$

TABLEAU 8.2: Gains mécaniques  $G_{ol,exp}$  de l'ADE développé pour différents cycles de courant

$I_{M,exp}$ [A]	Fréquence [Hz]			
	1	2	4	8
0.5	2.14	2.25	1.40	0.65
1.0	3.39	4.40	6.37	1.06
1.5	3.51	4.85	10.18	1.16

donne les gains mécaniques  $G_{ol,exp}$  observés pour des cycles de courant d'amplitude de 0.5, 1 et 1.5 A et de fréquences de 1, 2, 4 et 8 Hz. Dans le cas où l'actionneur aurait eu un comportement linéaire, l'amplitude et la fréquence n'auraient pas affecté  $G_{ol,exp}$ . Comme le montrent les résultats du tableau 8.2, la situation est toute différente pour l'ADE testé :  $G_{ol,exp}$  n'est pas indépendant de l'amplitude et de la fréquence du cycle de courant. La condition de proportionnalité n'étant pas respectée, on ne peut affirmer que l'ADE possède un comportement linéaire.

La figure 8.10 montre les différentes fonctions de transfert  $G_{ol,exp}$  trouvées pour des courants de 0.5, 1.0 et 1.5 A. On constate à nouveau que  $G_{ol,exp}$  semble dépendre largement du courant injecté dans le moteur de l'ADE. Cela dit, on remarque également que l'amplitude maximale de  $G_{ol,exp}$  se situe aux alentours de 4.4 Hz, soit la fréquence naturelle du système calculée en section 6.3.

Par ailleurs, on trouve également sur la figure 8.10 la fonction de transfert  $G_{ol}$  du modèle de prévision de performances de l'ADE, celle-ci évaluée par la simulation DYMOLA (voir section H.4.3). On constate que les fonctions  $G_{ol,exp}$  ont des amplitudes inférieures à celle de  $G_{ol}$ . Cela s'explique par le fait que la simulation DYMOLA n'inclut pas la modélisation des phénomènes de friction présents dans le réducteur harmonique. À ce sujet, on considère que le modèle de prévision de performances de l'ADE pourrait être grandement amélioré en faisant usage d'un modèle de fonctionnement de réducteur harmonique plus évolué. On souligne notamment celui de Taghirad [54] qui permet d'inclure les importants phénomènes de compliance et de friction qui se produisent dans cette composante. L'usage de ce modèle

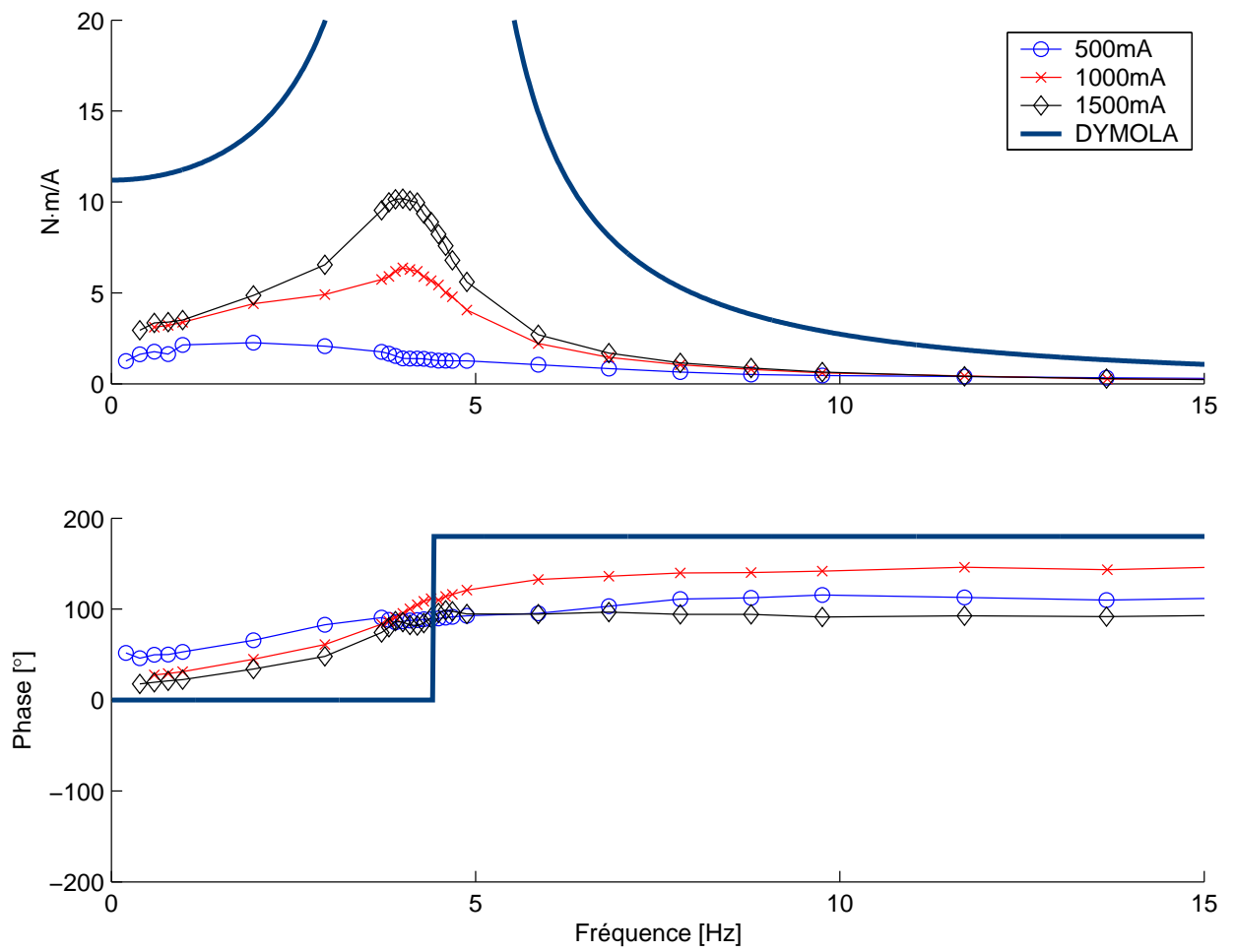


Figure 8.10: Fonctions de transfert  $G_{ol,exp}$  trouvées pour des courants de 0.5, 1.0 et 1.5 A et une alimentation de 72 V

requiert cependant l'identification de plusieurs paramètres de friction et de compliance du réducteur harmonique et nécessite un processus expérimental beaucoup plus poussé que celui entrepris ici.

Enfin, la réalisation des expériences sur l'ADE ont permis de confirmer que l'actionneur est en mesure de développer un couple excédant  $44 \text{ N}\cdot\text{m}$  tel qu'exigé dans le cahier des charges présenté (section 7.1.1). Le couple maximal de  $50.88 \text{ N}\cdot\text{m}$  est dicté par la force maximale que peut transmettre le capteur de force MLP-300. Dans l'éventualité où l'on désirerait augmenter les capacités de production de couple de l'actionneur, il suffirait de remplacer ce capteur de force par un autre ayant une plus grande capacité, par exemple le modèle MLP-500. Dans ce cas, la limite de production de couple serait fixée par la capacité maximale de transmission de couple du ressort de l'ADE, soit environ  $70 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

# CHAPITRE 9

## CONCLUSION

Ce mémoire présente les travaux effectués pour le développement d'un actionneur destiné à la mise en opération des *bras tenseurs* de la plate-forme robotique AZIMUT<sub>2</sub>.

La plate-forme AZIMUT possède une suspension active dont la fonction est d'augmenter ses capacités de franchissement d'obstacles. Pour la première version de la plate-forme, il a été identifié que cette suspension (i.e. les *bras tenseurs*) possédait toutefois les deux déficiences mécaniques suivantes :

- 1) une conception ne permettant pas de contrôler avec précision les forces d'interaction entre la plate-forme et son environnement ;
- 2) une susceptibilité du mécanisme à être endommagé lors d'impacts.

Ces déficiences mécaniques résultent de la coexistence de deux paradigmes souvent rencontrés dans la conception traditionnelle de robots mobiles et que l'on retrouve dans la conception de la suspension de la plate-forme AZIMUT<sub>1</sub>. Ces paradigmes s'énoncent comme suit :

- 1) le contrôle optimal de la locomotion d'un robot mobile requiert un contrôle précis de l'état cinématique de tous ses actionneurs ;
- 2) Le contrôle optimal de la locomotion d'un robot mobile requiert que ses actionneurs possèdent une grande raideur.

La conception des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> a donc porté sur la recherche de concepts d'actionneur dont on peut contrôler l'état cinétique (plutôt que cinématique) avec précision et possédant en plus une propriété de compliance intrinsèque (faible raideur). Cette démarche de conception s'est réalisée en quatre étapes :

- 1) Une analyse qualitative des mécanismes de suspension d'autres plates-formes robotiques ayant des caractéristiques de locomotion jugées exceptionnelles a été réalisée. Cette analyse a porté sur les plates-formes HYLOS<sub>1</sub> et HYLOS<sub>2</sub>, SRR, HYBTOR ainsi que OCTOPUS. Cette démarche a permis de confirmer que le contrôle cinétique efficace des actionneurs de suspension active augmente la marge de stabilité et la gradabilité des robots mobiles. De plus, cette analyse a mis en lumière le fait que la plupart des plates-formes robotiques tout-terrain possèdent une certaine forme de compliance intrinsèque contribuant à préserver l'intégrité de leurs mécanismes de suspension.
- 2) Une deuxième analyse a permis d'identifier que les actionneurs élastiques constituent la gamme d'actionneur la plus appropriée pour la conception du mécanisme des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. En effet, les AE sont conçus pour pouvoir contrôler efficacement leur état cinétique. Ils possèdent également une compliance intrinsèque élevée due à la faible raideur de leur élément flexible.
- 3) Le principe de fonctionnement de deux types d'AE existants, les ASE et les FSCA, a été présenté ainsi que celui d'un nouveau type d'actionneur proposé par l'auteur, un actionneur différentiel élastique. Une analyse comparative des performances de ces trois AE a été réalisée. Celle-ci a porté sur la détermination de deux fonctions de transfert caractérisant le fonctionnement de chaque AE soit le gain mécanique  $G_{ol}$  et l'impédance mécanique de sortie  $Z_{ol}$  en boucle ouverte.
- 4) Différentes technologies de composantes ont été identifiées pour la création d'AE de haute performance. Étant donné les avantages multiples que procure les ADE (meilleure impédance mécanique de sortie que les FSCA, meilleure intégration de l'instrumentation que les ASE, etc.), il a été choisi de les utiliser pour la conception du mécanisme des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. Trois configurations possibles des composantes de l'ADE ont été identifiées dont une retenue, celle utilisant un ressort de torsion interne. De plus, il a également été choisi d'utiliser une approche de mesure de couple directe plutôt qu'indirecte de sorte à maximiser la résolution de l'actionneur.

Un banc d'essai a été développé afin de caractériser l'ADE fabriqué. L'objectif de cette

démarche de caractérisation était de valider le modèle de prévision de performances formé des deux fonctions de transfert  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$ . Seule la fonction du gain mécanique réel de l'ADE  $G_{ol,exp}$  fût déterminée expérimentalement. Comme anticipé, il a été constaté que les performances de l'ADE fabriqué sont assujetties à plusieurs phénomènes non-linéaires et non modélisés par les fonctions  $G_{ol}$  et  $Z_{ol}$ . La fonction  $G_{ol,exp}$  ne s'est donc pas approchée de  $G_{ol}$  bien que la fréquence de résonance théorique de l'ADE corresponde à celle trouvée expérimentalement.

Cela dit, les différents tests et observations effectués (capacité de production de couple, tolérance aux impacts, etc.) sur l'ADE fabriqué confirment que cet actionneur est une solution appropriée pour la mise en fonction des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

### Travaux futurs

Tel qu'expliqué au chapitre 7, seul le mécanisme de l'ADE fut développé, fabriqué et testé étant donné les contraintes de temps du projet. L'ensemble des mécanismes des *bras tenseurs* seront prochainement fabriqués et intégrés à la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. L'usage des quatre *bras tenseurs* permettra la pleine réalisation des mouvements de type 3D de la plate-forme. Les capacités de locomotion de la plate-forme pourront être évaluées et quantifiées par ses caractéristiques de marges de stabilité et de gradabilité, comme cela a été fait pour la plate-forme HYLOS [31].

Par ailleurs, le modèle de prévision de performances proposé au chapitre 6 doit être revu et amélioré pour qu'il prenne en considération les phénomènes non-linéaires se produisant dans l'ADE. Par exemple, il serait intéressant de tenir compte des propriétés de compliance, d'hystérésis, de stiction et de friction du réducteur harmonique de l'actionneur (travaux de Tuttle [55], Taghirad [54] et Angelika [46]). De plus, le fonctionnement du moteur sans balais et de son alimentation pourraient également être modélisés (Ferretti [29]).

Ces travaux pour l'amélioration du modèle de prévision de performances seront utiles pour la mise en œuvre d'algorithmes de contrôle performants, par exemple le contrôle d'impédance proposé par Pratt [49].





# ANNEXE A

## TERMINOLOGIE

$B$	[N·m·s/rad [N·s/m]	ou	Amortissement apparent d'un système d'actionneur à impédance programmable
$B_i$	[ ]		Identificateur d'un corps d'un robot mobile
$c_m, c_t$	[ ]		Facteurs de charge utilisés pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$C_{A,CSD}$	[N·m]		Couple efficace maximal pour le cycle d'opération normal du réducteur harmonique
$C_{ADE}$	[N·m]		Couple développé par un ADE
$C_{ADE,max}$	[N·m]		Couple maximal que peut produire l'ADE
$C_{CMR,max}$	[N·m]		Couple maximal que peut produire un CMR (combiné moteur - réducteur)
$C_{M,démarrage}$	[N·m]		Couple de démarrage du moteur de l'ADE pour une tension d'alimentation donnée
$C_{M,cont.max}$	[N·m]		Couple continu maximal que peut produire le moteur de l'ADE
$C_{M,int.max}$	[N·m]		Couple intermittent maximal que peut produire le moteur de l'ADE
$C_{M,CSD}$	[N·m]		Impulsion de couple maximale, ne doit jamais se produire durant le cycle d'opération normal du réducteur harmonique
$C_{N,CSD}$	[N·m]		Couple de référence pour calculer la durée de vie du réducteur harmonique
$C_{P,réel}$	[N·m]		Couple présent entre deux corps $B_i$ d'un robot mobile
$C_{P,consigne}$	[N·m]		Couple de consigne à appliquer entre deux corps $B_i$ d'un robot mobile
$C_{P,optimal}$	[N·m]		Couple optimisant la distribution des forces d'interaction $R_i$
$C_{R,CSD}$	[N·m]		Couple maximal durant les accélérations / décélérations du cycle d'opération du réducteur harmonique
$d$	[m]		Diamètre interne du rotor du moteur de l'ADE
$D_1$	[m]		Diamètre externe du rotor du moteur de l'ADE
$D_2$	[m]		Diamètre externe du stator du moteur de l'ADE
$D_{arbre,plein}$	[m]		Diamètre utilisé pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE

$D_{R,ext}$	[m]	Diamètre de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$f_{\times}$	[Hz]	Fréquence associée au pôle d'une fonction de transfert
$f_{\circ}$	[Hz]	Fréquence associée au zéro d'une fonction de transfert
$F_{cs}$	[N·m]	Couple imposé au CS
$F_{fs}$	[N·m]	Couple imposé au FS
$F_{wg}$	[N·m]	Couple imposé au WG
$F(s)$	[N·m ou N]	Couple ou force produit par un actionneur
$f_{ADE,c}$	[Hz]	Fréquence de coupure définissant la bande passante de l'ADE
$f_{CMC,c}$	[Hz]	Fréquence de coupure définissant la bande passante d'un CMR
$F_D$	[N·m ou N]	Consigne de couple ou de force d'un actionneur opéré en boucle fermée
$F_{ERR}$	[N·m ou N]	Erreur sur le couple ou la force désirée
$F_L$	[N·m ou N]	Couple ou force appliqué à la charge connectée à l'arbre de sortie d'un actionneur
$F_M$	[N·m ou N]	Force de motorisation appliquée à l'entrée du réducteur d'un actionneur
$F_R, F'_R$	[N·m ou N]	Couple ou force transmis par l'élément flexible d'un actionneur élastique
$\vec{F}_{sol \rightarrow pj}$	[N]	Force exercée par l'environnement sur un point de contact $pj$ d'un <i>bras tenseur</i>
$\sum \overrightarrow{F_{Ext,ASE}}$	[N]	Somme des forces externes appliquées à un ASE dont le réducteur est modélisé par un bras de levier
$\sum \overrightarrow{F_{Ext,FSCA}}$	[N]	Somme des forces externes appliquées à un FSCA dont le réducteur est modélisé par un bras de levier
$\sum \overrightarrow{F_{Ext,ADE}}$	[N]	Somme des forces externes appliquées à un ADE dont le réducteur est modélisé par un bras de levier
$\sum \overrightarrow{F_{Ext,ressort,ASE}}$	[N]	Somme des forces externes appliquées au ressort d'un ASE
$G_{ol,exp}$	[N·m/A]	Gain mécanique réel de l'ADE développé
$G_{ol}(s)$	[ ]	Gain mécanique d'un actionneur en boucle ouverte
$H_{cl}(s)$	[N·m/A]	Gain électromécanique d'un actionneur en boucle fermée
$H_{ol}(s)$	[N·m/A]	Gain électromécanique d'un actionneur en boucle ouverte
$I(s)$	[A]	Courant du moteur électrique d'un actionneur
$I_M$	[A]	Courant alimentant le moteur de l'ADE
$I_{M,arrêt}$	[A]	Courant lorsque le moteur développe un couple
		$C_{M,arrêt}$

$I_{M,désiré}$	[A]	Consigne de courant réel envoyée à la carte contrôleur de l'ADE
$I_{M,max}$	[A]	Amplitude maximale d'un cycle de courant appliqué au moteur de l'ADE
$I_{M,réel}$	[A]	Courant réel circulant dans la carte contrôleur de l'ADE
$I_{M,rms}$	[A]	Valeur efficace du courant alimentant le moteur de l'ADE
$k$	[ ]	Nombre total de liaisons (formule de Grübler)
$K$	[N·m/rad ou N/m]	Raideur apparente d'un système d'actionneur à impédance programmable
$K_{CMR}$	[N·m/rad]	Raideur d'un combiné moteur - réducteur
$K_{FS}$	[N·m/rad]	Raideur du FS du réducteur harmonique
$K_M$	[N·m/A]	Constante électromécanique du moteur de l'actionneur
$K_R$	[N·m/rad ou N/m]	Raideur de l'élément flexible d'un actionneur élastique
$K_{R,sécu}$	[N·m/rad]	Raideur maximale sécuritaire de l'élément flexible
$l$	[ ]	Nombre total de boucles de force (formule de Grübler)
$l_{bt}$	[m]	Longueur d'un <i>bras tenseur</i>
$L_1$	[m]	Longueur du rotor du moteur de l'ADE
$L_2$	[m]	Longueur du stator du moteur de l'ADE
$m$	[kg]	Masse suspendue utilisée pour la caractérisation du capteur de force de l'ADE
$m_{cs}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Inertie rotative du CS
$m_i$	[ ]	Mobilité de la $i^{ième}$ liaison (formule de Grübler)
$m_{st}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	inertie rotative du stator du moteur d'un actionneur
$m_{wg}, J_{WG}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Inertie rotative du WG
$m_{AZ2}$	[kg]	Masse de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub>
$m_L$	[kg·m <sup>2</sup> ou kg]	Inertie connectée à la sortie d'un actionneur
$M$	[N·m·s <sup>2</sup> /rad ou N·s <sup>2</sup> /m]	Inertie apparente d'un système d'actionneur à impédance programmable
$M_{Omécanisme}$	[ ]	Mobilité d'un mécanisme
$M_R$	[N·m]	Moment fléchissant résultant maximal utilisé pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$\sum \overrightarrow{M_{Ext/O_1,ADE}}$	[N·m]	Somme des moments externes appliqués par rapport au pivot $O_1$
$N$	[ ]	Taux de démultiplication d'un réducteur harmonique
$p_{cg}$	[ ]	Position du centre de masse de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub>

$P$	[ ]	Identificateur d'un pivot d'un robot mobile
$P_{AZ2}$	[N]	Poids de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub>
$P_{M,joule}$	[W]	Puissance thermique dégagée par le bobinage du stator du moteur de l'ADE
$O_i$	[ ]	Identificateur d'un pivot d'un réducteur modélisé par un bras de levier
$r$	[m]	Longueur du bras de levier utilisé pour la caractérisation du capteur de force de l'ADE
$r_i$	[ ]	Dimension caractérisant le taux de réduction d'un réducteur modélisé par un bras de levier
$\vec{r}_{pi \rightarrow pj}$	[m]	Bras de levier entre le centre de rotation d'un <i>bras tenseur</i> de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub> le point contact de la chenille de ce dernier avec l'environnement
$R_i$	[N]	Force d'interaction robot / sol
$R_{M,E}$	[V/A]	Résistance électrique du stator du moteur de l'ADE
$R_{M,E,25^\circ C}$	[Ω]	Résistance électrique du stator du moteur de l'ADE à 25 °C
$R_{M,E,145^\circ C}$	[Ω]	Résistance électrique du stator du moteur de l'ADE à 145 °C
$R_{M,T}$	[°C/W]	Résistance thermique de l'ADE
$R_{M,T,conv.nat}$	[°C/W]	Résistance thermique du mécanisme de l'ADE avec ventilation par convection naturelle
$R_{M,T,conv.forcée}$	[°C/W]	Résistance thermique du mécanisme de l'ADE avec ventilation par convection forcée
$S_p$	[N/m <sup>2</sup> ]	Contrainte maximale sécuritaire utilisée pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$S_{ut}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Contrainte ultime utilisée pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$S_Y$	[N/m <sup>2</sup> ]	Limite d'élasticité utilisée pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$T_{ext}$	[°C]	Température externe du mécanisme de l'ADE
$T_M$	[°C]	Température moyenne du bobinage du stator du moteur de l'ADE
$T_{M,finale}, T_{M,initiale}$	[°C]	Température initiale et finale du bobinage du stator du moteur de l'ADE
$T_R$	[N·m]	Couple de torsion maximal utilisé pour le dimensionnement préliminaire de l'élément flexible du mécanisme d'ADE
$x_L$	[rad ou m]	Position de l'arbre de sortie d'un actionneur

