

de Toulouse

THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par l'Institut National des Sciences Appliquées de Toulouse **Discipline ou spécialité :** Génie Mécanique, Mécanique des Matériaux

> Présentée et soutenue par Jonathan LISCOUËT Le lundi 04 janvier 2010

> > Titre :

Conception préliminaire des actionneurs électromécaniques- Approche hybride, directe/inverse

JURY

M. Bernard MULTON, Professeur des Universités à l'ENS de Cachan, Rapporteur M. Chris PAREDIS, Professeur à Georgia Institute of Technology - Atlanta (É.-U.), Rapporteur M. Jean-Charles MARE, Professeur des Universités à l'INSA de Toulouse, Directeur de thèse M. Marc BUDINGER, Maître de Conférences à l'INSA de Toulouse, Co-directeur de thèse M. Michel BASSET, Professeur des Universités à l'Université de Haute-Alsace, Président du jury M. Jean-Pierre GARCIA, Directeur R&T et projets avancés à Messier-Bugatti, Invité

Ecole doctorale : Mécanique, Energétique, Génie Civil et Procédés (MEGeP) **Unité de recherche :** Institut Clément Ader (ICA) **Directeur(s) de Thèse :** Jean-Charles MARE et Marc BUDINGER **Rapporteurs :** Bernard MULTON et Chris PAREDIS

Titre : Conception préliminaire des actionneurs électromécaniques - Approche hybride, directe/inverse

Résumé : L'objectif de cette thèse est de proposer des méthodes innovantes de conception préliminaire d'actionneurs électromécaniques (EMA) et de les implémenter sous la forme d'outils logiciels rapidement disponibles pour les industriels. Cet objectif répond à une demande forte de l'industrie, en particulier en aéronautique dans le cadre du développement d'avions plus électriques. Dans un premier temps, cette thèse propose une méthode hybride (montante et descendante) de recherche systématique d'architectures solutions et de sélection vis-à-vis des exigences du cahier des charges et de l'état de l'art technologique. Dans un deuxième temps, des méthodes d'évaluation d'architectures en termes de puissance, d'intégration (enveloppe géométrique et masse), de fiabilité et de performances en boucle fermée sont proposées. L'implémentation de ces méthodes se base sur la modélisation acausale et la combinaison de simulations numériques inverses et directes. Des lois d'échelle, représentatives des phénomènes physiques dimensionnants, sont établies pour réduire la complexité d'utilisation des modèles et l'intervention d'experts de domaine dans les phases préliminaires. Les méthodes proposées et leur implémentation dans l'environnement de simulation Modelica/Dymola ont été appliquées avec succès aux exemples d'actionneurs électromécaniques d'orientation d'un train avant d'atterrissage, de commandes de vol primaires et de contrôle de la poussée vectorielle du premier étage de propulsion d'un lanceur spatial. De cette façon, la durée de la phase d'évaluation d'architectures a pu passer d'un ordre de grandeur en jour à un ordre de grandeur en heure.

Discipline : Génie Mécanique

Mots-clés : Actionneur électromécanique (EMA), avion plus électrique, conception préliminaire, conception orientée simulation, fiabilité, lois d'échelle, méthode montante/descendante, Modelica, modélisation acausale, simulation inverse.

Title: Preliminary design of electromechanical actuators – A hybrid, direct/inverse approach.

Abstract: The aim of this thesis is to propose innovative methods for the preliminary design of electromechanical actuators (EMA), and to implement them in software tools rapidly available for the industry. This objective is motivated by a strong demand of the industry, especially in aeronautics within the frame of the development of more electric aircrafts. First, this thesis puts forward a hybrid methodology (top-down/bottom-up) to generate and select systematically architectures with respect to requirements and the state of the art of technology. Second, methods to evaluate architectures in terms of power, integration (geometrical envelop and mass), reliability and closed loop performances are developed. The implementation of these methods is based on non-causal modelling combined to direct and inverse numerical simulations. Scaling laws, representative of the main sizing phenomena, are established to reduce the complexity of the models and the need for domain experts during the preliminary phases. The proposed methods and their implementation within the simulation framework Modelica/Dymola have been applied successfully to the examples of electromechanical actuators for the steering of a nose landing gear, the primary flight control of an aircraft and the thrust vector control of a space launcher. As a result, the duration of the architecture evaluation has been reduced from day-scale to hour-scale.

Major: Mechanical Engineering

Keywords: Electromechanical actuator (EMA), inverse simulation, model based design, Modelica, more electric aircraft, non-causal modelling, preliminary design, reliability, scaling laws, top-down/bottom-up method.