$x_M$	[rad ou m]	Position de l'arbre de sortie du moteur d'un actionneur
$X_L(s)$	[rad ou m]	Position de l'arbre sortie d'un actionneur
$\dot{X}_{AZ2,0}$	[m/s]	Vitesse maximale de la plate-forme AZIMUT <sub>2</sub>
$\dot{X}_L(s)$	[rad/s ou m/s]	Vitesse de l'arbre sortie d'un actionneur
$U_M$	[V]	Tension d'alimentation du moteur de l'ADE
$W_i$	[ ]	Identificateur d'une roue d'un robot mobile
$Z_{ol}(s)$	[N·m/rad ou N/m]	Impédance mécanique de sortie en boucle ouverte d'un actionneur
$Z_{cl}(s)$	[N·m/rad ou N/m]	Impédance mécanique de sortie en boucle fermée d'un actionneur
$\alpha_{thoot}, \alpha_{wg}$	[rad]	Angles caractérisant l'amplification mécanique d'un réducteur harmonique modélisé
$\alpha_{Cu}$	[°C <sup>-1</sup> ]	Coefficient de résistance thermique du cuivre
$\Delta t_{max}$	[s]	Temps maximal d'application de $I_{M,rms}$ au moteur de l'ADE
$\Delta I_{min}$	[A]	Variation minimale du courant d'entrée du moteur d'un actionneur pour engendrer une modification de $F$
$\Delta T_M$	[°C]	Variation de température du bobinage du stator du moteur de l'ADE
$\Delta \Theta_{FS}$	[rad]	Déformation angulaire du FS lorsque le réducteur harmonique transmet un couple
$\epsilon_{CSD}$	[ ]	Efficacité du réducteur harmonique
$\theta_{WG}$	[rad]	Position angulaire du <i>Wave Generator</i> (WG) d'un réducteur harmonique
$\theta_{FS}$	[rad]	Position angulaire du <i>Flexible Spline</i> (FS) d'un réducteur harmonique
$\theta_{CS}$	[rad]	Position angulaire du <i>Circular Spline</i> (CS) d'un réducteur harmonique
$\omega_{cl}$	[rad/s]	Bande passante du système d'actionneur
$\omega_{ol}$	[rad/s]	Bande passante d'un actionneur
$\omega_{M,vide}$	[rad/s]	Vitesse à vide du moteur de l'ADE pour une tension d'alimentation donnée
$\tau_{M,T}$	[s]	Constante de temps thermique de l'ADE
$\tau_{M,T,conv.forcée}$	[s]	Constante de temps thermique thermique du mécanisme de l'ADE avec ventilation par convection forcée
$\tau_{M,T,conv.nat}$	[s]	Constante de temps thermique thermique du mécanisme de l'ADE avec ventilation par convection naturelle



## **ANNEXE B**

### **FONCTIONS DE TRANSFERT D'UN ASE**





### Equations resultantes

Avec ① et ② :

$$\begin{aligned}\vec{F}_{\text{ext}} &= \vec{F}_{L \rightarrow m_L} + \vec{F}_R = m_L \vec{a}_L \\ &= \vec{F}_{F \rightarrow m_L} - \vec{F}_R = m_L \vec{a}_L \\ &= F_{L \rightarrow m_L} \vec{1} - F_R \vec{1} = m_L a_L \vec{1}\end{aligned}$$

Donc :

$$F_L = F_R + m_L a_L \quad \textcircled{6}$$

Avec ③ :

$$F_R = k(x_L - x_{FS})$$

Avec ④ :

$$\begin{aligned}\vec{F}_R + \vec{F}_{FS} &= m_{FS} \vec{a}_{FS} \\ F_R \vec{1} - F_{FS} \vec{1} &= m_{FS} a_{FS} \vec{1} \\ F_R - F_{FS} &= m_{FS} a_{FS}\end{aligned}$$

⑦

Avec ⑤ :

$$F_M - \frac{F_{FS}}{N} = m_{wg} a_{wg}$$

### Résumé :

$$F_L = F_R + m_L a_L \quad \textcircled{6}$$

$$F_R = k(x_L - x_{FS}) \quad \textcircled{3}$$

$$F_R - F_{FS} = m_{FS} a_{FS} \quad \textcircled{7}$$

$$F_M - \frac{F_{FS}}{N} = m_{wg} a_{wg} \quad \textcircled{5}$$

### 3. Méthode lagrangienne:

a) Energie cinétique du système

$$T = \frac{1}{2} m_{wg} (\dot{x}_{wg})^2 + \frac{1}{2} m_{FS} (\dot{x}_{FS})^2 + \frac{1}{2} m_L (\dot{x}_L)^2$$

b) Coordonnées généralisées

$$q_1 = x_{wg}$$

$$q_2 = x_L$$

c) Relations cinématiques liant  $x_{wg}$  et  $x_{FS}$

$$x_{FS} N = -x_{wg} \Leftrightarrow x_{FS} = -\frac{x_{wg}}{N}$$

$$\dot{x}_{FS} N = -\dot{x}_{wg} \Leftrightarrow \dot{x}_{FS} = -\frac{\dot{x}_{wg}}{N}$$

d) Exprimer  $T$  en fonction des coordonnées généralisées.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_{wg} (\dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2} m_{FS} \left( -\frac{\dot{q}_1}{N} \right)^2 + \frac{1}{2} m_L (\dot{q}_2)^2 \\ &= \frac{1}{2} \left( m_{wg} + \frac{m_{FS}}{N^2} \right) (\dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2} m_L (\dot{q}_2)^2 \end{aligned}$$

e) Energie potentiel du système.

$$V = \frac{1}{2} k (x_L - x_{FS})^2$$

f) Exprimer  $V$  en fonction des coordonnées généralisées

$$V = \frac{1}{2} k \left( q_2 - \left( -\frac{q_1}{N} \right) \right)^2$$

$$= \frac{1}{2} k \left( q_2^2 + \frac{2q_1 q_2}{N} + \frac{q_1^2}{N^2} \right)$$

g) Exprimer le lagrangien

$$L = T - V$$

$$= \frac{1}{2} \left( m_{wg} + \frac{m_{FS}}{N^2} \right) (\dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2} m_L (\dot{q}_2)^2 - \frac{1}{2} k \left( q_2^2 + \frac{2q_1 q_2}{N} + \frac{q_1^2}{N^2} \right)$$

h) Appliquer le principe de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_r} = F_{q_r}$$

Pour  $X_{wg} (= q_1)$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \left( m_{wg} + \frac{m_{FS}}{N^2} \right) \dot{q}_1 \rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \right) = \boxed{\left( m_{wg} + \frac{m_{FS}}{N^2} \right) \ddot{q}_1}$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_1} = \frac{\partial L}{\partial q_1} = -\frac{1}{2} k \left( \frac{2q_2}{N} + \frac{2q_1}{N^2} \right) = \boxed{-\frac{k}{N} \left( q_2 + \frac{q_1}{N} \right)}$$

Pour  $X_L (= q_2)$ :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = m_L \dot{q}_2 \rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \right) = \boxed{m_L \ddot{q}_2}$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_2} = \frac{\partial L}{\partial q_2} = -\frac{1}{2} k \left( 2q_2 + \frac{2q_1}{N} \right) = \boxed{-k \left( q_2 + \frac{q_1}{N} \right)}$$

i) Forces généralisées

$$F_{q_1} = F_m$$

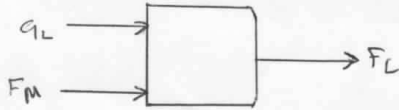
$$F_{q_2} = F_L$$

j) Equations résultantes

$$\underbrace{\left(m_{wg} + \frac{m_{fs}}{N^2}\right)}_{C_1} \ddot{q}_1 + \frac{k}{N} \left(q_2 + \frac{q_1}{N}\right) = F_m \quad (8)$$

$$m_L \ddot{q}_2 + k \left(q_2 + \frac{q_1}{N}\right) = F_L \quad (9)$$

4. Modèle à variables d'état



Entrées

$$U_1 = q_L$$

$$U_2 = F_m$$

Sortie

$$Y_1 = F_L$$

Variables d'état

$$x_1 = x_{wg} = q_1$$

$$x_2 = \dot{x}_{wg} = \dot{q}_1$$

$$x_3 = x_L = q_2$$

$$x_4 = \dot{x}_L = \dot{q}_2$$

$$\dot{X}_1 = X_2$$

Avec (8)  $c_1 \ddot{q}_1 + \frac{k}{N} (q_2 - \frac{q_1}{N}) = F_m$

$$\begin{aligned} \dot{X}_2 = \ddot{q}_1 &= \frac{F_m}{c_1} - \frac{k}{Nc_1} (q_2 + \frac{q_1}{N}) \\ &= \frac{u_2}{c_1} - \frac{k}{Nc_1} (x_3 + \frac{x_1}{N}) \\ &= \frac{u_2}{c_1} - \frac{k}{Nc_1} - \frac{kx_1}{N^2c_1} \end{aligned}$$

$$\dot{X}_3 = X_4$$

$$\dot{X}_4 = \ddot{q}_2 = a_L$$

Avec (9)

$$F_L = m_L \ddot{q}_2 + k(q_2 + \frac{q_1}{N})$$

$$Y_1 = m_L u_1 + k(x_3 + \frac{x_1}{N})$$

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{N^2c_1} & 0 & \frac{k}{Nc_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{c_1} \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}}_B \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} Y_1 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} k/N & 0 & k & 0 \end{bmatrix}}_C \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} m_L & 0 \end{bmatrix}}_D \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

Gol ASE

$$\frac{k N}{s^2 m_{WG} N^2 + m_{FS} s^2 + k}$$

Zol ASE

$$- \frac{k}{s^2 m_{WG} N^2 + m_{FS} s^2 + k} + k + m_L s^2$$

&gt;&gt;

Dénominateur Gol & Zol

$$(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k$$

Numérateur Zol

$$Zol = - \frac{k^2}{(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k} + \frac{k [(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k]}{(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k} + \frac{m_L s^2 [(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k]}{(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k}$$

$$Zol = \frac{\cancel{k^2} + k(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + \cancel{k^2} + m_L s^2 (m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k m_L s^2}{(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k}$$

$$Zol = \frac{m_L (m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^4 + k (m_{WG} N^2 + m_{FS} + m_L) s^2}{(m_{WG} N^2 + m_{FS}) s^2 + k}$$

## **ANNEXE C**

### **FONCTIONS DE TRANSFERT D'UN FSCA**





g) Exprimer le lagrangien :

$$L = T - V$$

$$L = \frac{1}{2} m_{wg} \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} (m_L + m_{FS}) \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} (m_{CS} + m_{ST}) \left( \frac{N \dot{q}_2 + \dot{q}_1}{N+1} \right)^2 - \frac{1}{2} k \left( \frac{N q_2 + q_1}{N+1} \right)^2$$

h) Appliquer le principe de Lagrange:  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_r} = F_{qr}$

Pour  $X_{wg}$ :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = m_{wg} \dot{q}_1 + \frac{(m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} (N \dot{q}_2 + \dot{q}_1) = \left[ m_{wg} + \frac{m_{CS} + m_{ST}}{(N+1)^2} \right] \dot{q}_1 + \frac{N (m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} \dot{q}_2$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \left[ m_{wg} + \frac{(m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} \right] \ddot{q}_1 + \frac{N (m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} \ddot{q}_2$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_1} = - \frac{k}{(N+1)^2} (N q_2 + q_1) = - \frac{k N}{(N+1)^2} q_2 - \frac{k q_1}{(N+1)^2}$$

Pour  $X_L$ :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = (m_L + m_{FS}) \dot{q}_2 + \frac{(m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} (N \dot{q}_2 + \dot{q}_1) N$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = (m_L + m_{FS}) \ddot{q}_2 + \frac{(m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} (N^2 \ddot{q}_2 + N \ddot{q}_1)$$

$$= \left[ (m_L + m_{FS}) + \frac{N^2 (m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} \right] \ddot{q}_2 + \left[ \frac{N (m_{CS} + m_{ST})}{(N+1)^2} \right] \ddot{q}_1$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_2} = - \frac{k}{(N+1)^2} (N q_2 + q_1) N = - \frac{k N^2}{(N+1)^2} q_2 - \frac{k N}{(N+1)^2} q_1$$

i) Détermination des forces généralisées :

soit  $j = 2 \equiv$  nombre de coordonnées généralisées

$i = 3 \equiv$  nombre de forces appliquées au système

$\vec{r}_i \equiv$  vecteur de déplacement associé à chaque force appliquée  
 $= r_i(q_1, q_2, \dots, q_n, t)$   
 $= r_i(q_1, q_2)$  Dans le cas étudié.

$Q_j = \sum_i \vec{F}_i \cdot \frac{\partial \vec{r}_i}{\partial q_j} \equiv$  Force généralisée associée à chaque coordonnée généralisée.

$$\vec{r}_1 = [x_B] = [q_2]$$

$$\vec{r}_2 = [x_{CS}] = \left[ \frac{Nq_2 + q_1}{N+1} \right]$$

$$\vec{r}_3 = [x_{wg}] = [q_1]$$

$$\vec{F}_1 = \vec{F}_L$$

$$\vec{F}_2 = \vec{F}_{m2}$$

$$\vec{F}_3 = \vec{F}_{m1}$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= F_1 \frac{\partial \vec{r}_1}{\partial q_1} + F_2 \frac{\partial \vec{r}_2}{\partial q_1} + F_3 \frac{\partial \vec{r}_3}{\partial q_1} \\ &= 0 + F_2 \cdot \frac{1}{N+1} + F_3 \cdot 1 = \boxed{\frac{F_{m2}}{(N+1)} + F_{m1}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= F_1 \frac{\partial \vec{r}_1}{\partial q_2} + F_2 \frac{\partial \vec{r}_2}{\partial q_2} + F_3 \frac{\partial \vec{r}_3}{\partial q_2} \\ &= F_1 \cdot 1 + F_2 \cdot \frac{N}{N+1} + 0 = \boxed{F_L + \frac{F_{m2}N}{(N+1)}} \end{aligned}$$

j). Equations résultantes

$$\underbrace{\left[ m_{wg} + \frac{(m_{cs} + m_{st})}{(N+1)^2} \right]}_{C1} \ddot{q}_1 + \underbrace{\left[ \frac{N(m_{cs} + m_{st})}{(N+1)^2} \right]}_{C2} \ddot{q}_2 + \underbrace{\frac{kN}{(N+1)^2}}_{C3} q_2 + \underbrace{\frac{k}{(N+1)^2}}_{C4} q_1 = \frac{F_{m2}}{(N+1)} + F_{m1}$$

$$\underbrace{\left[ (m_L + m_{fs}) + \frac{N^2}{(N+1)^2} (m_{cs} + m_{st}) \right]}_{C5} \ddot{q}_2 + \underbrace{\left[ \frac{N}{(N+1)^2} (m_{cs} + m_{st}) \right]}_{C6} \ddot{q}_1 + \underbrace{\frac{kN^2}{(N+1)^2}}_{C7} q_2 + \underbrace{\frac{kN}{(N+1)^2}}_{C8} q_1 = F_L + \frac{F_{m2}N}{(N+1)}$$

$$(1) \quad C1 \ddot{q}_1 + C2 \ddot{q}_2 + C3 q_2 + C4 q_1 = \frac{F_{m2}}{(N+1)} + F_{m1}$$

$$(2) \quad C5 \ddot{q}_2 + C6 \ddot{q}_1 + C7 q_2 + C8 q_1 = F_L + \frac{F_{m2}N}{(N+1)}$$

2) Modèle à variable d'état

a) Entrées  $U_1 = \dot{q}_2$       Sortie:  $y_1 = F_L$       Variable d'état

$U_2 = F_{M1}$        $X_1 = q_1 = x_{w2}$

$U_3 = F_{M2}$        $X_2 = \dot{q}_1 = \dot{x}_{w2}$

$X_3 = p = x_L$

$X_4 = \dot{q}_2 = \dot{x}_L$

b) Poser les équation différentiel ordre #1

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = \ddot{q}_1 \rightarrow \text{Avec (1)}$$

$$C_1 \ddot{q}_1 + C_2 \ddot{q}_2 + C_3 \ddot{q}_2 + C_4 \ddot{q}_1 = \frac{F_{M2}}{(N+1)} + F_{M1}$$

$$\ddot{q}_1 = \frac{F_{M2}}{C_1(N+1)} + \frac{F_{M1}}{C_1} - \frac{C_2}{C_1} \ddot{q}_2 - \frac{C_3}{C_1} \ddot{q}_2 - \frac{C_4}{C_1} \ddot{q}_1$$

$$\dot{X}_2 = \ddot{q}_1 = \frac{U_3}{C_1(N+1)} + \frac{U_2}{C_1} - \frac{C_2}{C_1} U_1 - \frac{C_3}{C_1} X_3 - \frac{C_4}{C_1} X_1 \quad (3)$$

$$\dot{X}_3 = X_4$$

$$\dot{X}_4 = \dot{q}_2 = U_1$$

$$y = F_L \rightarrow \text{Avec (2)}$$

$$C_5 \ddot{q}_2 + C_6 \ddot{q}_1 + C_7 \ddot{q}_2 + C_8 \ddot{q}_1 - \frac{F_{M2} N}{(N+1)} = F_L$$

Donc avec (3)

$$F_L = C_5 U_1 + C_6 \left[ \frac{U_3}{C_1(N+1)} + \frac{U_2}{C_1} - \frac{C_2}{C_1} U_1 - \frac{C_3}{C_1} X_3 - \frac{C_4}{C_1} X_1 \right] + C_7 X_3 + C_8 X_1 - \frac{U_3 N}{(N+1)} = y_1 \quad (5)$$

$$y_1 = \left[ C_5 - \frac{C_6 C_2}{C_1} \right] U_1 + \left[ \frac{C_6}{C_1} \right] U_2 + \left[ \frac{C_6}{C_1(N+1)} - \frac{N}{N+1} \right] U_3 + \left[ C_8 - \frac{C_6 C_4}{C_1} \right] X_1 + \left[ C_7 - \frac{C_6 C_3}{C_1} \right] X_3$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_4}{c_1} & 0 & -\frac{c_3}{c_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_2}{c_1} & \frac{1}{c_1} & \frac{1}{c_1(n+1)} \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}$$

$$[Y_1] = \left[ \left( c_8 - \frac{c_6 c_4}{c_1} \right) \ 0 \ \left( c_7 - \frac{c_6 c_3}{c_1} \right) \ 0 \right] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \left[ \left( c_5 - \frac{c_6 c_2}{c_1} \right) \ \left( \frac{c_6}{c_1} \right) \right] \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix}$$

$\left( \frac{c_6}{c_1(n+1)} \ - \ \frac{N}{N+1} \right)$

Transformer le modèle à 3 entrées en modèle à deux entrées

$$F_{m2} = -F_{m1} \Leftrightarrow U_3 = -U_2$$

les équations (3) et (5) deviennent :

$$\begin{aligned} \textcircled{3} \quad \dot{X}_2 = \dot{q}_1 &= \frac{-U_2}{C_1(N+1)} + \frac{U_2}{C_1} - \frac{C_2}{C_1} U_1 - \frac{C_3}{C_1} X_3 - \frac{C_4}{C_1} X_1 \\ &= \left[ -\frac{1}{C_1(N+1)} + \frac{1}{C_1} \right] U_2 - \frac{C_2}{C_1} U_1 - \frac{C_3}{C_1} X_3 - \frac{C_4}{C_1} X_1 \end{aligned}$$

$$\textcircled{5} \quad F_L = C_5 U_1 + C_6 \left[ \frac{-U_2}{C_1(N+1)} + \frac{U_2}{C_1} - \frac{C_2}{C_1} U_1 - \frac{C_3}{C_1} X_3 - \frac{C_4}{C_1} X_1 \right] + C_7 X_3 + C_8 X_1 + \frac{U_2 N}{(N+1)} = Y_1$$

$$Y_1 = \left[ C_5 - \frac{C_6 C_2}{C_1} \right] U_1 + \left[ -\frac{C_6}{C_1(N+1)} + \frac{C_6}{C_1} + \frac{N}{N+1} \right] U_2 + \left[ C_8 - \frac{C_6 C_4}{C_1} \right] X_1 + \left[ C_7 - \frac{C_6 C_3}{C_1} \right] X_3$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{C_4}{C_1} & 0 & -\frac{C_3}{C_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \left( -\frac{C_2}{C_1} \right) & \left( -\frac{1}{C_1(N+1)} + \frac{1}{C_1} \right) \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}}_B \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

p.7

$$[Y] = \underbrace{\begin{bmatrix} \left( C_8 - \frac{C_6 C_4}{C_1} \right) & 0 & \left( C_7 - \frac{C_6 C_3}{C_1} \right) & 0 \end{bmatrix}}_C \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \left( C_5 - \frac{C_6 C_2}{C_1} \right) & \left( -\frac{C_6}{C_1(N+1)} + \frac{C_6}{C_1} + \frac{N}{N+1} \right) \end{bmatrix}}_D \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix}$$

Gol FSCA

$$\frac{N(s^2 m_{WG} N + s^2 m_{WG} + s^2 m_{CS} + k + s^2 m_{ST})}{s^2 m_{WG} N + 2 s^2 m_{WG} N + s^2 m_{WG} + s^2 m_{CS} + s^2 m_{ST} + k}$$

Zol FSCA

$$\begin{aligned} & s^2 (N m_{WG} m_{FS} s + N m_{WG} m_L s + k N m_{WG} + m_{ST} s m_{WG} N \\ & + m_{CS} s^2 m_{WG} N + 2 N m_{WG} m_L s + 2 N m_{WG} m_{FS} s + m_{WG} m_L s^2 \\ & + m_{WG} m_{FS} s^2 + m_L k + m_L s^2 m_{ST} + m_L s^2 m_{CS} + m_{FS} s^2 m_{ST} \\ & + m_{FS} s^2 m_{CS} + m_{FS} k) / ( \\ & s^2 m_{WG} N + 2 s^2 m_{WG} N + s^2 m_{WG} + s^2 m_{CS} + s^2 m_{ST} + k) \end{aligned}$$

&gt;&gt; |

Denominateur (Gol et Zol)

$$\begin{aligned} & s^2 m_{WG} N^2 + 2 s^2 m_{WG} N + s^2 m_{WG} + s^2 m_{CS} + s^2 m_{ST} + k \\ & s^2 (m_{WG} N^2 + 2 m_{WG} N + m_{WG} + m_{CS} + m_{ST}) + k \\ & [m_{WG} (N+1)^2 + m_{CS} + m_{ST}] s^2 + k \end{aligned}$$

Numerateur Gol :

$$\begin{aligned} & N(s^2 m_{WG} N + s^2 m_{WG} + s^2 m_{CS} + k + s^2 m_{ST}) \\ & N[s^2 (m_{WG} N + m_{WG} + m_{CS} + m_{ST}) + k] \\ & N[s^2 (m_{WG} (N+1) + m_{CS} + m_{ST}) + k] \\ & [m_{WG} N(N+1) + (m_{CS} + m_{ST}) N] s^2 + k N \end{aligned}$$

p. 8

Numerateur Zol

$$s^2 \left[ N^2 m_{wg}^x m_{FS} s^2 + N^2 m_{wg}^x m_L s^2 + k N^2 m_{wg}^x + m_{ST} s^2 m_{wg}^x N^2 \right. \\ \left. + m_{CS} s^2 m_{wg}^x N^2 + 2 N m_{wg}^x m_L s^2 + 2 N m_{wg}^x m_{FS} s^2 + m_{wg}^x m_L s^2 \right. \\ \left. + m_{wg}^x m_{FS} s^2 + m_L k + m_L s^2 m_{ST} + m_L s^2 m_{CS} + m_{FS} s^2 m_{ST} \right. \\ \left. + m_{FS} s^2 m_{CS} + m_{FS} k \right]$$

$$\left[ (N+1)^2 m_{wg}^x m_{FS} s^2 + (N+1)^2 m_{wg}^x m_L s^2 + m_L (m_{CS} + m_{ST}) s^2 + N^2 m_{wg} (m_{CS} + m_{ST}) \right. \\ \left. + m_{FS} (m_{CS} + m_{ST}) s^2 + k (N^2 m_{wg} + m_L + m_{FS}) \right] s^2$$

$$(N+1)^2 m_{wg} m_{FS} + (N+1)^2 m_{wg} m_L +$$

$$\left[ (N+1)^2 m_{wg} (m_{FS} + m_L) s^2 + (m_L + m_{FS}) (m_{CS} + m_{ST}) s^2 \right. \\ \left. + N^2 m_{wg} (m_{CS} + m_{ST}) s^2 + k (N^2 m_{wg} + m_L + m_{FS}) \right] s^2$$

$$\left[ (N+1)^2 m_{wg} (m_{FS} + m_L) + (m_L + m_{FS}) (m_{CS} + m_{ST}) + N^2 m_{wg} (m_{CS} + m_{ST}) \right] s^4$$

$$\left[ k (N^2 m_{wg} + m_L + m_{FS}) \right] s^2$$

$$\left[ (N+1)^2 m_{wg} + (m_{FS} + m_L) + N^2 m_{wg} (m_{CS} + m_{ST}) \right] s^4$$

↓  
(m<sub>CS</sub> + m<sub>ST</sub>)



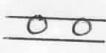
## **ANNEXE D**

### **FONCTIONS DE TRANSFERT D'UN ADE**

## Détermination des fonctions de transfert d'un système d'actionneur différentiel élastique

### 1. Modélisation du système en mouvements linéaires

Hypothèses :

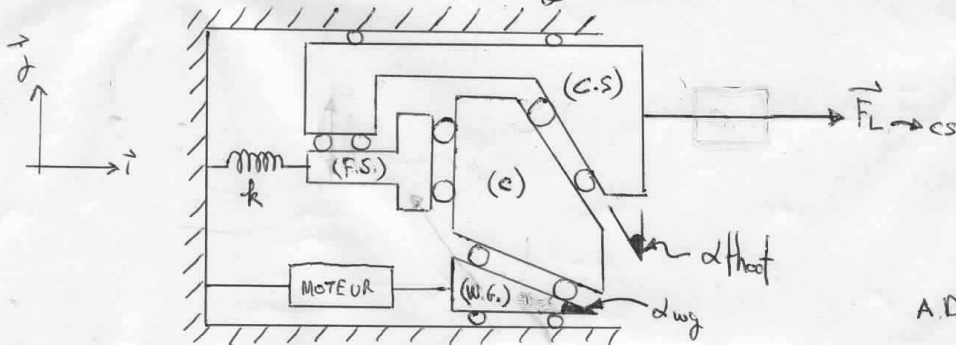
- pas de gravité
- le bloc "c" n'a pas de masse
- pas de phénomènes de friction ou d'amortissement
- une liaison plan  peut être remplacée par une force normale + un couple



- $\alpha_{wg}$  dépend du taux de démultiplication  $N$  du réducteur et de l'angle d'attaque des dents du flexspline  $\alpha_{thoot}$ .
- $\alpha_{wg}$ ,  $\alpha_{thoot}$  et  $N$  sont liés par l'équation suivante :

$$\alpha_{wg} = \arctan \left[ \frac{1}{(N+1) \tan(\alpha_{thoot})} \right] \quad \left( \begin{array}{l} \text{voir article et thèse} \\ \text{de tuttle} \end{array} \right)$$

$\alpha_{thoot}$  et  $N$  sont connus



A.D.E p.1

a. Méthode lagrangienne pour la définition des équations du système

a) Energie cinétique du système :

$$T = \frac{1}{2} m_{FS} (\dot{x}_{FS})^2 + \frac{1}{2} m_{WG} (\dot{x}_{WG})^2 + \frac{1}{2} (m_{CS}) (\dot{x}_L)^2$$

b) Choix des coordonnées généralisées  $q_i$  :

$$q_1 = x_{WG} \quad (\text{position du W.G.})$$

$$q_2 = x_L \quad (\text{position de la charge})$$

c) Relations cinématiques liant  $x_{WG}$ ,  $x_{FS}$  et  $x_{CS} (= x_L)$  :

$$x_{FS} N - x_{CS}(N+1) = -x_{WG}$$

$$\dot{x}_{FS} N - \dot{x}_{CS}(N+1) = -\dot{x}_{WG}$$

d) Exprimer  $T$  en fonction des coordonnées généralisées :

$$\dot{x}_{FS} = \frac{\dot{x}_L(N+1) - \dot{x}_{WG}}{N} \quad ; \quad x_{FS} = \frac{x_L(N+1) - x_{WG}}{N}$$

$$T = \frac{1}{2} m_{FS} \left[ \frac{\dot{x}_L(N+1) - \dot{x}_{WG}}{N} \right]^2 + \frac{1}{2} m_{WG} (\dot{x}_{WG})^2 + \frac{1}{2} (m_{CS}) (\dot{x}_L)^2$$

$$= \frac{1}{2} m_{FS} \left[ \frac{\dot{q}_2(N+1) - \dot{q}_1}{N} \right]^2 + \frac{1}{2} m_{WG} \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} (m_{CS}) (\dot{q}_2)^2$$

e) Energie potentielle du système

$$V = \frac{1}{2} k (x_{FS})^2 = \frac{1}{2} k \left[ \frac{x_L(N+1) - x_{WG}}{N} \right]^2$$

APE p. 2

f) Exprimer  $V$  en fonction des coordonnées généralisées :  $V = \frac{1}{2} k \left[ \frac{q_2(N+1) - q_1}{N} \right]^2$

g) Exprimer le Lagrangien:

$$L = T - V$$

$$L = \frac{1}{2} m_{FS} \left[ \frac{\dot{q}_2(N+1) - \dot{q}_1}{N} \right]^2 + \frac{1}{2} m_{wg} \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} (m_{cs}) \dot{q}_2^2 - \frac{1}{2} k \left[ \frac{q_2(N+1) - q_1}{N} \right]^2$$

h) Appliquer le principe de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_r} = F_{qr} \quad \text{où} \quad q_r = \text{coordonnées généralisées "r"} \\ F_{qr} = \text{force généralisée associée à } q_r$$

Pour  $X_{wg}$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_r} = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} &= - \frac{m_{FS}}{N^2} (\dot{q}_2(N+1) - \dot{q}_1) + m_{wg} \dot{q}_1 \\ \frac{\partial L}{\partial q_r} = \frac{\partial L}{\partial q_1} &= + \frac{k}{N^2} (q_2(N+1) - q_1) \end{aligned} \right\} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \right) = - \frac{m_{FS}}{N^2} (\ddot{q}_2(N+1) - \ddot{q}_1) + m_{wg} \ddot{q}_1$$

Pour  $X_L$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_r} = \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} &= \frac{m_{FS}}{N^2} (\dot{q}_2(N+1) - \dot{q}_1)(N+1) + (m_{cs}) \dot{q}_2 \\ \frac{\partial L}{\partial q_r} = \frac{\partial L}{\partial q_2} &= - \frac{k}{N^2} (q_2(N+1) - q_1)(N+1) \end{aligned} \right\} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \right) = \frac{m_{FS}}{N^2} (\ddot{q}_2(N+1) - \ddot{q}_1)(N+1) + (m_{cs}) \ddot{q}_2$$

i) Définition des forces généralisées

$F_{q_1} = F_m$  ; la force produite par le moteur appliquée sur W.G

$F_{q_2} = F_L$  ; la force appliquée par la charge sur  $m_L$  ADE p.3

## Determination des forces généralisées

soit  $j = 2 \equiv$  nombre de coordonnées généralisées

$c = 2 \equiv$  nombre de forces appliquées au système

$\vec{r}_c \equiv$  vecteur de déplacement associé à chaque force appliquée

$$\vec{r}_c(q_1, q_2)$$

$$Q_j = \sum_c \vec{F}_c \cdot \frac{\partial \vec{r}_c}{\partial q_j}$$

$$\vec{r}_1 = [X_{cs}] = q_2$$

$$\vec{F}_1 = F_L$$

$$\vec{r}_2 = [X_{wt}] = q_1$$

$$\vec{F}_2 = F_M$$

$$Q_1 = F_1 \cdot \frac{\partial r_1}{\partial q_1} + F_2 \cdot \frac{\partial r_2}{\partial q_1} = F_M$$

$$Q_2 = F_1 \cdot \frac{\partial r_1}{\partial q_2} + F_2 \cdot \frac{\partial r_2}{\partial q_2} = F_L$$

ADP p.4

$$\frac{M_{FS}}{N^2} [\ddot{q}_2(N+1) - \ddot{q}_1] (N+1) + m_{CS} \ddot{q}_2 + \frac{k}{N^2} [q_2(N+1) - q_1] (N+1) = F_L \quad (1)$$

$$-\frac{M_{FS}}{N^2} [\ddot{q}_2(N+1) - \ddot{q}_1] + m_{wg} \ddot{q}_1 - \frac{k}{N^2} [q_2(N+1) - q_1] = F_M \quad (2)$$

Soit Entrées :  $u_1 = \ddot{q}_2 = \text{accélération en sortie} = a_L$   
 $u_2 = F_M$

Sortie  $y_1 = F_L$

Variables d'état

$$x_1 = q_1 = x_{wg}$$

$$x_2 = \dot{q}_1 = \dot{x}_{wg}$$

$$x_3 = q_2 = x_L$$

$$x_4 = \dot{q}_2 = \dot{x}_L$$

Avec (2) :

$$\underbrace{\left[ -\frac{M_{FS}(N+1)}{N^2} \right]}_{C_5} \ddot{q}_2 + \underbrace{\left[ \frac{M_{FS}}{N^2} + m_{wg} \right]}_{C_6} \ddot{q}_1 + \underbrace{\left[ -\frac{k(N+1)}{N^2} \right]}_{C_7} q_2 + \underbrace{\left[ \frac{k}{N^2} \right]}_{C_8} q_1 = F_M$$

$$C_5 u_1 + C_6 \dot{x}_2 + C_7 x_3 + C_8 x_1 = u_2 \quad (3)$$

ADE PS

Avec (1) :

$$\underbrace{\left[ \frac{M_{FS}(N+1)^2}{N^2} + m_{CS} \right]}_{C_1} \ddot{q}_2 - \underbrace{\left[ \frac{M_{FS}(N+1)}{N^2} \right]}_{C_2} \ddot{q}_1 + \underbrace{\frac{k(N+1)^2}{N^2}}_{C_3} q_2 - \underbrace{\frac{k(N+1)}{N^2}}_{C_4} q_1 = F_L$$

$$C_1 u_1 + C_2 \dot{x}_2 + C_3 x_3 + C_4 x_1 = y_1 \quad (4)$$

$$\dot{x}_1 = x_2$$

Avec (3)

$$\dot{x}_2 = \frac{u_2}{C_6} - \frac{C_5 u_1}{C_6} - \frac{C_7 x_3}{C_6} - \frac{C_8 x_1}{C_6}$$

$$\dot{x}_3 = x_4$$

$$\dot{x}_4 = u_1$$

Avec (4):

$$C_1 u_1 + C_2 \left[ \frac{u_2}{C_6} - \frac{C_5 u_1}{C_6} - \frac{C_7 x_3}{C_6} - \frac{C_8 x_1}{C_6} \right] + C_3 x_3 + C_4 x_1 = Y_1$$

$$\left[ C_1 - \frac{C_2 C_5}{C_6} \right] u_1 + \left[ \frac{C_2}{C_6} \right] u_2 + \left[ \frac{C_2 C_7}{C_6} + C_3 \right] x_3 + \left[ C_4 - \frac{C_2 C_8}{C_6} \right] x_1 = Y_1$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{C_8}{C_6} & 0 & -\frac{C_7}{C_6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{C_5}{C_6} & \frac{1}{C_6} \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

ADE p.6

$$[Y_1] = \left[ \left( C_4 - \frac{C_2 C_8}{C_6} \right) \quad 0 \quad \left( C_3 - \frac{C_2 C_7}{C_6} \right) \quad 0 \right] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \left[ \left( C_1 - \frac{C_2 C_5}{C_6} \right) \quad \left( \frac{C_2}{C_6} \right) \right] \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

Gol ADE

$$\frac{(k + m_{FS} s)^2 (N + 1)}{s^2 m_{WG} N^2 + m_{FS} s^2 + k}$$

Zol ADE

$$\frac{(k N^2 m_{WG} + N^2 m_{WG} s^2 m_{CS} + m_{FS} s^2 m_{WG} N + 2 k m_{WG} N + 2 N m_{FS} s^2 m_{WG} + k m_{WG} + m_{FS} s^2 m_{WG} + m_{CS} k + m_{FS} s^2 m_{CS})}{s^2 / (s^2 m_{WG} N^2 + m_{FS} s^2 + k)}$$

&gt;&gt; |

Denominateur (Gol & Zol)

$$s^2 m_{WG} N^2 + m_{FS} s^2 + k$$

$$(N^2 m_{WG} + m_{FS}) s^2 + k$$

Numerateur (Zol)

$$\left[ N^2 m_{WG} s^2 m_{CS} + m_{FS} s^2 m_{WG} N^2 + 2 N m_{FS} s^2 m_{WG} + m_{FS} s^2 m_{WG} + m_{FS} s^2 m_{CS} \right] s^2$$

$$\left[ k N^2 m_{WG} + 2 k N m_{WG} + k m_{WG} \right] s^2$$

$$\left[ (N+1)^2 m_{FS} m_{WG} + (N^2 m_{WG} + m_{FS}) m_{CS} \right] s^4$$

$$\left[ k (N+1)^2 m_{WG} \right] s^2$$

$+ m_{CS}$

ADE p.7



## **ANNEXE E**

# **PÔLES ET ZÉROS DES FONCTIONS DE TRANSFERT D'AE**

Détermination des pôles et zéros des fonctions  $G_0$  et  $Z_0$  pour les ASE, FSCA et ADE

$$As^2 + Bs + C = 0$$

$$s = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

Regle d'Hopital.

$$\lim_{x \rightarrow a} \frac{f(x)}{g(x)} = \lim_{x \rightarrow a} \frac{f'(x)}{g'(x)}$$

ASE :

$$\lim_{s \rightarrow 0} G_0(s) = N$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} G_0(s) = 0$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} Z_0(s) = 0$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} Z_0(s) = \frac{\infty}{\infty} \rightarrow \frac{As^4 + Bs^2}{Cs^2 + D} \rightarrow \frac{4As^3 + 2Bs}{2Cs} \rightarrow \frac{12As^2 + 2B}{2C} = \infty$$

FSCA :

$$\lim_{s \rightarrow 0} G_0(s) = N$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} G_0(s) = \frac{\infty}{\infty} \rightarrow \frac{As^2 + B}{Cs^2 + D} \rightarrow \frac{2As}{2Cs} \sim \frac{2A}{2C} = \frac{m_{wg} N(N+1) + (m_{cs} + m_{st})N}{m_{wg} (N+1)^2 + m_{cs} + m_{st}}$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} Z_0(s) = \infty \quad \text{forme} \quad \frac{As^4 + Bs^2}{Cs^2 + D} \rightarrow \frac{12As^2 + 2B}{2C}$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} Z_0(s) = 0$$

p.1

ADE  $\lim_{s \rightarrow 0} G_0(s) = -(N+1)$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} G_0(s) = - \frac{2mfs(N+1)}{2(N^2m_{wg} + mfs)s} \rightarrow - \frac{mfs(N+1)}{N^2m_{wg} + mfs}$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} Z_0(s) = 0$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} Z_0(s) = \infty \rightarrow \text{forme } \frac{As^4 + Bs^2}{Cs^2 + 1} \rightarrow \frac{12As^2 + 2B}{2C}$$

Dans le cas où  $m_c \rightarrow 0$

ASE

$$\lim_{s \rightarrow 0} G_0(s) = N$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} G_0(s) = 0$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} Z_0(s) = 0$$

$$\lim_{s \rightarrow \infty} Z_0(s) = \frac{k(m_{wg}N^2 + mfs)s^2}{(m_{wg}N^2 + mfs)^2 k} \Rightarrow \frac{k 2(m_{wg}N^2 + mfs)s}{2(m_{wg}N^2 + mfs)s} \rightarrow k$$

FSCA : change pos.

ADE : change pos.

ASE Pôles: (Gol d Zol)

$$(m_{wg}N^2 + m_{fs})s^2 + k = 0$$

$$s = \pm \sqrt{\frac{-k}{m_{wg}N^2 + m_{fs}}} = \pm \sqrt{\frac{k}{m_{wg}N^2 + m_{fs}}} j = \pm \omega_x j$$

$$\omega_x = \sqrt{\frac{k}{m_{wg}N^2 + m_{fs}}}$$

$$\omega_x = 4.428 \text{ Hz}$$

$$\omega_{0-201} = 40.24$$

Zero (Zol)

$$m_L(m_{wg}N^2 + m_{fs})s + k(m_{wg}N^2 + m_{fs} + m_L)s^2 = 0$$

$$s = \sqrt{\frac{-k(m_{wg}N^2 + m_{fs} + m_L)}{(m_{wg}N^2 + m_{fs})m_L}} \quad \text{et} \quad s = 0$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k(m_{wg}N^2 + m_{fs} + m_L)}{(m_{wg}N^2 + m_{fs})m_L}}$$

FSCA Pôles (Gol d Zol)

$$((N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{sr})s^2 + k = 0$$

$$s = \pm \sqrt{\frac{-k}{(N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{sr}}}$$

$$\omega_x = \sqrt{\frac{k}{(N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_{sr}}}$$

p.3

Zero: (Gol)

$$(m_{wg}N(N+1) + (m_{cs} + m_{sr})N)s^2 + kN = 0$$

$$s = \sqrt{-\frac{k}{m_{wg}(N+1) + m_{cs} + m_{sr}}}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_{wg}(N+1) + m_{cs} + m_{sr}}}$$

(Zol)

$$s = 0$$

$\omega_0 = 4.264 \text{ Hz}$ $\omega_{0-Gol} = 18.27 \text{ Hz}$ $\omega_{0-Zol} = 19.53 \text{ Hz}$
---

$$s = \sqrt{\frac{-k(N^2 m_{wg} + m_L + m_{fs})}{((N+1)^2 m_{wg} + (m_{cs} + m_{sr}))(m_{fs} + m_L) + N^2 m_{wg}(m_{cs} + m_{sr})}}$$

ADE: Poles (Gol & Zol)

$$s = \sqrt{-\frac{k}{N^2 m_{wg} + m_{fs}}} \Rightarrow \omega_X = \sqrt{\frac{k}{N^2 m_{wg} + m_{fs}}}$$

Zero (Gol)

$$(k + m_{fs}s^2)(N+1) = 0$$

$$s = \sqrt{\frac{-k}{m_{fs}}}$$

$$\omega_{0-Gol} = \sqrt{\frac{k}{m_{fs}}}$$

p.4

Zero ( $z_0$ )

$$S=0$$

$$\omega_{0-z_0} = \frac{S}{L} = \frac{k \left( (N+1)^2 m_{wg} + m_{cs} + m_L \right)}{\sqrt{(N+1)^2 m_{wg} m_{fs} + (N^2 m_{wg} + m_{fs})(m_{cs} + m_L)}}$$

ADE:

$$\omega_x = 4.428 \text{ Hz}$$

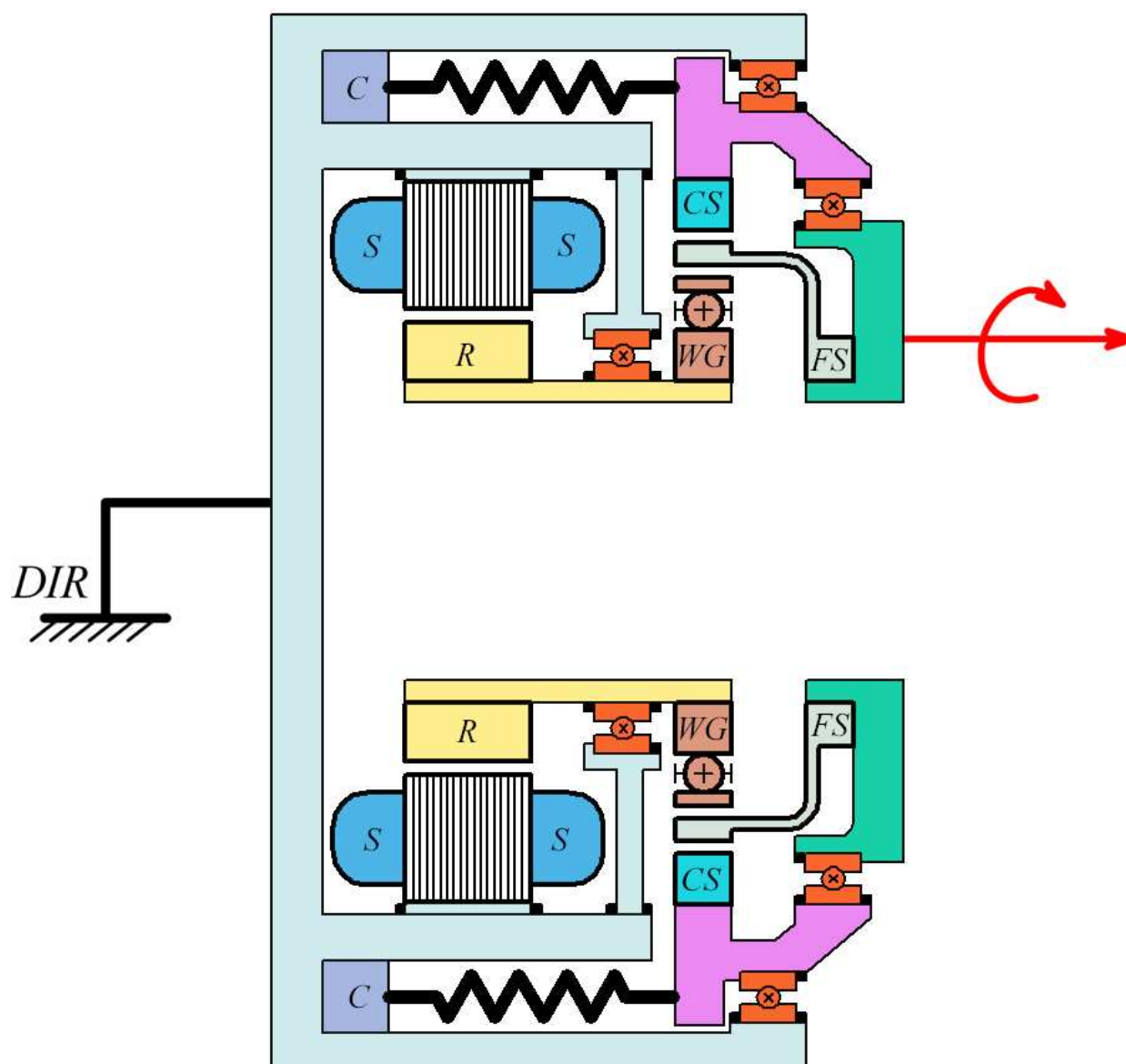
$$\omega_{0-G_0} = 212.0 \text{ Hz}$$

$$\omega_{0-z_0} = 28.91 \text{ Hz}$$

p.5

## **ANNEXE F**

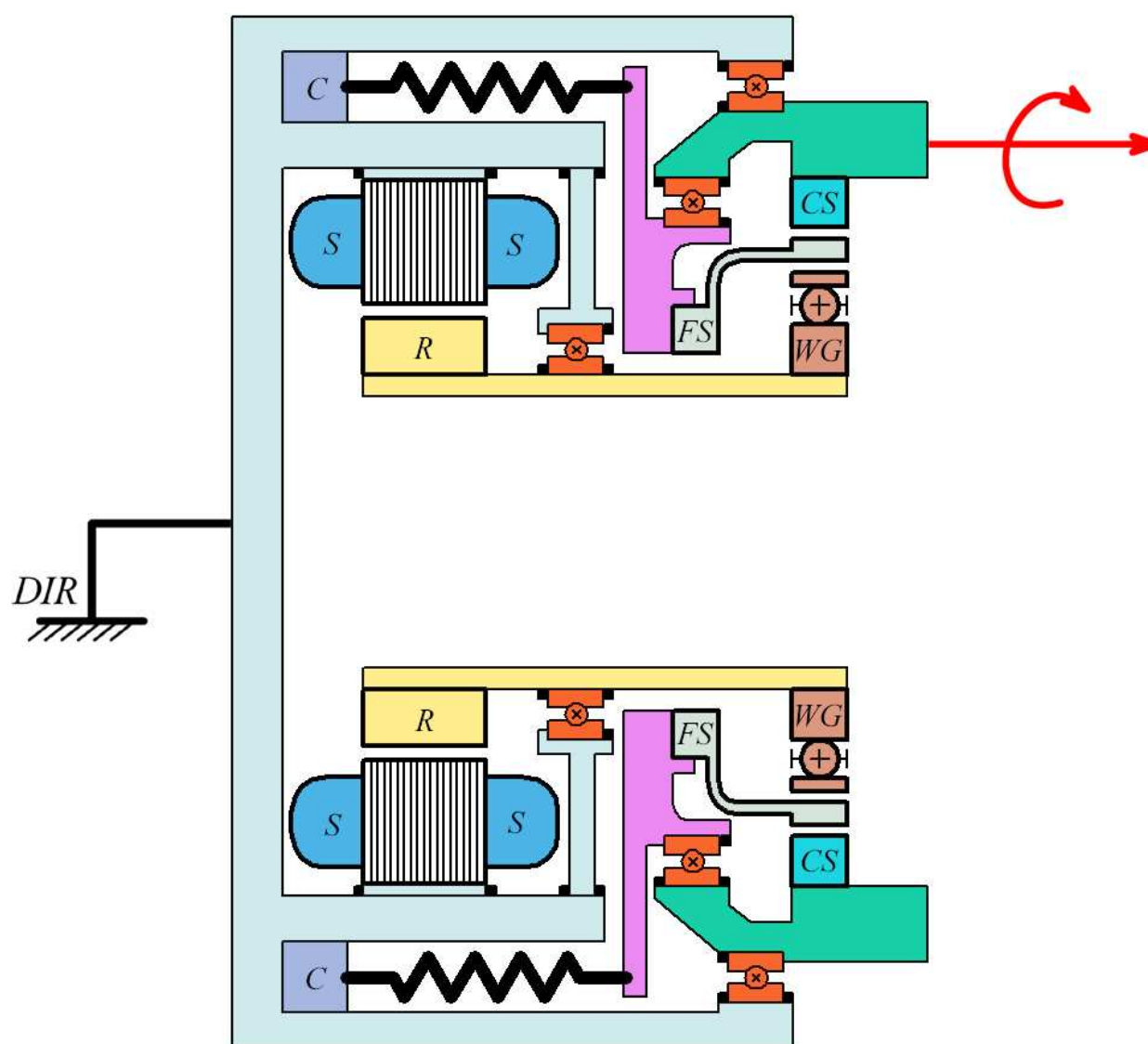
### **AGENCEMENT 2 DES COMPOSANTES D'UN ADE**





## **ANNEXE G**

### **AGENCEMENT 3 DES COMPOSANTES D'UN ADE**



# ANNEXE H

## DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE DE L'ADE

Tel qu'introduit à la section 7.6, le dimensionnement de l'ADE s'est effectué en suivant cinq étapes ici détaillées et dont l'objectif est de déterminer  $N$ ,  $K_M$  et  $K_R$  :

ÉTAPE 1) Définir un cycle de couple typique que les actionneurs doivent produire lors de la mise en opération des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

ÉTAPE 2) Définir l'alimentation électrique disponible pour la mise en fonction des moteurs des actionneurs.

ÉTAPE 3) Estimer le diamètre minimal de l'élément flexible.

ÉTAPE 4) Définir le combiné moteur - réducteur (CMR) optimum pour l'application visée, c'est-à-dire celui respectant les contraintes suivantes :

- Avoir la capacité de produire le cycle de couple défini à l'étape 1).
- Être opéré grâce à l'alimentation électrique définie à l'étape 2).
- Posséder la bande passante la plus large possible.
- Respecter les limites thermiques du moteur.
- Respecter les limites de vitesse d'opération des autres éléments du mécanisme (i.e. roulement du rotor, roulement du WG, etc.).

ÉTAPE 5) Définir la raideur  $K_R$  de l'élément flexible de sorte à ce que celle-ci octroie une compliance intrinsèque suffisamment sécuritaire au mécanisme de l'ADE pour son champ d'application visé, ici les *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>.

### H.1 ÉTAPE 1 : définir le cycle de production de couple typique

Un cycle de production de couple doit être posé afin d'amorcer le dimensionnement de l'ADE. Comme l'ADE a pour fonction de mettre en rotation les *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>, une plate-forme de type tout-terrain, il s'agit d'imaginer les cas d'utilisation extrêmes et plausibles de celle-ci. À cet effet, deux cas d'utilisation sont proposés :

#### H.1.1 1<sup>er</sup> cas d'utilisation extrême des *bras tenseurs*

La figure H.1 montre le premier cas d'utilisation imaginé où les *bras tenseurs* doivent supporter la totalité du poids de la plate-forme. La masse totale anticipée pour la plate-forme

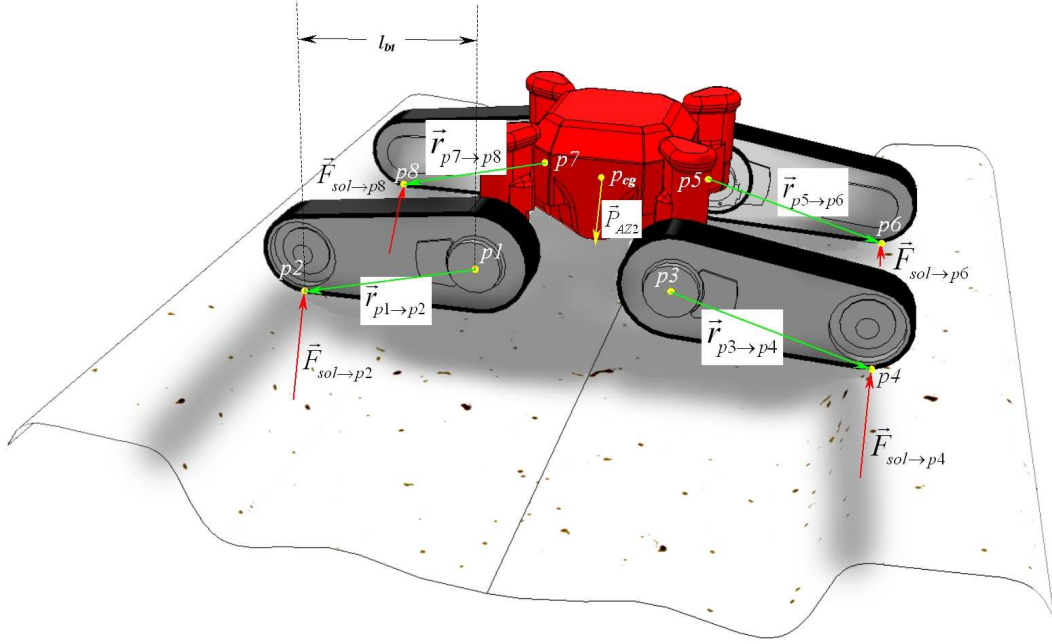


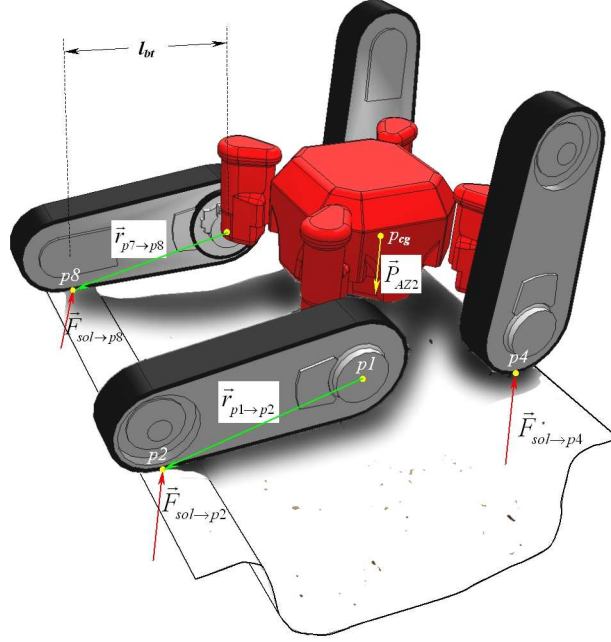
Figure H.1: 1<sup>er</sup> cas d'utilisation extrême de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>

AZIMUT<sub>2</sub>  $m_{AZ2}$  (version à *bras tenseurs*) est d'environ 54.5 kg. Pour simplifier les prochains calculs, certaines hypothèses sont posées :

- 1) Le poids de la plate-forme  $P_{AZ2}$  s'applique en un seul point  $p_{cg}$  situé au centre géométrique de la plate-forme.
- 2) Les projections horizontales des vecteurs  $\vec{r}_{p1 \rightarrow p2}$ ,  $\vec{r}_{p3 \rightarrow p4}$ ,  $\vec{r}_{p5 \rightarrow p6}$  et  $\vec{r}_{p7 \rightarrow p8}$  sont maximales (les *bras tenseurs* étant orientés horizontalement) et la longueur  $l_{bt}$  de ces projections (longueur des bras de levier) est de 0.33 m.
- 3) Les quatre mécanismes d'ADE développent le même couple. Il est assumé que les forces d'interaction  $\vec{F}_{sol \rightarrow p2}$ ,  $\vec{F}_{sol \rightarrow p4}$ ,  $\vec{F}_{sol \rightarrow p6}$  et  $\vec{F}_{sol \rightarrow p8}$  ont les mêmes amplitudes et sont toutes orientées verticalement. Cette hypothèse est physiquement possible puisque les mécanismes d'ADE sont compliants grâce à leur élément flexible respectif. Ces derniers peuvent être chargés ou déchargés et ainsi garantir une distribution uniforme du poids de la plate-forme aux quatre points de contact robot / sol  $p_2$ ,  $p_4$ ,  $p_6$  et  $p_8$ . De plus, il est assumé que les systèmes de propulsion n'appliquent pas de couple aux chenilles des *bras tenseurs* et que celles-ci sont libres de se mouvoir. Les forces d'interaction  $\vec{F}_{sol \rightarrow p2}$ ,  $\vec{F}_{sol \rightarrow p4}$ ,  $\vec{F}_{sol \rightarrow p6}$  et  $\vec{F}_{sol \rightarrow p8}$  ne possèdent donc aucune composante horizontale.

Le couple développé par chaque ADE est donc :

$$C_{ADE} = l_{bt} \cdot (m_{AZ2}/4) \cdot g = 0.33[m] \cdot 54.5[kg] / 4 \cdot 9.81[m/s^2] \approx 44 [N \cdot m] \quad (H.1)$$

Figure H.2: 2<sup>e</sup> cas d'utilisation extrême de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>

Il s'agit d'un cas statique où la vitesse de rotation des *bras tenseurs* est nulle. Bien entendu, les ADE doivent pouvoir développer ce couple à une vitesse non nulle de sorte à « sortir » de cette configuration géométrique particulière. Pour ce faire, on fait l'hypothèse qu'un couple deux fois plus élevé devrait être suffisant, soit  $C_{ADE} = 88 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

### H.1.2 2<sup>e</sup> cas d'utilisation extrême des *bras tenseurs*

La figure H.2 montre un deuxième cas d'utilisation de la plate-forme. Dans cette situation, seuls deux *bras tenseurs* sont sollicités pour supporter une partie du poids de la plate-forme aux points d'interaction  $p_2$  et  $p_8$ . L'annexe K donne les calculs effectués pour déterminer le couple statique requis pour ce cas d'utilisation. Celui-ci s'élève à  $C_{ADE} = 23 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Ainsi, on utilise uniquement le 1<sup>er</sup> cas de dimensionnement où  $C_{ADE}$  requis égale  $88 \text{ N}\cdot\text{m}$ .

### H.1.3 Cycle de production de couple des ADE

La figure H.3 donne le cycle de production de couple des ADE, celui-ci imaginé à partir du premier cas d'utilisation extrême présenté à la section H.1.1. Il est donc proposé que l'ADE ait la capacité de produire  $44 \text{ N}\cdot\text{m}$  en continu à vitesse nulle et  $88 \text{ N}\cdot\text{m}$  intermittent et à vitesse non-nulle pour une durée de maximale de 10 s, suivi obligatoirement d'une période de relaxation minimum de, par exemple, 90 s. Ce cycle d'opération a été posé arbitrairement puisque le cycle réel de production de couple des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> est pour l'instant inconnu. Par ailleurs, la vitesse de rotation des *bras tenseurs* pourra être évaluée à la fin de l'étape 4 de la présente démarche, c'est-à-dire une fois le CMR optimum choisi.

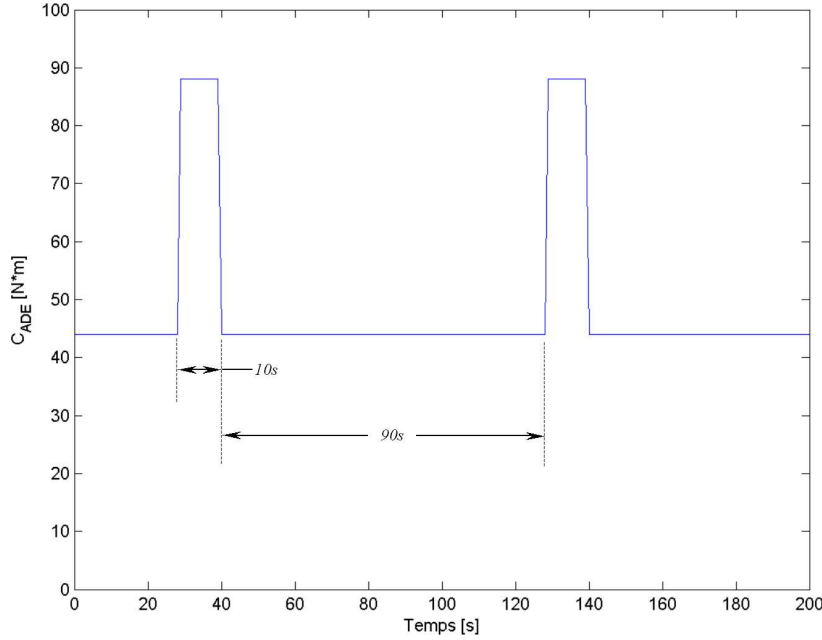


Figure H.3: Cycle de production de couple proposé

## H.2 ÉTAPE 2 : définir l'alimentation électrique

La plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> est alimentée par des batteries de tension nominale de 24 VCC. Le moteur de l'ADE doit donc être opéré sous cette tension. De plus, comme mentionné en section 7.1.1, le moteur de l'ADE doit être commandé à partir des mêmes cartes contrôleurs que celles prévues pour le système de propulsion de la plate-forme. Ces cartes contrôleurs sont fournies par la compagnie RoboMotio Inc. [12]. Les cartes sont conçues pour fournir un courant maximal continu d'environ 5 à 10 A et intermittent de 10 à 20 A.

## H.3 ÉTAPE 3 : estimer le diamètre minimal de l'élément flexible

Une première estimation doit être effectuée afin de déterminer le diamètre minimal  $D_{R,ext}$  que pourrait avoir l'élément flexible. On sait que la section de matière de ce dernier est appelée à transmettre un couple maximal de 88 N·m. Pour déterminer  $D_{R,ext}$ , certaines hypothèses sont posées :

- 1) On assume que l'élément flexible est soumis à un couple pur de 88 N·m (i.e. absence de moments fléchissants).
- 2) En première approximation, on assume que l'élément flexible est un arbre plein. On fait usage de cette approche de dimensionnement préliminaire puisque la raideur  $K_R$  est déterminée seulement une fois le CMR choisi, ce dernier imposant l'espace réel disponible pour le diamètre de l'élément flexible. Bien entendu, en assumant que l'élément

flexible est fabriqué en acier, cette géométrie lui octroie une très grande raideur. Comme montré à la figure 7.11, la forme finale de l'élément flexible est un ressort possédant des spires qui réduisent significativement sa raideur. Ainsi, par expérience, on peut anticiper que  $D_{R,ext}$  sera en réalité deux plus fois grand que celui calculé pour un arbre plein.

Pour un arbre de section pleine, on peut déterminer le diamètre externe  $D_{arbre,plein}$  [26] requis pour le cas de chargement défini à la section H.1.1 :

$$D_{arbre,plein} = \left( \frac{5.1}{S_p} ((c_m M_R)^2 + (c_t T_R)^2)^{1/2} \right)^{1/3} \quad (H.2)$$

avec

$S_p$	[N/m <sup>2</sup> ]	Contrainte sécuritaire = 0.75 min(0.18 $S_{ut}$ , 0.30 $S_Y$ )
$c_m$	[ ]	Facteur de charge
$c_t$	[ ]	Facteur de charge
$M_R$	[N·m]	Moment fléchissant résultant maximal
$T_R$	[N·m]	Couple de torsion maximal

Pour la présente application, le fabricant de l'élément flexible, Helical Products Company [6], suggère d'amorcer la conception en utilisant un acier inoxydable 17-4PH H900 comme matériau de fabrication. Pour ce matériau,  $S_{ut} = 1448$  MPa et  $S_y = 1379$  MPa à partir de quoi on peut déduire  $S_p = 195$  MPa et enfin  $D_{arbre,plein} = 13.2$  mm. Il est donc réaliste d'envisager que le diamètre réel  $D_{R,ext}$  sera d'au minimum 26 mm dans le cas où l'élément flexible serait fabriqué d'acier inoxydable 17-4PH H900.

## H.4 ÉTAPE 4 : déterminer le CMR optimum

### H.4.1 Choix d'une catégorie de réducteur

Certains choix sont posés en section 7.2 en ce qui concerne les technologies employées pour la conception de l'ADE. Ainsi, on sait que le moteur utilisé est de type sans bâti - sans balais et fourni par la compagnie Parker Bayside [10]. Le réducteur harmonique est quant à lui fourni par la compagnie Harmonic Drive, LLC [5]. Trois catégories de réducteurs offerts par cette compagnie sont identifiées comme candidates possibles pour la fabrication du mécanisme : il s'agit des catégories CSD-20, CSD-25 et CSD-32. Leurs propriétés mécaniques respectives sont présentées au tableau H.1.

Les réducteurs de type CSD-20 sont éliminés dès le début du processus de sélection étant donné leur incapacité à tolérer un couple crête impulsif ( $C_{M,CSD}$ ) de plus de 76 N·m. Par ailleurs, il est jugé que le modèle CSD-32 occupe un volume trop élevé pour la conception du mécanisme. Cette première sélection donne trois choix de réducteurs possibles pour le modèle CSD-25, c'est-à-dire trois possibilités de taux de réduction  $N$  (50, 100 et 160) à considérer.

TABLEAU H.1: Propriétés des réducteurs harmoniques CSD-20, CSD-25 et CSD-32 de la compagnie Harmonic Drive, LLC

CSD	Taux de réduction	Couple nominal à 2000 RPM	Limite de couple moyen	Limite de couple crête répétitif	Limite de couple crête impulsif
	$N$	$C_{N,CSD}$	$C_{A,CSD}$	$C_{R,CSD}$	$C_{M,CSD}$
	[ ]		[N·m]		
20	160	28	34	64	76
25	50	27	38	69	127
	100	47	75	110	135
	160	47	75	123	135
32	50	53	75	151	268

#### H.4.2 Couples devant être fournis par le moteur du mécanisme

Dans le mécanisme de l'ADE, le WG (Wave Generator) du réducteur harmonique est connecté directement au rotor du moteur. Pour évaluer le couple à appliquer au WG, et donc celui que doit produire le rotor du moteur, deux éléments doivent être considérés :

- 1) Dans le cas où il n'y aurait pas de pertes dans le réducteur harmonique, il serait possible de lier le couple de sortie du réducteur ( $F_{CS}$ ) à celui appliqué en entrée ( $F_{WG}$ ) par l'équation 6.3.
- 2) Pour déterminer le couple  $F_{WG}$  réel à produire, il est nécessaire de connaître l'efficacité du réducteur  $\epsilon_{CSD}$ . Celle-ci dépend directement des phénomènes de friction s'y produisant. Ces derniers dépendent à la fois de la vitesse d'opération, du couple transmis, de la température d'opération et de la méthode de lubrification employée. Sur ce dernier point, il est choisi d'utiliser de la graisse plutôt que de l'huile comme agent de lubrification de sorte à simplifier la conception du mécanisme, l'utilisation de graisse n'exigeant pas l'usage de joint d'étanchéité pour sa rétention. Le tableau H.2 donne les valeurs d'efficacité des réducteurs CSD-25 fournies par le fabricant pour  $C_{N,CSD}$ . On y retrouve également les couples réels que doit produire le rotor du moteur pour atteindre un couple en sortie maximal de 88 N·m, celui-ci trouvé par l'équation suivante :

$$F_{WG,r\acute{e}el} = \frac{F_{WG,theorique}}{\epsilon_{CSD}} \quad (H.3)$$

#### H.4.3 Choix d'une catégorie de moteur

Le dimensionnement du moteur du mécanisme repose essentiellement sur quatre considérations soit :



TABLEAU H.2: Efficacités des réducteurs CSD-25 du fabricant Harmonic Drive, LLC et couple réel devant être produit par le rotor du moteur du mécanisme

$F_{CS} =$ 88[N·m]	$N = 50$		$N = 100$		$N = 160$	
	$\epsilon_{CSD}$ [ ]	$F_{WG,réel}$ [N·m]	$\epsilon_{CSD}$ [ ]	$F_{WG,réel}$ [N·m]	$\epsilon_{CSD}$ [ ]	$F_{WG,réel}$ [N·m]
Couple WG théorique : $F_{WG,théorique}$ $= F_{CS}/(N + 1)$	1.00	1.73	1.00	0.87	1.00	0.55
$\epsilon_{CSD}@C_{N,CSD@250RPM}$	0.87	1.98	0.85	1.02	0.83	0.66
$\epsilon_{CSD}@C_{N,CSD@500RPM}$	0.84	2.06	0.84	1.04	0.80	0.68
$\epsilon_{CSD}@C_{N,CSD@1000RPM}$	0.80	2.16	0.81	1.08	0.75	0.73
$\epsilon_{CSD}@C_{N,CSD@2000RPM}$	0.77	2.24	0.77	1.13	0.69	0.79

- 1) le couple maximal transmissible du rotor du moteur ;
- 2) le diamètre intérieur du rotor du moteur ;
- 3) les limites électromécaniques ;
- 4) les limites thermiques.

### Couple maximal transmissible et diamètre intérieur du rotor du moteur

Les rotors des moteurs sans bâti - sans balais ont des limites quant à leur capacité à transmettre un couple mécanique. La figure H.4 montre trois dimensions géométriques, la longueur  $L_1$ , le diamètre externe  $D_1$  et le diamètre interne  $d$  affectant directement la conception mécanique de ces rotors et donc le couple maximal qu'ils peuvent transmettre. Le tableau H.3 donne ces valeurs de couple maximal en continu et intermittent pour les trois catégories de moteur envisagées pour la conception du mécanisme. Ce tableau donne également les dimensions hors-tout du stator  $L_2$  et  $D_2$  identifiées à la figure H.5.

Ainsi, on considère que les rotors des moteurs de la catégorie de moteur K064 ont un diamètre intérieur trop faible. En effet, comme illustré à la figure 7.11, l'élément flexible doit pouvoir passer à l'intérieur du rotor du moteur. Les calculs préliminaires de la section H.3 montrent que le diamètre minimal de cet élément flexible est estimé à environ 26 mm. Or, le rotor du moteur doit être supporté par un arbre cylindrique, lui-même supporté par un roulement. Les moteurs de catégorie K064 rendent difficile l'intégration d'un tel arbre cylindrique étant donné leur diamètre intérieur  $d = 23.5$  mm. Par ailleurs, les moteurs de catégorie K127 ont une capacité de production de couple excédant largement les besoins identifiés pour la présente application (voir tableau H.2).

Ainsi, considérant l'espace limité pour la création du mécanisme (minimiser  $L_2$ ) et les ordres de grandeur de couples requis, les moteurs de catégorie K089-025 ( $L_1=6.35$  mm, voir tableau

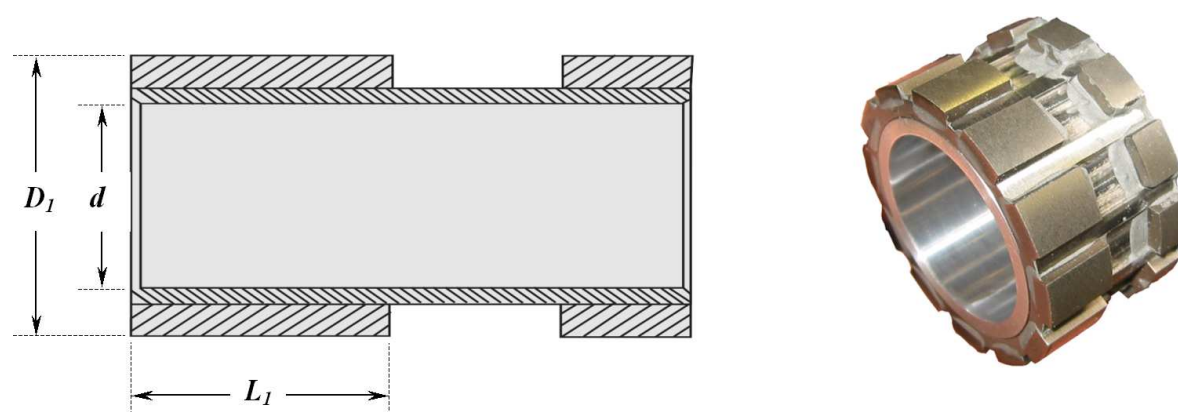


Figure H.4: Dimensions géométriques du rotor du moteur

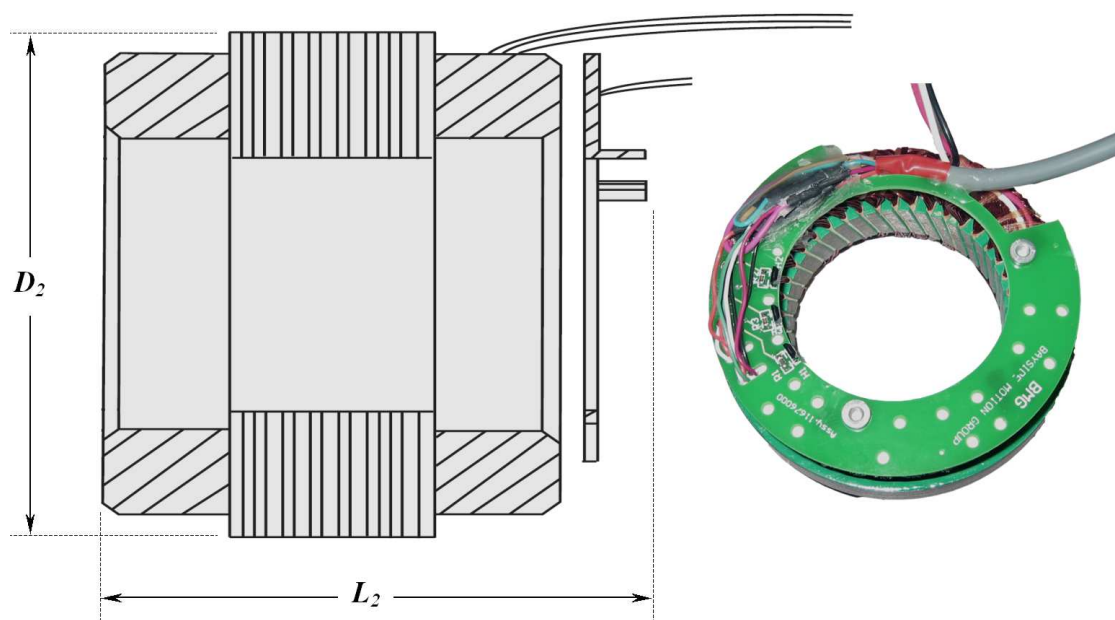


Figure H.5: Dimensions géométriques du stator du moteur

TABLEAU H.3: Dimensions géométriques, couple maximal continu et intermittent selon la catégorie de moteur

Modèle	$D_1$	$d$	$D_2$	$L_2$	$L_1$	$C_{M,cont.max}$	$C_{M,int.max}$
[mm]				[N·m]			
K064	34.0	23.5	63.5	34.9	6.4	0.31	0.93
				41.2	12.7	0.62	1.87
				47.6	19.1	0.85	2.56
				53.9	25.4	1.08	3.23
				66.6	38.1	1.46	4.39
K089	51.8	40.6	88.9	44.3	6.35	0.65	1.96
				51.4	12.7	1.31	3.92
				57.8	19.1	1.96	5.88
				64.1	25.4	2.62	7.88
				76.8	38.1	3.92	11.76
K127	71.1	58.4	127.0	46.2	12.7	3.94	11.83
				58.9	25.4	6.98	21.04
				71.6	38.1	9.56	28.66

H.3) et K089-050 ( $L_2=12.7\text{mm}$ ) sont retenus.

### Limites électromécaniques du moteur

Il existe 32 sortes de bobinage disponibles pour les moteurs de catégories K089-025 et K089-050. Trois paramètres suffisent pour caractériser le fonctionnement mécanique d'un moteur, soit la constante électromécanique  $K_M$ , le couple de démarrage  $C_{M,démarrage}$  (*stall torque*), la vitesse à vide  $\omega_{M,vide}$ . Ces deux derniers paramètres dépendent de la tension d'opération.

L'objectif est maintenant de déterminer quelles combinaisons moteur ( $K_M$ ) - réducteur ( $N$ ) sont optimales pour l'application visée. On considère que les performances d'un CMR peuvent être quantifiées à partir de deux caractéristiques :

- 1) le couple maximal  $C_{CMR,max}$  que peut développer un CMR (dans le cas présent à un courant maximal de 10 A) ;
- 2) la fréquence de coupure  $f_{CMR,c}$  du CMR.

À cet effet, la figure H.6 présente un exemple générique d'une réponse fréquentielle d'un CMR et de laquelle on peut déduire  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$ . Ainsi, plus  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$  sont élevés, plus le CMR testé a la capacité de produire un couple élevé à une fréquence élevée et, en conséquence, plus on peut considérer le CMR comme performant. On cherche en effet à maximiser ces deux variables de sorte qu'elles soient également optimales lorsque

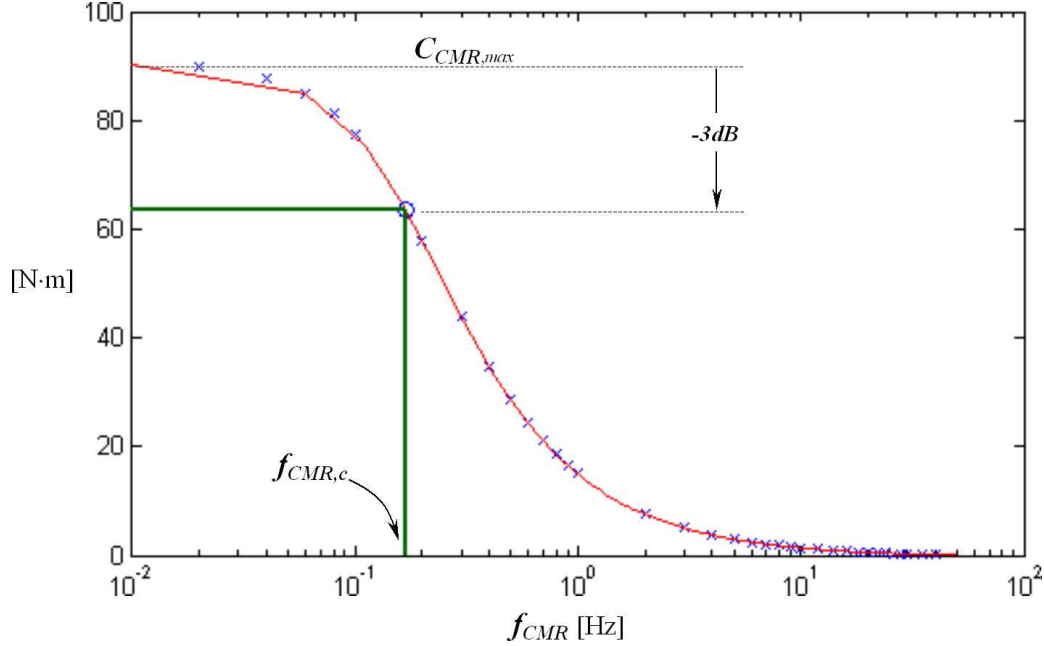


Figure H.6: Exemple générique de la réponse fréquentielle d'un CMR et de laquelle on déduit  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$ . L'arbre de sortie de l'actionneur est immobilisé.

l'élément flexible est ajouté au mécanisme : étant donné sa faible raideur, l'ajout de l'élément flexible a pour effet de diminuer  $f_{CMR,c}$  (qui devient alors  $f_{ADE,c}$ ) et ainsi agir comme filtre passe-bas.

L'annexe I montre les calculs effectués pour déterminer analytiquement  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$  à partir de  $G_{ol,ADE}$  (voir section 6.3) :

$$C_{CMR,max} = K_M I_M (N + 1) \quad (H.4)$$

$$f_{CMR,c} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(\sqrt{2} + 2) K_{CMR}}{(\sqrt{2} + 2) m_{FS} + \sqrt{2} N^2 m_W G}} \quad (H.5)$$

En ce qui concerne la raideur du CMR  $K_{CMR}$ , celle-ci correspond à celle de l'élément le plus compliant du mécanisme, c'est-à-dire celle du FS du réducteur harmonique.

Deux hypothèses supplémentaires doivent être posées au sujet de la raideur du FS. En effet, comme le montre la figure H.7, la raideur d'un FS varie en fonction de l'amplitude de couple transmis par le réducteur. Le fabricant du réducteur fournit trois couples de coordonnées  $(F_{FS}, \Delta\Theta_{FS})$  caractérisant la déformation angulaire du FS ( $\Theta_{FS}$ ) en fonction du couple qui lui est appliqué ( $F_{FS}$ ). Pour les fins du présent travail, on pose que la raideur du FS ( $K_{FS} = K_{CMR}$ ) est constante et que celle-ci correspond à la pente de la droite lissée passant par ces trois coordonnées. De plus, les effets d'hystérésis ne sont pas considérés pour cette approximation.

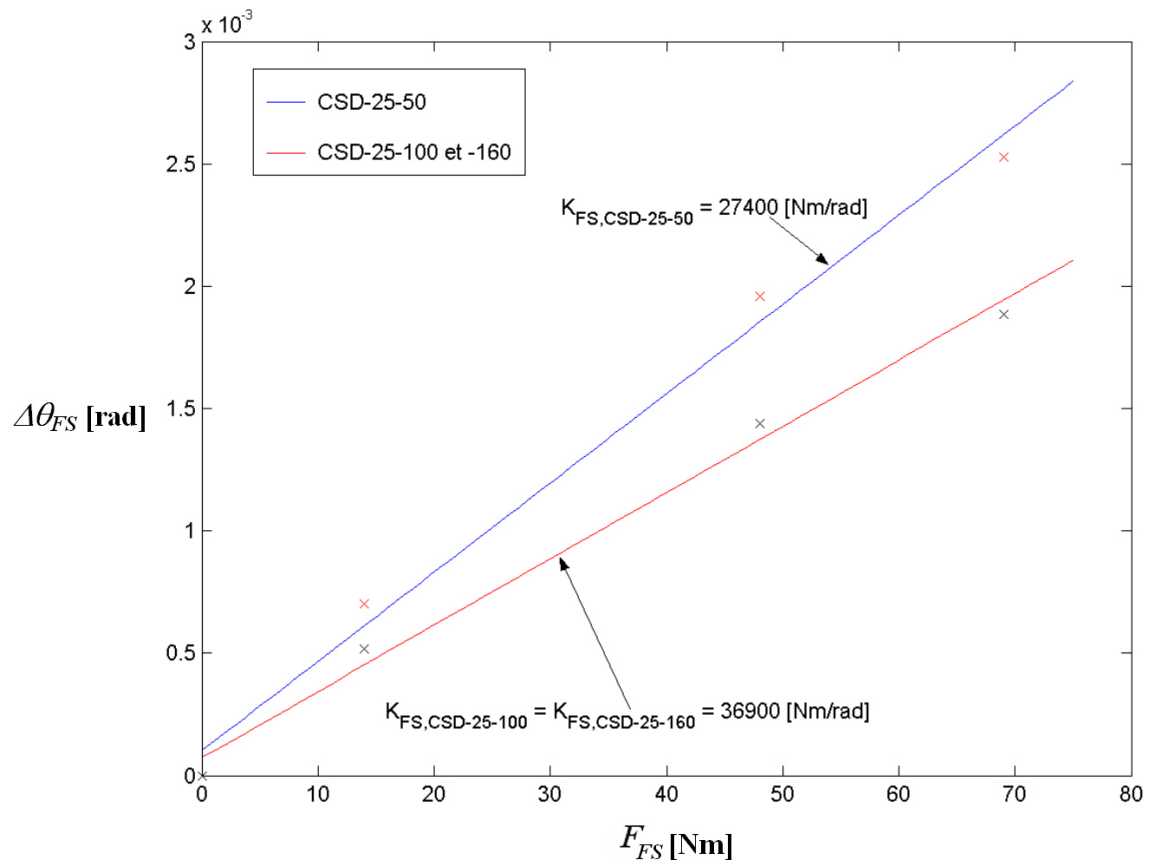


Figure H.7: Approximation de la raideur des FS des réducteurs CSD-25-50, -100 et -160

TABLEAU H.4: CMR optimums trouvés en fonction des limites électromécaniques

	$N$	50 :1		100 :1		160 :1	
Modèle moteur	Bobinage	$f_{CMR,c}$ [Hz]	$C_{CMR,max}$ [N·m]	$f_{CMR,c}$ [Hz]	$C_{CMR,max}$ [N·m]	$f_{CMR,c}$ [Hz]	$C_{CMR,max}$ [N·m]
K089-050	7Y	82.5	91.3				
	8Y	82.5	114.2				
	EY	82.5	105.6				
	4Y			47.9	89.9		
	5Y			47.9	113.1		
	7D			47.9	104.3		
	8D			47.9	130.3		
	2Y					29.9	90.2
	3Y					29.9	107.9
	5D					29.9	104.7
	6D					29.9	135.2
K089-025	EY	91.2	91.2				
	FY	91.2	114.2				
	HD	91.2	105.6				
	YD	91.2	133.1				
	7Y			53.0	89.9		
	8Y			53.0	113.1		
	ED			53.0	104.0		
	FD			53.0	130.3		
	5Y					33.1	90.2
	6Y					33.1	117.5
	8D					33.1	104.7
	9D					33.1	130.4

Cette approximation a pour effet de surévaluer légèrement  $K_{CMR}$ .  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$  sont donc faiblement supérieurs à la réalité.

Par ailleurs, une première itération de la conception du mécanisme de l'ADE a permis d'évaluer les masses  $m_{WG}$  et  $m_{FS}$ .

Les tableaux présentés à l'annexe N donnent les  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$  calculés pour des courants efficaces de 5 et 10 A. Les bobinages pour lesquels  $C_{CMR,max}$  sont inférieurs à 44 N·m, soit la limite inférieure de production de couple en continu, sont éliminés. De plus, ceux produisant un couple excédant la capacité de couple du réducteur (127 N·m : cas où  $N=50$  ou 135 N·m : cas où  $N=100$  ou 160) sont également éliminés. L'efficacité du réducteur n'est pas considérée pour ces calculs étant donné que la vitesse du rotor fluctue durant un cycle d'oscillation de couple.

Le tableau H.4 donne les CMR optimums trouvés en fonction des limites électromécaniques.

### Limites thermiques du moteur

Pour compléter le processus de sélection du CMR optimum, les phénomènes thermiques se produisant dans le moteur doivent être considérés. En effet, les pertes joules se produisant dans le bobinage peuvent augmenter significativement sa température et ainsi endommager le vernis isolant du câblage. Cette augmentation de température dépend principalement de cinq paramètres :

- 1)  $I_{M,rms}$  [A] Courant efficace circulant dans le bobinage du moteur.
- 2)  $R_{M,E}$  [ $\Omega$ ] Résistance électrique du bobinage, celle-ci étant elle-même fonction de la température du matériau de fabrication du bobinage :

$$R_{M,E} = R_{M,E,25^\circ C}(1 + \alpha_{Cu}(T_M - 25^\circ C)) \quad (H.6)$$

avec

$R_{M,E,25^\circ C}$	$\Omega$	Résistance électrique du bobinage à 25 °C
$\alpha_{Cu}$	$[^\circ C^{-1}]$	Coefficient de résistance thermique du cuivre
$T_M$	$[^\circ C]$	Température moyenne du bobinage du stator

- 3)  $R_{M,T}$  [ $^\circ C/W$ ] Résistance thermique du mécanisme, permet de quantifier l'élévation de température finale du bobinage en fonction de la puissance thermique dissipée  $P_{M,joule}$  par celui-ci :

$$\Delta T_M = T_{M,finale} - T_{M,initiale} = P_{M,joule} R_{M,T} \quad (H.7)$$

avec

$P_{M,joule}$	[W]	Puissance thermique dégagée par le bobinage du stator du moteur de l'ADE
---------------	-----	--

- 4)  $\tau_{M,T}$  [s] Constante de temps thermique du mécanisme. Lorsque le bobinage subit une élévation de température,  $\tau_{M,T}$  correspond au temps requis pour atteindre 63.2 % de la température finale de cette élévation de température.
- 5)  $T_{ext}$  [ $^\circ C$ ] Température externe du mécanisme. Plus cette température est faible, plus le mécanisme a le potentiel de dissiper son énergie thermique causant l'échauffement du bobinage.

La figure H.8 montre un diagramme thermique simplifié de l'ADE. Celui-ci est composé de quatre milieux : le bobinage du stator formé de cuivre et dont la température de surface ne doit pas excéder 145 °C, le noyau magnétique du stator fabriqué en d'acier, le bâti du moteur

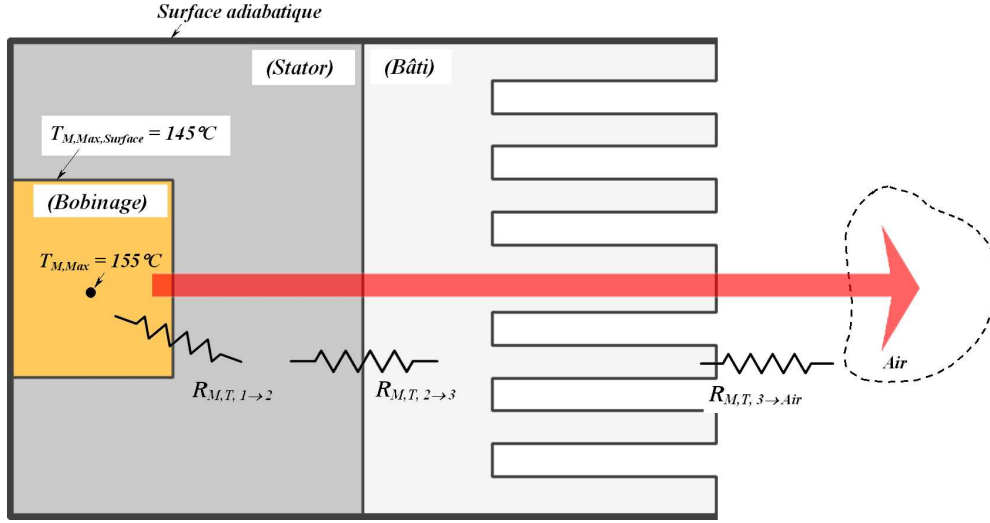


Figure H.8: Diagramme thermique simplifié de l'ADE

fabriqué d'aluminium et l'air ambiant. Le flux thermique  $P_{M,joule}$  (identifié par la flèche) prend son origine dans le bobinage et s'écoule vers l'air ambiant. La résistance thermique du mécanisme  $R_{M,T}$  s'oppose à la conduction de la chaleur. Celle-ci est définie comme :

$$R_{M,T} = R_{M,T,1 \rightarrow 2} + R_{M,T,2 \rightarrow 3} + R_{M,T,3 \rightarrow air} \quad (H.8)$$

L'inertie du système à s'échauffer sous l'effet de  $P_{M,joule}$  est caractérisée entre autres par la constante de temps  $\tau_{M,T}$ .

Du moment qu'il est possible de connaître les paramètres  $R_{M,T}$  et  $\tau_{M,T}$ , il est relativement simple de poursuivre le processus de sélection du CMR optimum en considérant les limites thermiques du système. En effet, à partir de  $R_{M,T}$ , de  $\tau_{M,T}$ , de la température initiale et finale du bobinage ainsi que sa résistance électrique, il est possible de déterminer le temps maximal d'opération du moteur à un courant (i.e. couple) donné [50] :

$$\begin{aligned} T_M(t) &= (T_{M,finale} - T_{M,initiale}) P_{M,joule} R_{M,T} (1 - e^{t/\tau_{M,T}}) \\ &= (T_{M,finale} - T_{M,initiale}) R_{M,E} I_{M,rms}^2 R_{M,T} (1 - e^{t/\tau_{M,T}}) \end{aligned} \quad (H.9)$$

d'où

$$\Delta t_{max}(I_{M,rms}) = -\tau_{M,T} \ln \left( 1 - \frac{T_{M,finale} - T_{M,initiale}}{R_{M,E} R_{M,T} I_{M,rms}^2} \right) \quad (H.10)$$

La distribution de température à l'intérieur du bobinage d'un moteur n'est pas uniforme. La température maximale du bobinage est de 155 °C. Il est suggéré par le fabricant que



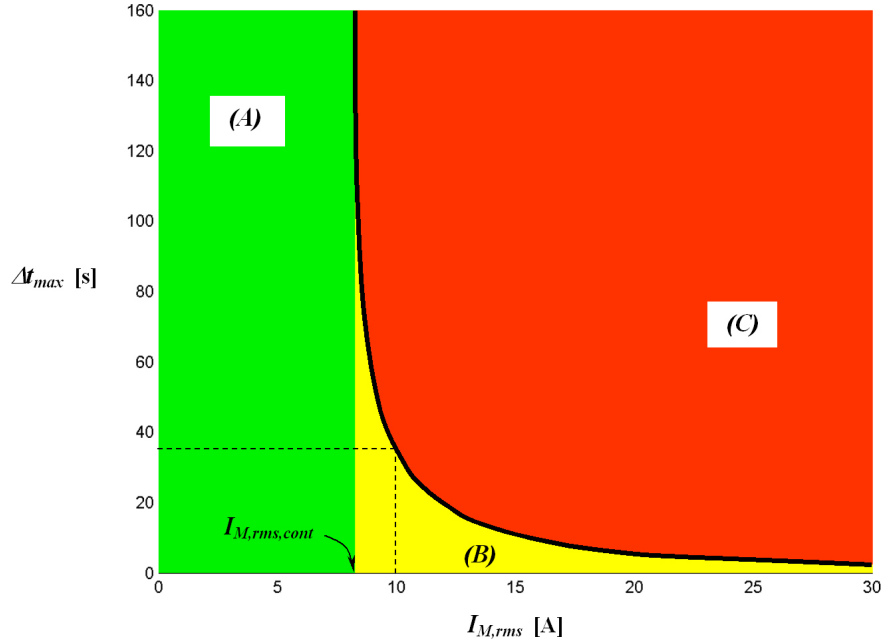


Figure H.9: Régime thermique du système

la température en surface du bobinage ne dépasse pas 145 °C, les conducteurs situés au centre du bobinage s'échauffant davantage que ceux en surface. Bien que  $R_{M,E}$  dépende de la température du conducteur, on considère que  $R_{M,E} = R_{M,E,145^{\circ}C}$  pour simplifier les calculs. Puisque  $R_{M,E,145^{\circ}C} > R_{M,E,25^{\circ}C}$ ,  $\Delta t_{max}$  sera sous-évalué ce qui donne une marge de sécurité au calcul.

La figure H.9 donne un exemple de la mise en œuvre de cette équation. On distingue trois zones d'opération **A**, **B** et **C**. La zone **A** correspond au mode d'opération en continu du moteur. Dans cette zone, il est possible d'appliquer un courant d'une valeur située entre 0 et  $I_{M,rms,cont}$  pour une durée indéterminée sans risque d'endommager le bobinage du moteur, la température ne dépassant jamais 145 °C. Cela dit, pour une température initiale du bobinage de  $T_{M,initiale}$ , si  $I_{M,rms} > I_{M,rms,cont}$ , il existe une limite de temps maximum  $\Delta t_{max}$  d'application de  $I_{M,rms}$ . La zone **B** correspond à cette zone dans laquelle le moteur peut opérer de manière intermittente seulement. Ainsi, pour le cas générique de la figure H.9, il est acceptable d'appliquer un courant de 10 A durant maximum 35 s sans risque d'endommager le bobinage. Le point d'opération du moteur ne devrait jamais pénétrer la zone d'opération **C** sans quoi le bobinage du moteur est automatiquement endommagé par surchauffe.

Ainsi, il est posé en section H.1.3 que le mécanisme doit avoir la capacité de produire un couple 88 N·m pour une durée maximale de 10 s. Pour les cas où  $N = 50$ , 100 ou 160, cela correspond à la production d'un couple au rotor d'environ 1.98, 1.02 ou 0.66 N·m respectivement (voir tableau H.2). Sachant que le courant maximal intermittent est de 10 A (voir section H.2), il suffit donc de choisir  $K_M$  pour que le rotor ait la capacité de produire 1.98, 1.02 ou 0.66 N·m, et cela pendant une durée minimale de 10 s. De plus, il convient de valider qu'un courant continu de 5 A permette au mécanisme de développer 44 N·m et cela en opérant dans la zone **A** du régime thermique du système.

### Problématique dans la détermination analytique de $R_{M,T}$ et $\tau_{M,T}$

Il existe certaines difficultés quant à l'application de la méthode ci-haut proposée. En effet, il est relativement complexe de procéder à la détermination analytique des valeurs de  $R_{M,T}$  et  $\tau_{M,T}$  ; du moins cela dépasse le cadre du présent travail. Ainsi, il est proposé de procéder au choix de  $K_M$  en considérant uniquement le mode d'opération en continu du moteur : le système doit produire 44 N·m en continu sans que  $T_{M,finale}$  dépasse 145 °C. Une telle démarche requiert uniquement la connaissance de  $R_{M,T}$ ,  $T_{M,initiale}$  et  $T_{ext}$  (équation H.7).  $R_{M,T}$  utilisée correspond à la valeur fournie par le fabricant du moteur. Celle-ci est fort probablement plus élevée que celle du système réel. Ce dernier aura donc une meilleure capacité à expulser la chaleur dégagée par le bobinage que celle prévue théoriquement. Par ailleurs, on pose que  $T_{M,initiale} = T_{ext} = 40$  °C (température suggérée par le fabricant).

La démarche proposée à la section précédente où l'on considère le mode d'opération intermittent a toutefois été utilisée pour valider le choix final de moteur. Les démarches entreprises à cet effet sont exposées à la section H.4.4.

### Choix final du type de bobinage

Le tableau H.5 donne les différentes puissances dissipées  $P_{M,joule}$  pour chaque CMR identifiés au tableau H.4. À la lumière de ces résultats ainsi que les réponses fréquentielles présentées au tableau H.4, le CMR optimum revient donc à la combinaison d'un moteur de type K-089-050 ayant un bobinage de type 8Y ainsi qu'un réducteur harmonique de type CSD-25 ayant un taux de réduction  $N = 50$ . Le couple  $C_{ADE}$  maximal productible par ce CMR pour un courant de 10 A est 114 N·m, soit environ 86 N·m en considérant une efficacité plausible du réducteur harmonique qui soit de 75%. La fréquence de coupure de ce CMR est d'environ 61 Hz. Lorsque le CMR est opéré en mode continu (i.e  $I_{M,rms} = 5$  A), la puissance dissipée  $P_{M,joule}$  est d'environ 70 W alors que la capacité de dissipation maximale est de 103 W. Dans ces conditions d'opération en continu, la température du bobinage se stabilise à 111 °C en surface du bobinage et environ 121 °C à l'intérieur du celui-ci, ce qui correspond à des conditions d'opération jugées sécuritaires.

Par ailleurs, lorsque la tension d'opération appliquée aux bornes du moteur de l'actionneur est de 24 V, le couple maximum que ce dernier peut développer est alors 1.92 N·m (voir charte des performances du moteur choisi à l'annexe J). Il s'agit du couple de démarrage du moteur, celui-ci est donc produit à vitesse nulle. En considérant une efficacité du réducteur de 87% (voir tableau H.2) et un taux de démultiplication de  $N = 50$ , le couple maximum de l'actionneur est donc limité à :

$$C_{ADE,max} = F_M(N + 1)\epsilon_{CSD} = 1.92[N\cdot m] \cdot (50 + 1) \cdot 0.87 = 85.1 [N\cdot m] \quad (H.11)$$

Comme mentionné à la section 8.3.3, le couple maximum envisageable pour l'ADE développé est d'environ 70 N·m. Dans ce cas, le couple au moteur est de 1.58 N·m et sa vitesse de

TABLEAU H.5: Puissances dissipées  $P_{M,Joule}$  pour les CMR optimums identifiés au tableau H.4

	$N$	50 :1	100 :1	160 :1
Modèle moteur	Bobinage	$P_{M,Joule}$ [W]		
K089-050	7Y	44.3		
	8Y	69.8		
	EY	59.3		
	4Y		10.9	
	5Y		17.3	
	7D		14.6	
	8D		23.3	
	2Y			4.5
	3Y			6.8
	5D			5.6
	6D			9.4
K089-025	EY	151.1		
	FY	238.5		
	HD	203.3		
	YD	322.9		
	7Y		37.5	
	8Y		59.3	
	ED		50.3	
	FD		79.5	
	5Y			15.0
	6Y			24.4
	8D			19.9
	9D			31.5

rotation est de 200 tours / minute, soit 4 tours/minute à l'arbre de sortie de l'actionneur. Lorsqu'aucune charge est appliquée à la sortie de l'actionneur, la vitesse de rotation à vide du moteur est d'environ 1000 tours / minute. L'arbre de sortie révolutionne alors à 20 tours / minute.

#### H.4.4 Validation du choix final du CMR

Comme mentionné en section H.4.3, une fois l'ADE fabriqué, les propriétés thermiques  $R_{M,T}$  et  $\tau_{M,T}$  du mécanisme ont été déterminées expérimentalement afin de valider le choix final du CMR. Pour ce faire, un capteur de température de type TMP100 de la compagnie Texas Instrument [13] a été fixé à la surface du bobinage du moteur. La plage de fonctionnement de ce capteur est de -55 °C à 125 °C et sa résolution d'environ 0.5 °C. Le temps de conversion de ce capteur intégré est d'environ 300 ms.  $R_{M,T}$  et  $\tau_{M,T}$  ont été déterminés en suivant la procédure suivante :

- 1) Fixer l'arbre de sortie du mécanisme.
- 2) Injecter un courant  $I_{M,rms} = 2$  A dans le moteur ( $I_{M,rms} = 2, 3, 4$  A).
- 3) Mesurer la température en fonction du temps jusqu'au moment où celle-ci devient stationnaire. La température maximale de la graisse lubrifiant le réducteur harmonique est de 80 °C ; ne pas dépasser cette température.
- 4) Recommencer à l'étape (2) pour différentes valeurs de courant.
- 5) Déduire  $R_{M,T}$  et  $\tau_{M,T}$ .

Les figures H.10 et H.11 donnent l'évolution de la température du bobinage pour les différents courants  $I_{M,rms}$  testés et pour des conditions de ventilation par convection naturelle ou forcée du bâti. Dans le cas où on fait usage de convection forcée, celle-ci est assurée par l'usage de six ventilateurs assurant un débit d'air d'environ 4.1 e-3 m<sup>3</sup>/s. La figure H.12 montre la décroissance de la température du bâti pour les deux conditions de convection.

Ainsi, à partir de ces profils de température, on calcule que :

$$\begin{aligned} R_{M,T,conv.nat} &= 2.5 \pm 0.2 \text{ °C/W} \\ \tau_{M,T,conv.nat} &= 2327 \text{ s} = 38.8 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{M,T,conv.forcée} &= 1.4 \pm 0.2 \text{ °C/W} \\ \tau_{M,T,conv.forcée} &= 555 \text{ s} = 9.3 \text{ min} \end{aligned}$$

Comme mentionné en section H.4.3, on peut déduire le régime thermique réel du CMR à partir de ces informations. La figure H.13 et H.14 donnent le régime thermique réel pour le cas d'un refroidissement du bâti par convection naturelle et convection forcée.

Ainsi, on constate que le moteur du CMR est en mesure de tolérer un courant continu d'environ 3.4 A lorsque le bâti est refroidi par convection naturelle et 4.6 A lorsqu'on fait

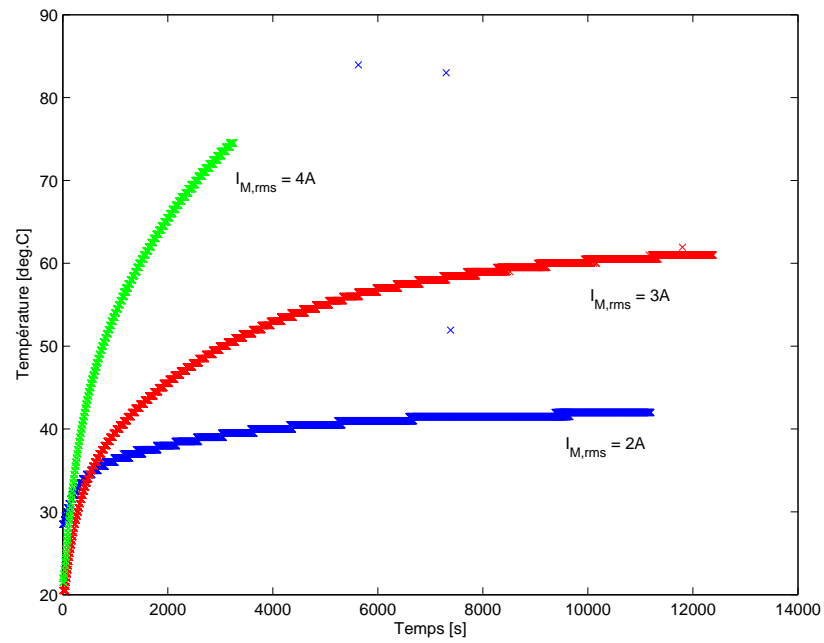


Figure H.10: Évolution de la température du bobinage pour les différents courants  $I_{M,rms}$  testés et pour des conditions de ventilation par convection naturelle

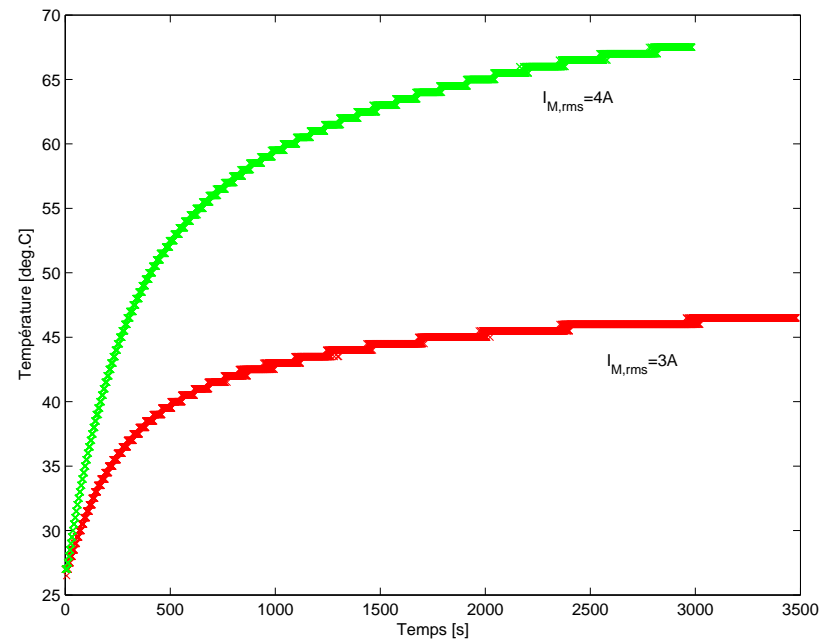


Figure H.11: Évolution de la température du bobinage pour les différents courants  $I_{M,rms}$  testés et pour des conditions de ventilation par convection forcée

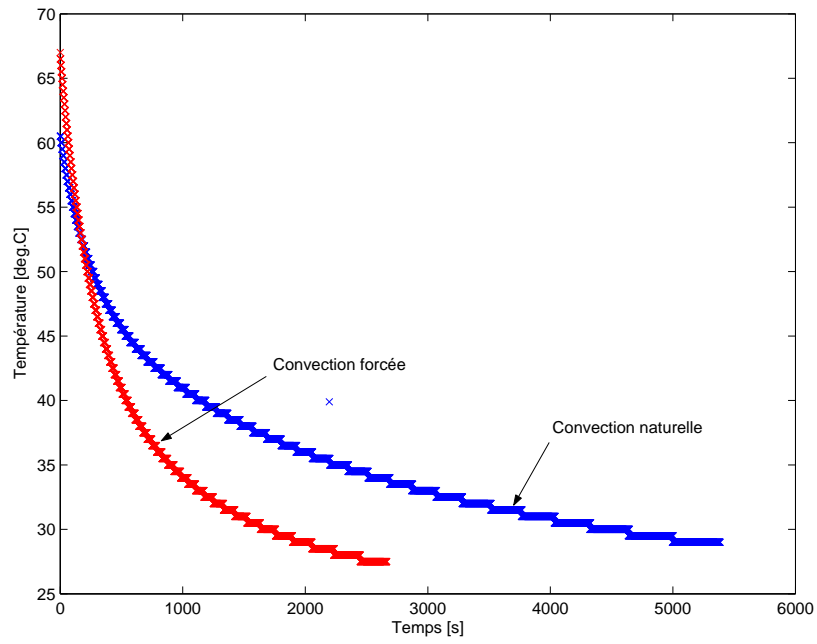


Figure H.12: Décroissance de la température du bâti pour les conditions de convection naturelle et forcée du bâti

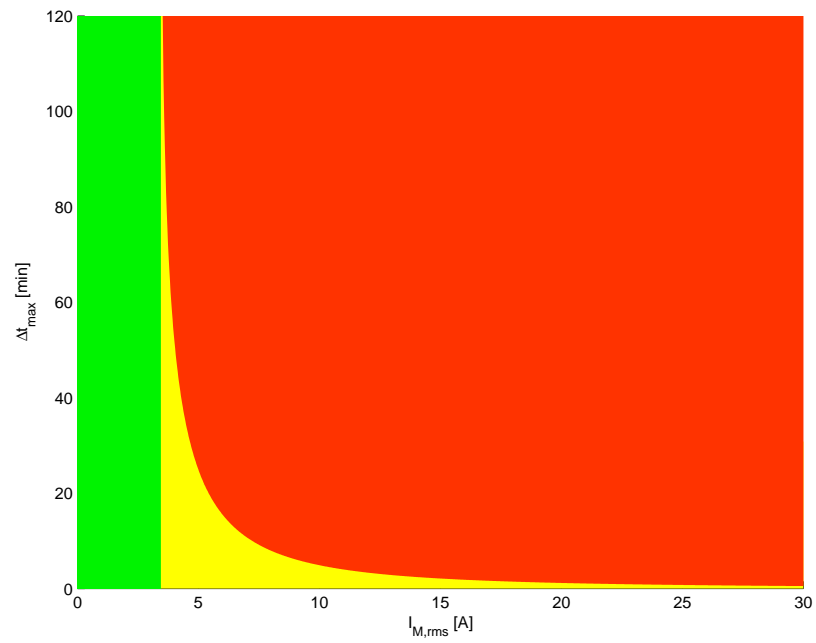


Figure H.13: Régime thermique réel pour le cas d'un refroidissement du bâti par convection naturelle

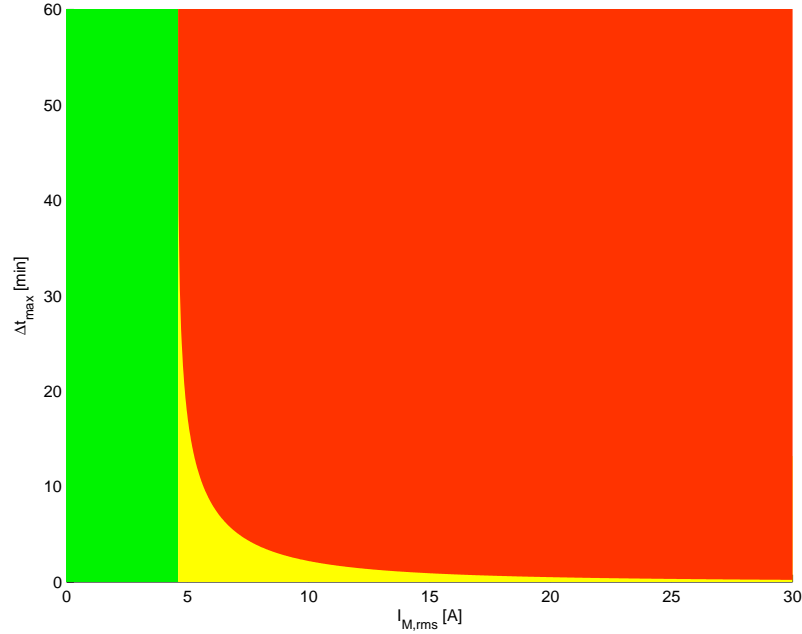


Figure H.14: Régime thermique réel pour le cas d'un refroidissement du bâti par convection forcée

usage des 6 ventilateurs prévus pour la convection forcée. L'usage de ces ventilateurs est donc justifié dans l'éventualité où un courant continu de 5 A est appliqué au moteur de l'ADE.

## H.5 ÉTAPE 5 : choisir la raideur de l'élément flexible

Choisir la raideur de l'élément flexible est une étape critique dans le dimensionnement d'un actionneur élastique. En effet, le choix de  $K_R$  affecte simultanément la bande passante ( $G_{ol}$ ) et l'impédance mécanique ( $Z_{ol}$ ) de l'actionneur. Ainsi, plus  $K_R$  est élevée, plus  $G_{ol}$  se rapproche de la bande passante du CMR choisi à l'étape 4 du dimensionnement de l'actionneur. Par ailleurs, plus  $K_R$  est faible, plus l'impédance mécanique de sortie  $Z_{ol}$  demeure faible en haute fréquence ; et donc mieux est protégé l'actionneur contre les impacts inévitables dont sont assujettis les mécanismes de *bras tenseurs* lorsque la plate-forme AZIMUT est utilisée en milieu tout-terrain.

Ainsi, pour déterminer un ordre de grandeur d'une valeur sécuritaire de  $K_{R,sécu}$  pour l'application du mécanisme des *bras tenseur* de AZIMUT<sub>2</sub>, on propose d'abord de considérer un cas d'utilisation extrême mais plausible de la plate-forme en milieu tout-terrain tel que celui présenté à la figure 3.2. Dans ce cas d'utilisation, la plate-forme se déplace à sa vitesse maximale ( $\dot{X}_{AZ2,0} = 1.2$  m/s) en mode surélevé. Un obstacle, que l'on assume agir comme une source de vitesse pure, percute une patte de la plate-forme en son extrémité. On fait l'hypothèse que toute l'énergie cinétique de la plate-forme est alors transformée et emmagasinée sous forme d'énergie potentielle dans l'élément flexible de l'actionneur. Le couple maximal développé par l'actionneur est maximal lorsque la vitesse de la plate-forme devient nulle.

Pour ce qui est de l'ADE développé, ce couple maximal est fixé à environ 50 N·m (voir section 8.3.3). L'équation H.12 (voir calculs annexe L) donne de la raideur  $K_{R,sécu}$  maximale que peut avoir l'élément flexible pour qu'en aucun temps le couple excède 50 N·m pour le cas d'utilisation extrême ci-haut proposé. Ainsi, pour une vitesse maximale de  $\dot{X}_{AZ2,0} = 1.2$  m/s et une masse  $m_{AZ2} = 54.5$  kg assumée être concentrée uniquement au centre la plate-forme,  $K_{R,sécu} = 31.9$  N·m/rad.

$$K_{R,sécu} = \frac{C_{ADE,max}^2}{m_{AZ2}\dot{X}_{AZ2,0}} \quad (H.12)$$

Cela dit, cette procédure de dimensionnement de l'élément flexible de l'ADE a été mise en lumière uniquement vers la fin du présent projet. En effet, au moment de concevoir l'ADE, la valeur de  $K_R$  a plutôt été fixée par le fabriquant du ressort de torsion à partir du couple maximal que l'actionneur était voué à développer de même que le volume disponible pour l'élément flexible. La raideur du ressort fabriqué de 190 N·m/rad est donc supérieure à celle calculée ci-haut comme quoi l'actionneur fabriqué pourrait être endommagé advenant qu'il soit utilisé selon les conditions du cas extrême. La composante de l'actionneur la plus susceptible de se briser est l'élément flexible. Cependant, l'ADE développé sera utilisé en boucle fermée lorsqu'il sera intégré au mécanisme des *bras tenseurs* de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. Un contrôle actif du couple développé par l'actionneur sera donc mis en place de sorte à octroyer la marge de sécurité additionnelle pour que ce couple n'excède jamais la limite de 50 N·m. De plus, bien que la raideur de l'élément flexible soit plus élevée que  $K_{R,sécu}$  calculée, en admettant que le cas d'utilisation extrême s'actualise et que  $K_R = 190$  N·m/rad, la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> peut malgré tout circuler sécuritairement à une vitesse maximale de 0.49 m/s (voir calculs annexe L), une vitesse que l'on juge relativement élevée pour un robot mobile évoluant en milieu tout-terrain. On considère donc que l'ADE développé permettra un fonctionnement sécuritaire de la plate-forme.

Par ailleurs, la figure H.15 montre la relation existant entre la raideur  $K_R$  de l'ADE développé et la vitesse maximale de progression de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>. Bien entendu, la validité d'une telle relation est d'égale importance que celle des hypothèses posées pour établir le cas d'utilisation extrême de la plate-forme. En d'autres termes, il est possible d'imaginer d'autres cas d'utilisation de la plate-forme venant définir d'autres limites sécuritaires  $K_{R,sécu}$  et ainsi la vitesse sécuritaire maximale de progression de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub> en milieu tout-terrain.

Enfin, l'équation H.5 permet de calculer la bande passante finale de l'actionneur définie par la fréquence de coupure  $f_{ADE,c}$  en redéfinissant  $K_{CMR} = K_R$  :

$$f_{ADE,c} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(\sqrt{2} + 2)190[N \cdot m / rad]}{(\sqrt{2} + 2) \cdot 1.074e - 004[kg \cdot m^2] + \sqrt{2}50^2 \cdot 9.847e - 005[kg \cdot m^2]}} = 6.9 [Hz] \quad (H.13)$$



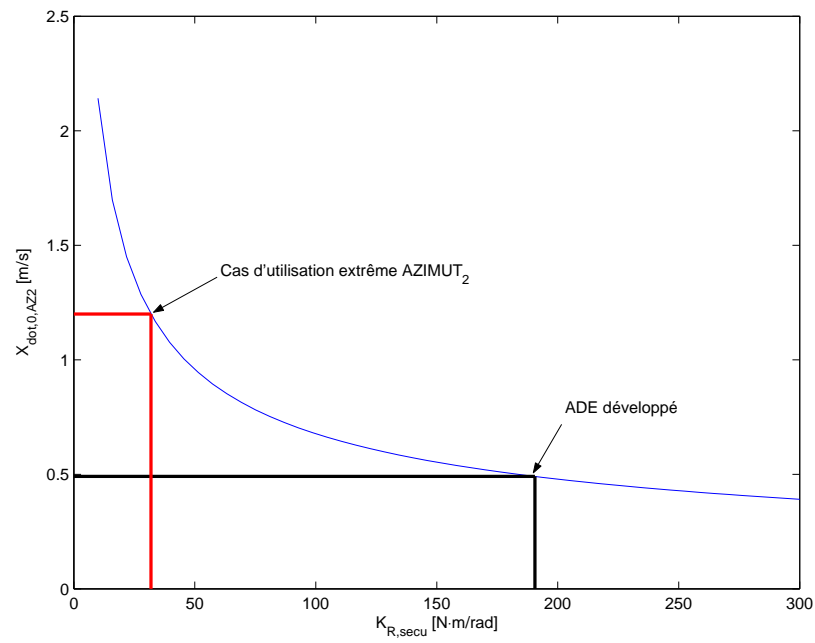


Figure H.15: Relation entre la raideur  $K_R$  de l'ADE développé et la vitesse maximale de progression de la plate-forme AZIMUT<sub>2</sub>



## **ANNEXE I**

### **COUPLE MAXIMAL ET FRÉQUENCE DE COUPURE D'UN CMR**

Détermination analytique de  $C_{CMR,max}$  et  $f_{CMR,c}$  :

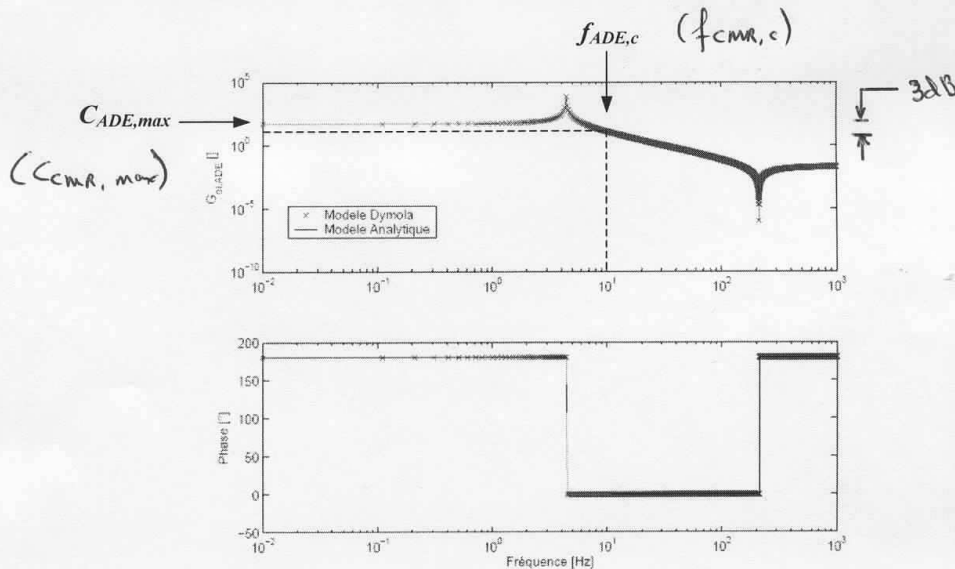


Figure 6.13 – Gain mécanique en boucle ouverte d'un ADE (ici un CMR avec  $k_R = k_c$ )

- Selon les informations du tableau 6.1

$$G_{ol,ADE} = - \frac{(k_R + m_f s^2)(N+1)}{(N^2 m_{wg} + m_f s^2) + k_R} = \frac{F_L}{F_M}$$

- En posant  $k_R = k_F s$ ,  $G_{ol,ADE} = G_{ol,CMR}$
- La force de motorisation  $F_M = k_M I_M$
- Pour déterminer  $C_{CMR,max}$ , on pose  $s = 0$  et on obtient

$$G_{ol,CMR} = - (N+1) = \frac{C_{CMR,max}}{k_M I_M}$$

En négligeant le sens du couple développé

$$\textcircled{1} \quad C_{CMR,max} = k_M I_M (N+1)$$

À la fréquence de coupure  $f_{CMR,c}$ , le couple développé est de

$$C_{CMR,c} = \frac{\sqrt{2}}{2} C_{CMR,max} = \frac{\sqrt{2}}{2} K_m I_m (N+1)$$

$\uparrow$   
 (-3dB)

Control Systems Engineering  
 (ref. p.643 Norman Rise  
 4th edition)

On cherche la fréquence de coupure à laquelle le couple développé est de  $\frac{\sqrt{2}}{2} K_m I_m (N+1)$

On est en régime permanent  $\Rightarrow s = j\omega_c$

$$G_{ol,CMR} = \frac{-[K_R + m f_s (j\omega_c)^2] (N+1)}{[N^2 m_{wg} + m f_s] (j\omega_c)^2 + K_R} = \frac{F_L}{F_m} = \frac{\frac{\sqrt{2}}{2} K_m I_m (N+1)}{K_m I_m}$$

$$-\frac{[K_R + m f_s (-\omega_c^2)] (N+1)}{(N^2 m_{wg} + m f_s) (-\omega_c^2) + K_R} = \frac{\sqrt{2}}{2} (N+1)$$

$$-(K_R - m f_s \omega_c^2) 2 = \sqrt{2} [(N^2 m_{wg} + m f_s) (-\omega_c^2) + K_R]$$

$$-2K_R + 2m f_s \omega_c^2 = -\sqrt{2} N^2 m_{wg} \omega_c^2 - \sqrt{2} m f_s \omega_c^2 + \sqrt{2} K_R$$

$$+2m f_s \omega_c^2 + \sqrt{2} N^2 m_{wg} \omega_c^2 + \sqrt{2} m f_s \omega_c^2 = \sqrt{2} K_R + 2K_R$$

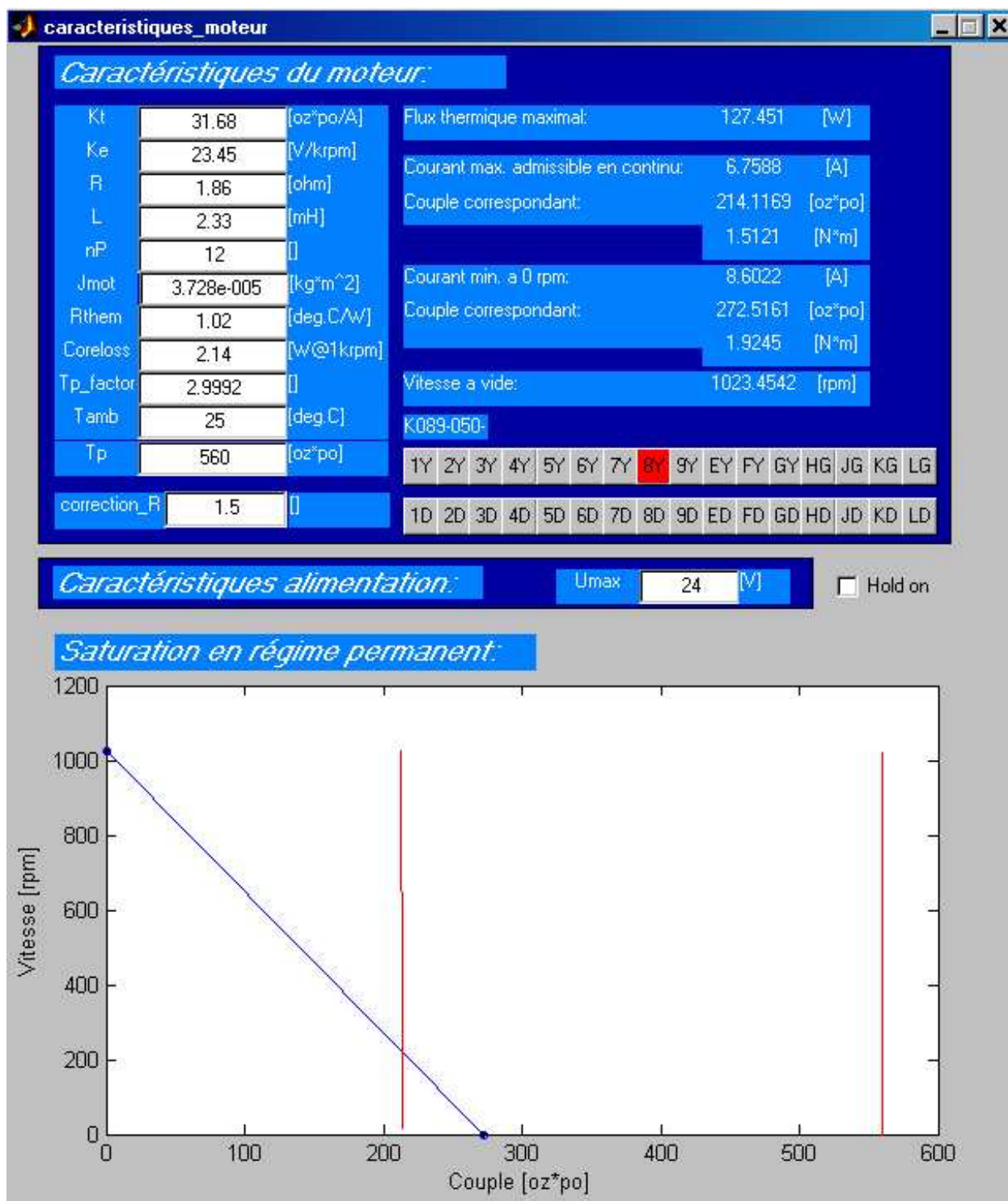
$$[(\sqrt{2}+2)m f_s + \sqrt{2} N^2 m_{wg}] \omega_c^2 = (\sqrt{2}+2) K_R$$

$$\textcircled{2} \quad \omega_c = \sqrt{\frac{(\sqrt{2}+2) K_R}{(\sqrt{2}+2)m f_s + \sqrt{2} N^2 m_{wg}}}$$



## **ANNEXE J**

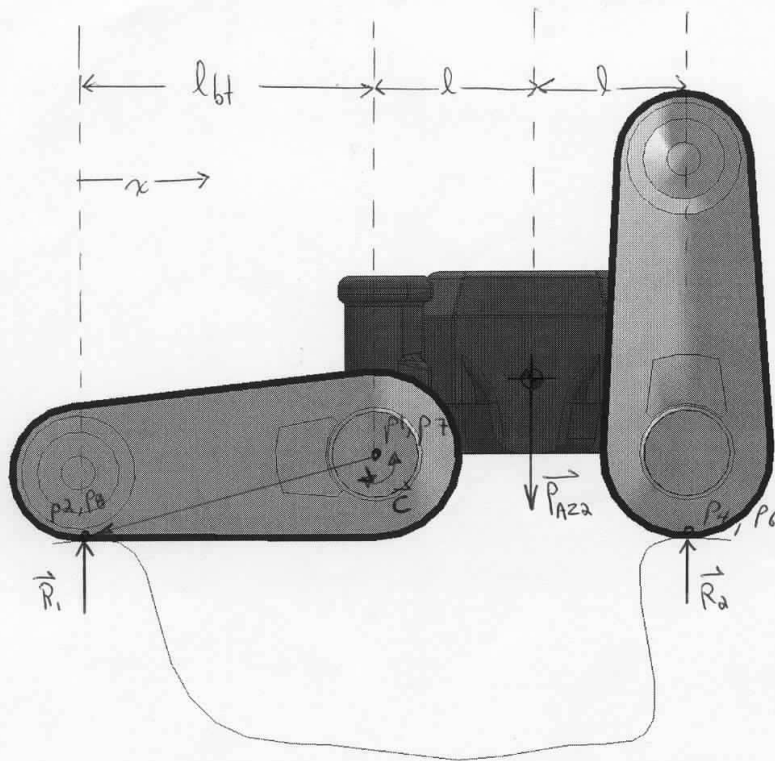
### **CHARTRE DES PERFORMANCES DU MOTEUR CHOISI**





## **ANNEXE K**

### **CALCULS DE CAS STATIQUES D'UTILISATION EXTRÊME DE AZIMUT<sub>2</sub>**



On assume que :

$$\overrightarrow{R_1} = \overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_2}} + \overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_8}}$$

$$\overrightarrow{R_2} = \overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_4}} + \overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_6}}$$

$$\overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_2}} = \overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_8}}$$

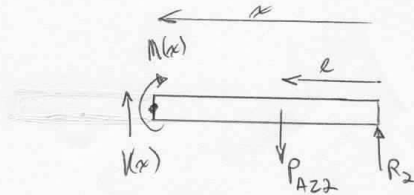
$$\overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_4}} = \overrightarrow{F_{sol \rightarrow p_6}}$$

$$2\overrightarrow{C_{ADE}} = \overrightarrow{C}$$

$\vec{C}$  correspond à une force interne développée dans la poutre. En réalité, il s'agit du couple que doit développer les ADE pour maintenir la configuration géométrique de la plate forme

Pour  $x \in [l, 2l]$

$M(x=2l) = C$ , la valeur recherchée...



$$\begin{aligned}\sum \vec{F}_y &= \vec{R}_2 + \vec{P}_{A22} + \vec{V}(x) = 0 \\ &= R_2 \vec{j} + -P_{A22} \vec{j} + V(x) \vec{j} = 0 \\ \Rightarrow V(x) &= P_{A22} - R_2 \quad (1)\end{aligned}$$

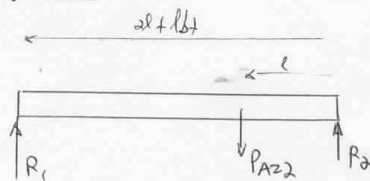
$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_{z/R2} &= l \vec{i} \times -P_{A22} \vec{j} - M(x) \vec{k} \\ &\quad + x \vec{i} \times V(x) \vec{j} = 0\end{aligned}$$

$$-l P_{A22} - M(x) + V(x)x = 0$$

$$\Rightarrow M(x) = V(x)x - l P_{A22} \quad (2)$$

$$(3) \quad M(x) = (P_{A22} - R_2)x - l P_{A22} \text{ Avec } (1)$$

DCL global



$$\begin{aligned}\sum \vec{F}_y &= \vec{R}_1 + \vec{P}_{A22} + \vec{R}_2 = 0 \\ &= R_1 \vec{j} - P_{A22} \vec{j} + R_2 \vec{j}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Rightarrow R_1 + R_2 &= P_{A22} \\ R_2 &= P_{A22} - R_1 \quad (3)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum \vec{M}_{z/R2} &= l \vec{i} \times -P_{A22} \vec{j} \\ (2l+lb) \vec{j} \times R_1 \vec{j} &= 0\end{aligned}$$

$$= -l P_{A22} \vec{k} + (2l+lb) R_1 \vec{k} = 0$$

$$R_1 (2l+lb) = l P_{A22}$$

$$R_1 = \frac{l P_{A22}}{2l+lb} \quad (4)$$

p. 2 de 3

Avec (3) et (4)

$$R_2 = P_{Az2} - \frac{l P_{Az2}}{2l + l_{bt}}$$

$$= \left( 1 - \frac{l}{2l + l_{bt}} \right) P_{Az2}$$

Avec (5)

$$M(x) = \left[ P_{Az2} - \left( 1 - \frac{l}{2l + l_{bt}} \right) P_{Az2} \right] x - l P_{Az2}$$

$$= \left[ \frac{l}{2l + l_{bt}} x - l \right] P_{Az2}$$

$$C = M(x=2l) = \left[ \frac{l(2l)}{2l + l_{bt}} - l \right] P_{Az2}$$

$$l = \frac{14.2 p_0}{2} = 7.1 p_0$$

$$= 0.18 [m]$$

$$l_{bt} = l_{p0} = 0.33 [m]$$

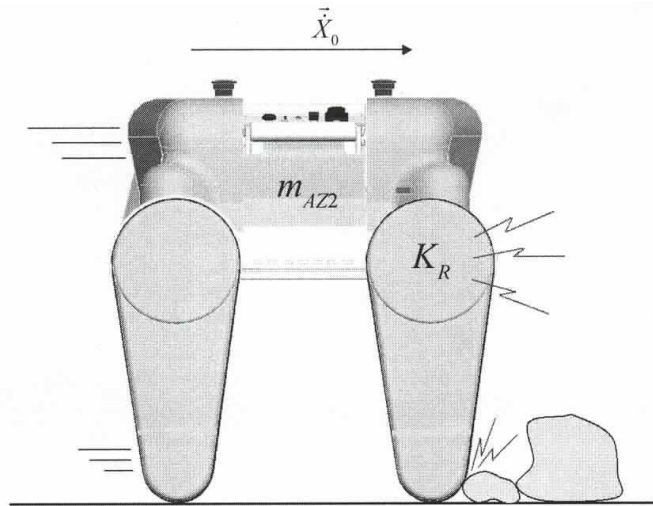
$$= \left( \frac{(0.18)2(0.18)}{2(0.18) + 0.33} - 0.18 \right) 54.5 kg \cdot 7.81 m/s^2$$

$$\approx -46 \text{ N.m}$$

$$C_{AOE} = \left| \frac{C}{2} \right| = +23 \text{ N.m}$$

## ANNEXE L

### DÉTERMINATION DE LA RAIDEUR $K_R$ SÉCURITAIRE

Hypothèse

Lors d'un impact, toute l'énergie cinétique de la plate-forme est accumulée sous forme d'énergie potentielle dans le ressort d'un seul mécanisme de bras lenseur.

Connus:

- Masse d'AZIMUT ( $m_{AZ2}$ )
- Vitesse initiale de la plate-forme ( $|\vec{X}_0| = \dot{x}_0$ )
- Couple maximal sécuritaire que peut transmettre un actionneur ( $C_{MAX,ADE}$ )

Inconnus

Connaissant  $m_{AZ2}$ ,  $\dot{x}_0$  et  $C_{MAX,ADE}$ , trouver la raideur sécuritaire  $K_{R,secu}$ .

Energie cinétique initiale :

$$E_c = \frac{1}{2} m_{AZ2} (\dot{X}_0)^2 \quad (1)$$

Energie potentielle finale :

$$E_p = \frac{1}{2} K_R (\theta_{max})^2 \quad (2)$$

pour un ressort de torsion :  $C_R = K_R \theta \quad (3)$

Conservation de l'énergie :

$$E_c = E_p$$

$$\frac{1}{2} m_{AZ2} (\dot{X}_0)^2 = \frac{1}{2} K_R (\theta_{max})^2$$

avec (3)

$$m_{AZ2} (\dot{X}_0)^2 = K_R (C_R / K_R)^2$$

$$m_{AZ2} (\dot{X}_0)^2 = \frac{C_R^2}{K_R}$$

donc

$$K_R = \frac{C_R^2}{m_{AZ2} (\dot{X}_0)^2} \quad (4)$$

avec

$$C_R = C_{MAX, ADE}$$

$$K_{R, \text{secu}} = \frac{(C_{MAX, ADE})^2}{m_{AZ2} (\dot{X}_0)^2}$$

$$K_{R, \text{secu}} = \frac{(50 \text{ N}\cdot\text{m})^2}{54.5 \text{ kg} \cdot (1.2 \text{ m/s})^2} = 31.9 \text{ N}\cdot\text{m/rad.}$$

Vitesse maximale de la plate-forme en fonction de  $K_{R, \text{séc}}$

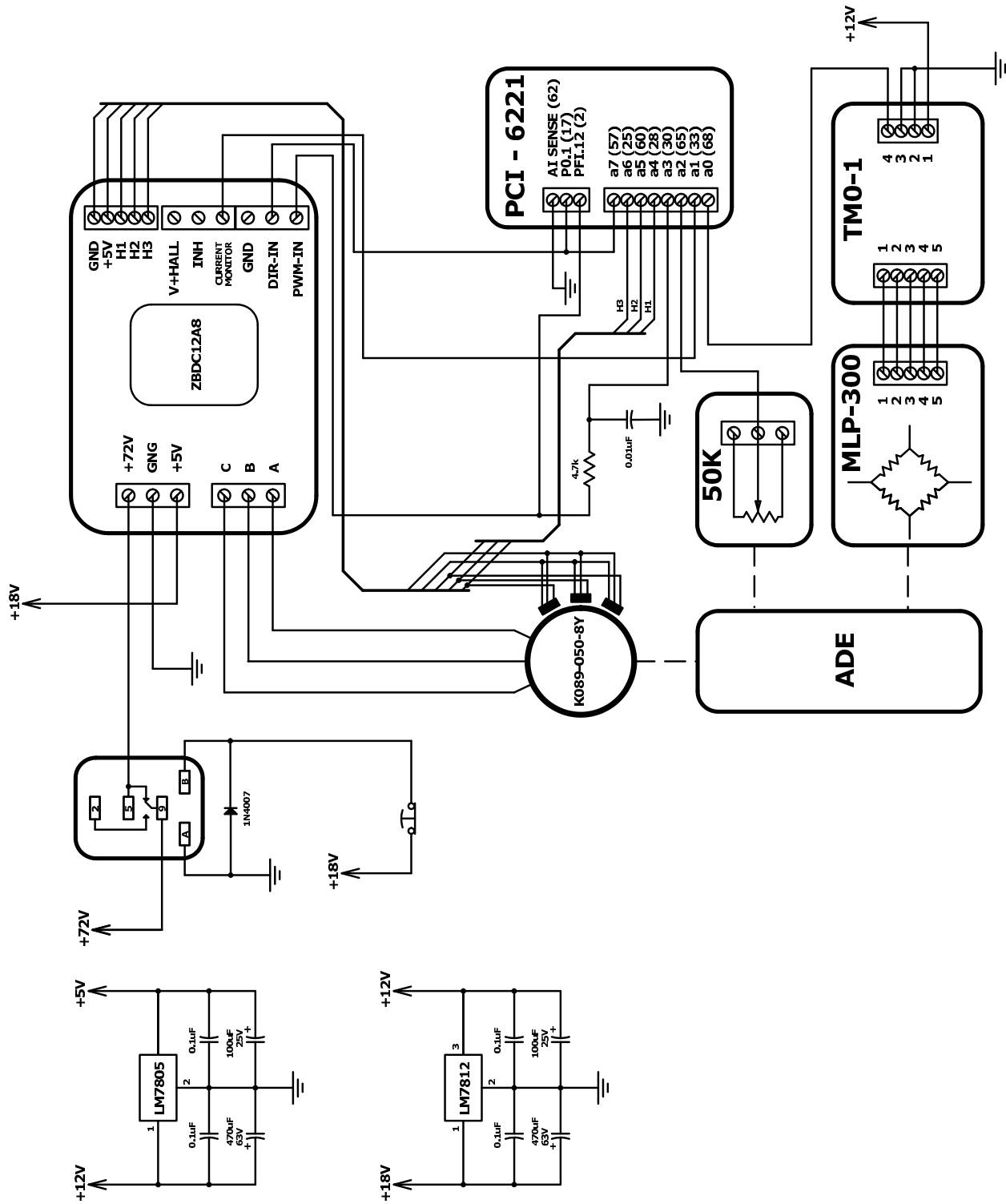
$$\dot{X}_{0, \max} = \sqrt{\frac{C^2}{m_{A22} K_R}} = \frac{C_R}{\sqrt{m_{A22} K_R}}$$

$$\dot{X}_{0, \max} = \frac{50 \text{ N}\cdot\text{m}}{\sqrt{54.5 \text{ kg} \cdot 190.6}} = 0.491 \text{ m/s}$$



## **ANNEXE M**

### **DIAGRAMME ÉLECTRIQUE DU MONTAGE EXPÉRIMENTAL**



## ANNEXE N

$C_{ADE,max}$  ET  $f_{ADE,C}$  POUR DIFFÉRENTS CMR

Analyse des performances de différents CMR

Équations utilisées		= Valeur entrée
$C_{M,Arrêt} = K_M I_{M,Arrêt} = K_M U_M / R_{M,Stator}$		
$\omega_{M,Vide} = U_M / K_M$		
$\Delta T_M = T_{M,Final} - T_{M,Initial} = P_{- M,Joule} R_{M,T}$		
$P_{M,Joule} = R_{M,E} I_{M,rms}^2$		
Données utilisées	Remarques	
Tension d'opération du moteur	24 [V]	Température ambiante typique. Le fabriquant suggère 155 [deg.C], on utilise une marge de sécurité de 1 Voir: "hot spot allowance" dans documentation sur classe de moteur.
Température initiale du bobinage	40 [deg.C]	
Température maximale du bobinage	145 [deg.C]	
Échauffement maximal du bobinage	105 [deg.C]	Si la puissance thermique dégagée par le bobinage excède cette valeur ; alors le moteur ne peut opérer indéfiniment à ce régime sans la température finale du rotor excède 145 [deg.C] (N=50) (N=100 ou 160)
Résistance thermique	1,02 [deg.C/W]	
Capacité de dissipation thermique maximale	102,94 [W]	
Raideur du FS du réducteur harmonique	27400 [N*m/rad]	
Augmentation résistance électrique à 145 [deg.C]	36900 [N*m/rad]	
Courant nominal en continu	1,5 [A]	
Température finale du bobinage en continu	5 [A]	
Inertie du WG pour moteur K089-050	111,1 [deg.C]	
Inertie du WG pour moteur K089-025	9,85E-05 [kg*m^2]	
Inertie du FS	8,04E-05 [kg*m^2]	
	1,07E-04 [kg*m^2]	

Modèle de moteur: K089-050									
L <sub>1</sub> = 12,7 mm (stack = 0.50 po.)									
N									
Bobinage	50:1					100:1			
	160:1					160:1			
	<i>f</i> <sub>CMRc</sub> [Hz]	<i>C</i> <sub>CMRmax @ 10A</sub> [N·m]	<i>C</i> <sub>CMRmax @ 5A</sub> [N·m]	<i>P</i> <sub>MJoule</sub> [W]	<i>f</i> <sub>CMRc</sub> [Hz]	<i>C</i> <sub>CMRmax @ 10A</sub> [N·m]	<i>C</i> <sub>CMRmax @ 5A</sub> [N·m]	<i>P</i> <sub>MJoule</sub> [W]	<i>f</i> <sub>CMRc</sub> [Hz]
1V	6,34	0,045	-	-	-	45,5	-	-	-
2V	7,92	0,056	-	-	-	56,6	28,3	-	-
3V	9,50	0,067	-	-	-	67,7	33,9	-	-
4V	12,67	0,089	-	-	-	89,9	45,0	10,88	-
5V	15,84	0,112	-	-	-	113,1	56,6	17,25	-
6V	20,59	0,145	-	-	-	146,5	-	-	-
7V	25,34	0,179	-	-	-	-	-	-	-
8V	31,68	0,224	1,86	69,75	47,9	-	-	-	29,9
9V	39,60	0,279	2,95	-	-	-	-	-	-
EY	50,69	0,358	4,73	-	-	-	-	-	-
FY	63,36	0,447	7,48	-	-	-	-	-	-
GY	80,78	0,570	12,02	-	-	-	-	-	-
HY	101,38	0,715	19,12	-	-	-	-	-	-
JY	126,30	0,905	30,33	-	-	-	-	-	-
KY	161,57	1,140	48,50	-	-	-	-	-	-
LY	204,34	1,442	76,28	-	-	-	-	-	-
1D	3,66	0,026	0,02	-	-	-	-	-	-
2D	4,57	0,032	0,04	-	-	-	-	-	-
3D	5,49	0,039	0,06	-	-	-	-	-	-
4D	7,32	0,052	0,10	-	-	-	-	-	-
5D	9,15	0,065	0,15	-	-	-	-	-	-
6D	11,89	0,084	0,25	-	-	-	-	-	-
7D	14,63	0,103	0,39	-	-	-	-	-	-
8D	18,29	0,129	0,62	-	-	-	-	-	-
9D	22,86	0,161	0,98	-	-	-	-	-	-
ED	29,27	0,207	1,58	-	-	-	-	-	-
FD	36,58	0,258	2,49	-	-	-	-	-	-
GD	46,64	0,329	4,01	-	-	-	-	-	-
HD	58,53	0,413	6,37	-	-	-	-	-	-
JD	74,08	0,523	10,11	-	-	-	-	-	-
KD	93,28	0,658	16,17	-	-	-	-	-	-
LD	117,98	0,833	25,43	-	-	-	-	-	-

Modèle de moteur: K089-025 L <sub>1</sub> = 6,36 mm (stack = 0.25 po.)												
N												
Boîtiage	50:1				100:1				160:1			
	$f_{CMR,C}$ [Hz]	$C_{CMR,max}$ @ 10A [N°m]	$C_{CMR,max}$ @ 5A [N°m]	$P_{Majoule}$ [W]	$f_{CMR,C}$ [Hz]	$C_{CMR,max}$ @ 10A [N°m]	$C_{CMR,max}$ @ 5A [N°m]	$P_{Majoule}$ [W]	$f_{CMR,C}$ [Hz]	$C_{CMR,max}$ @ 10A [N°m]	$C_{CMR,max}$ @ 5A [N°m]	$P_{Majoule}$ [W]
1Y	3,17	0,022	-	-	-	-	-	-	-	35,4	-	-
2Y	3,96	0,028	-	-	-	-	-	-	-	45,0	22,5	-
3Y	4,75	0,034	-	-	-	34,3	-	-	-	54,7	27,4	-
4Y	6,34	0,045	-	-	-	45,5	22,75	-	-	72,5	36,3	-
5Y	7,92	0,056	-	-	-	56,6	28,3	-	-	90,2	45,1	-
6Y	10,30	0,073	-	-	-	73,7	36,85	-	-	117,5	58,8	15,00
7Y	12,67	0,089	-	-	-	89,9	44,95	-	-	143,3	-	24,38
8Y	15,84	0,112	-	-	53,0	113,1	56,55	37,50	33,1	-	-	-
9Y	19,80	0,140	-	-	-	141,4	-	59,25	-	-	-	-
EY	25,34	0,179	4,03	151,13	-	-	-	-	-	-	-	-
FY	31,68	0,224	6,36	238,50	-	-	-	-	-	-	-	-
GY	40,39	0,285	10,23	-	-	-	-	-	-	-	-	-
HY	50,69	0,368	16,27	-	-	-	-	-	-	-	-	-
JY	64,15	0,463	25,82	-	-	-	-	-	-	-	-	-
KY	80,78	0,570	41,28	-	-	-	-	-	-	-	-	-
LY	102,17	0,721	64,93	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1D	1,83	0,013	0,02	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2D	2,29	0,016	0,03	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3D	2,74	0,019	0,05	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4D	3,66	0,026	0,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5D	4,57	0,032	0,13	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6D	5,94	0,042	0,22	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7D	7,32	0,052	0,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8D	9,15	0,065	0,53	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9D	11,43	0,081	0,84	-	-	-	-	-	-	-	-	-
ED	14,63	0,103	1,34	-	53,0	42,4	26,3	-	33,1	41,9	25,8	-
FD	18,29	0,129	2,12	-	-	52,5	32,9	-	-	41,9	33,8	-
GD	23,32	0,165	3,41	-	-	65,7	40,9	-	-	52,4	41,9	-
HD	29,27	0,207	5,42	-	-	81,8	50,25	-	-	65,2	52,4	-
JD	37,04	0,261	8,61	-	-	104,0	65,2	-	-	85,2	65,2	-
KD	46,64	0,329	13,76	-	-	130,3	79,50	-	-	104,7	85,2	-
LD	58,99	0,416	21,64	-	-	166,7	-	-	-	130,4	104,7	-

# BIBLIOGRAPHIE

- [1] *BlueBotics : shrimp III*. <http://www.bluebotics.com>.
- [2] *Compagnie ActivMedia Robotics : P3-AT*. <http://www.activrobots.com>.
- [3] *Compagnie Advanced Motion Control, inc.* <http://www.a-m-c.com>.
- [4] *Compagnie Dymola, Dynasim AB*. <http://http://www.dynasim.se/>.
- [5] *Compagnie Harmonic Drive, LLC, inc.* <http://www.hdsi.net>.
- [6] *Compagnie Helical Products Company, inc.* <http://www.heli-cal.com>.
- [7] *Compagnie Kaydon Corporation*. <http://www.reali-slim.com>.
- [8] *Compagnie MathWorks, inc.* <http://www.mathworks.com>.
- [9] *Compagnie National Instruments, inc.* <http://www.ni.com>.
- [10] *Compagnie Parker Bayside, inc.* <http://www.baysidemotion.com>.
- [11] *Compagnie Ring Feder, inc.* <http://www.ringfeder.com>.
- [12] *Compagnie RoboMotio, inc.* <http://www.robomotio.com>.
- [13] *Compagnie Texas Instrument, inc.* <http://www.ti.com>.
- [14] *Compagnie Transducer Techniques, inc.* <http://www.transducertechniques.com>.
- [15] *Le laboratoire de robotique de Paris*. <http://lrp6.robot.jussieu.fr/eng/projects/hylos/>.
- [16] *Le laboratoire LABORIUS de l'Université de Sherbrooke*. <http://www.gel.usherb.ca/laborius>.
- [17] *Le leg laboratory du MIT*. <http://www.ai.mit.edu/projects/leglab/>.
- [18] *Le projet Azimut 1*. <http://www.gel.usherb.ca/laborius/projects/Azimut/index.html>.
- [19] *Le projet Octopus*. <http://asl.epfl.ch/index.html?content=research/systems/Octopus/octopus.php>.
- [20] *Le projet R2M : rover multi-modes pour une haute mobilité sur terrain accidenté*. <http://www.lasmea.univ-bpclermont.fr/R2M/home.html>.
- [21] *Shrimp : high mobility wheeled rover*. <http://asl.epfl.ch/index.html?content=research/systems/Shrimp/shrimp.php>.
- [22] *WorkPartner : a mobile service robot for outdoor task*. <http://www.automation.hut.fi/IMSRI/workpartner/index.html>.
- [23] P. Aarnio, P. Koskinen, et S. Salmi. Simulation of the Hybtor robot. Dans *Proceedings 3rd International Conference on Climbing and Walking Robots, Professional Engineering Publishing Ltd*, pages 267–274, Madrid Spain, 2000.
- [24] H. Asada et T. Kanade. Design of a direct-drive mechanical arm. *ASME Journal of Vibration, Stress, and Reliability in Design*, 105-3 :312–316, 1983.
- [25] A. E. Brendel. *Frequency response of sensors*. <http://sendev.com/>.
- [26] G. Drouin, M. Gou, P. Thiry, et R. Vinet. *Éléments de Machines*, pages 82–83. Éditions de l'École Polytechnique de Montréal, 1999.

- [27] A. Edsinger-Gonzalves. Design of a compliant and force sensing hand for a humanoid robot. Dans *Proceedings of the International Conference on Intelligent Manipulation and Grasping*, pages 291–296, Genova, Italy, 2004.
- [28] T. Estier, Y. Crausaz, B. Merminod, M. Lauria, R. Piguet, et R. Siegwart. An innovative space rover with extended climbing abilities. Dans *Proceedings of Space & Robotics, the Fourth International Conference and Exposition on Robotics in Challenging Environments*, Albuquerque, New Mexico, USA, February 27 - March 2 2000.
- [29] G. Ferretti, G. Magnani, P. Rocco, L. Bonometti, et M. Maraglino. Simulating permanent magnet brushless motors in Dymola. Dans *Proceedings 2nd International Modelica Conference*, pages 109–115, Oberpfaffenhofen, 2002.
- [30] C. Granda, F. Ben Amar, F. Plumet, et P. Bidaud. Decoupled control of posture and trajectory of the hybrid wheel-legged robot Hylos. Dans *Proceedings IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pages 5111–5116, New Orleans LA, USA, April 2004.
- [31] C. Granda, F. Ben Amar, F. Plumet, et P. Bidaud. Évaluation des modes de déplacement d'un robot à locomotion hybride roue-patte évoluant en milieux naturels. *Mécanique & Industries*, 6 :353–364, Mars 2005.
- [32] A. Halme, I. Leppänen, et S. Salmi. Development of WorkPartner-robot - design of actuating and motion control system. Rapport technique, Automation Technology Laboratory, Helsinki University of Technology, Finland, 1999.
- [33] A. Halme, I. Leppänen, S. Salmi, et S. Ylonen. Hybrid locomotion of a wheel-legged machine. Dans *Proceedings 3rd International Conference on Climbing and Walking Robots, Professional Engineering Publishing Ltd*, pages 167–173, Madrid Spain, 2000.
- [34] J. M. Hollerbach, I.W. Hunter, et J. Ballantyne. *A comparative analysis of actuator technologies for robotics*, pages 299–342. The Robotics Review 2, MIT Press, Cambridge, 1992.
- [35] K. H. Hunt. *Kinematics geometry of mechanisms*. Oxford University Press, USA, July 1990.
- [36] K. Iagnemma, A. Rzepniewski, S. Dubowsky, et P. S. Schenker. Control of robotic vehicles with actively articulated suspensions in rough terrain. *Autonomous Robots*, 14(1) :5–16, January 2003.
- [37] M. Lauria. *Nouveaux concepts de locomotion pour véhicules tout-terrain robotisés*. Thèse de doctorat, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2003. Thèse no. 2833.
- [38] M. Lauria, M.-A. Legault, P. Giguère, F. Gagnon, et F. Michaud. High performance differential actuator for robotic interaction tasks. Demande de brevet provisoire aux États-Unis No. 60/788,132, March 2006.
- [39] F. Michaud, D. Létourneau, J.-F. Paré, M.-A. Legault, R. Cadrin, M. Arsenault, Y. Bergeron, M.-C. Tremblay, F. Gagnon, M. Millette, P. Lepage, Y. Morin, et S. Caron. Multi-modal locomotion robotic platform using leg-track-wheel articulations. *Autonomous Robots*, 18 :137–156, March 2005.



- [40] F. Michaud, D. Létourneau, J.-F. Paré, M.-A. Legault, R. Cadrin, M. Arsenault, Y. Bergeron, M.-C. Tremblay, F. Gagnon, M. Millette, P. Lepage, Y. Morin, et S. Caron. Azimut - a leg-track-wheel robot. Dans *Proceedings IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pages 2553–2558, 2003.
- [41] F. Michaud, D. Létourneau, J.-F. Paré, M.-A. Legault, R. Cadrin, M. Arsenault, Y. Bergeron, M.-C. Tremblay, F. Gagnon, M. Millette, P. Lepage, Y. Morin, et S. Caron. Co-design of Azimut, a multi-modal robotic platform. Dans *Proceedings ASME 23rd Computers and Information in Engineering Conference - Embedded and Ubiquitous Computing*, 2003.
- [42] F. Michaud, D. Létourneau, J.-F. Paré, M.-A. Legault, R. Cadrin, M. Arsenault, Y. Bergeron, M.-C. Tremblay, F. Gagnon, M. Millette, P. Lepage, Y. Morin, et S. Caron. Azimut - a multi-modal locomotion robotic platform. Dans *Proceedings SPIE's 17th Annual International Symposium on Aerospace/Defense Sensing, Simulation, and Controls*, pages 101–112, 2003.
- [43] F. Michaud, D. Létourneau, J.-F. Paré, M.-A. Legault, R. Cadrin, M. Arsenault, Y. Bergeron, M.-C. Tremblay, F. Gagnon, M. Millette, P. Lepage, Y. Morin, et S. Caron. Multi-modal locomotion and modular robotic platform for advanced 3d motion. Canadian patent pending # 2,412,815, November 2002.
- [44] J. B. Morrell. *Parallel coupled micro-macro actuators*. Thèse de doctorat, Massachusetts Institute of Technology, 1996.
- [45] E. Papadopoulos et D. Rey. A new measure of tipover stability margin for mobile manipulators. Dans *Proceedings IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 3111–3116, 1996.
- [46] A. Peer, N. Bajcinca, et C. Schweiger. Physical-based friction identification of an electro-mechanical actuator with Dymola/Modelica and MOPS. Dans *Proceedings 3rd International Modelica Conference*, pages 241–248, German Aerospace Center, Institute of robotics and Mechatronics, DLR, November 2003.
- [47] C. Pelchen, C. Schweiger, et M. Otter. Modeling and simulating the efficiency of gear-boxes and of planetary gearboxes. Dans *Proceedings 2nd International Modelica Conference*, pages 257–266, German Aerospace Center, Institute of robotics and Mechatronics, DLR, March 2002.
- [48] G. Pratt et M. M. Williamson. Series elastic actuators. Dans *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS-95)*, volume 1, pages 399–406, Pittsburgh, PA, July 1995.
- [49] G. Pratt, P. Willisson, C. Bolton, et A. Hofman. Late motor processing in low-impedance robots : impedance control of series-elastic actuators. Dans *Proceeding of the 2004 American Control Conference*, volume 4, pages 3245–3251, Boston, Massachusetts, June 3 - July 2 2004.
- [50] Stock Drive Product. *Design and application of small standardized components*, page 363. Educational products, data book 757, 1983.
- [51] D. W. Robinson. *Design and analysis of series elasticity in closed-loop actuator force control*. Thèse de doctorat, Massachusetts Institute of Technology, 2000.

- [52] P. S. Schenker, T. L. Huntberger, P. Pirjanian, E. T. Baumgartner, et E. Tunstel. Planetary rover developments supporting Mars exploration, sample return and future human-robotic colonization. *Autonomous Robots*, 14(2-3) :103–126, March 2003.
- [53] J. W. Sensinger. Design and analysis of a non-backdrivable series elastic actuator, for use in prostheses. Mémoire de maîtrise, Northwestern University, February 2005.
- [54] H. D. Taghirad. *Robust torque control of harmonic drive systems*. Thèse de doctorat, McGill University. Montréal, Department of Electrical Engineering, July 1997.
- [55] D. Tuttle Timothy. Understanding and modeling the behavior of a harmonic drive gear transmission. Mémoire de maîtrise, Massachusetts Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering, May 1992.
- [56] D. Tuttle Timothy et P. Seering Warren. A nonlinear model of a harmonic drive gear transmission. Dans *Proceedings IEEE Transaction on Robotics and Automation*, volume 12, pages 368–374, 1996.
- [57] D. Vischer et O. Khatib. Design and development of high performance torque controlled joints. Dans *Proceedings IEEE Transactions on Robotics and Automation*, volume 11, pages 537–544, August 1995.
- [58] M. M. Williamson. Series elastic actuators. Mémoire de maîtrise, Massachusetts Institute of Technology - Artificial Intelligence Laboratory, January 1995.
- [59] C.H. Wu et R.P. Paul. Manipulator compliance based on joint torque control. Dans *Proceedings of the 19th IEEE Conference on Decision and Control*, volume 1, pages 84–88, Albuquerque, New Mexico, 1980.
- [60] M. Zinn, O. Khatib, et B. Roth. A new actuation approach for human-friendly robot design. Dans *Proceedings IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 1, pages 249–254, New Orleans, April 26 - May 1 2004.