A Susan

REMERCIEMENTS

Ces travaux ont été réalisés à l'Institut Clément Ader de Toulouse sous la direction de Jean-Charles MARÉ et Marc BUDINGER dans le contexte du contrat Européen DRESS (Distributed Electrical nose gear Steering System) et du projet ANR C6E2 (Simulations pour l'Ingénierie de la Conception des Systèmes Electriques Embarqués). Je tiens à remercier ici tous ceux qui ont contribués à ce que ces travaux s'effectuent dans des conditions optimales, motivantes et enrichissantes durant ces 35 mois de doctorat.

Mes remerciements s'adressent en particuliers à :

M. le Professeur Jean-Charles Maré et M. Marc Budinger, pour m'avoir fait profiter de leurs talents, connaissances et expériences scientifiques et techniques. Je tiens aussi à les remercier pour leurs conseils précieux et avisés qu'ils m'ont apportés tout au long de ces travaux. Ce fût pour moi un plaisir que de pouvoir travailler avec eux et une motivation supplémentaire pour m'enrichir scientifiquement durant cette intense et courte période de doctorat.

M. le Professeur Bernard Multon et M. le Professeur Associé Chris Paredis, pour m'avoir fait l'honneur d'examiner mes travaux et d'en être les rapporteurs, ainsi que pour la richesse des échanges qu'ils ont conduit durant la lecture de cette thèse.

M. le Professeur Michel BASSET, pour avoir bien voulu me faire l'honneur de participer au jury et de présider celui-ci avec une grande justesse, ainsi que pour son intérêt pour ces travaux.

M. Jean-Pierre Garcia, pour m'avoir fait l'honneur de prendre part au jury auquel il a apporté son expérience et sa vision industrielle éclairée.

Je tiens aussi à remercier les membres de l'Institut Clément Ader pour l'ambiance amicale et conviviale dans laquelle j'ai passé ces dernières années. Par ordre alphabétique, je tiens plus particulièrement à remercier : Annie Cazeaux, Ahmad et Battoul Batikh, Christine Barrot, Christophe Paris, Daniel Ortega, Fabien Hospital, Feriel Samouda, Nicolas Laurien, Romain Canivenc, Stéphane Orieux, Sandrine Geoffroy, Toufic El-Halabi et Wissam Karam.

Finalement, mes derniers remerciements vont à Susan à qui je dédie ce mémoire, car c'est elle qui m'a donné l'envie de prendre cette voie dans laquelle je m'épanouis.

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION GENERALE

ACRONYME	. 1
NOMENCLATURE	. 1
1.1. LE PROJET DRESS	. 3
1.2. LE PROJET C6E2	. 4
1.3. SPECIFICITES DE CONCEPTION DES ACTIONNEURS A SOURCE DE PUISSANCE	C
ELECTRIOUE	. 5
1.4. METHODOLOGIE DE CONCEPTION CLASSIQUE	. 7
1.5. ETAT DE L'ART DES OUTILS LOGICIELS D'AIDE A LA CONCEPTION	9
1.5.1. Conception orientée simulation	. 9
1.5.2. Outils de modélisation et de simulation physique	11
1.5.3. Simulation directe et inverse	13
1.6. METHODOLOGIE DE CONCEPTION PROPOSEE ET PLAN DE THESE	14
REFERENCES	18

CHAPITRE 2 : RECHERCHE D'ARCHITECTURES

ACRONYME	
NOMENCLATURE	
INDICES.	
2.1. APPROCHE TRADITIONNELLE (BOTTOM-UP)	
2.2. APPROCHE HYBRIDE (TOP-DOWN/BOTTOM-UP)	
2.3. CAS TEST : ACTIONNEUR DU PROJET DRESS	
2.3.1. Fonctions et contraintes principales	
2.3.2. Architectures fonctionnelles	
2.3.3. Architectures conceptuelles	
2.3.4. Architectures organiques	
2.4. ETUDE DE FIABILITE AXEE SECURITE	
2.4.1. Exigences de fiabilité	
2.4.2. AMDEC et arbres de défaillance	
2.4.3. Distribution exponentielle	
2.4.4. Taux de défaillance	
2.4.5. Temps d'exposition à une défaillance	
2.4.6. Résultats intermédiaires	
2.4.7. Spécification des taux de défaillance	

2.5.	CONCLUSION	53
REF	ERENCES	54

CHAPITRE 3 : DIMENSIONNEMENT EN PUISSANCE

ACRONYME	58
NOMENCLATURE	58
INDICES	59
EXPOSANT	59
3.1. APPROCHE DE MODELISATION	61
3.1.1. Dimensionnement en puissance à l'aide de la simulation inverse	61
3.1.2. Modélisation paramétrique	
3.1.3. Choix de l'approche de modélisation	65
3.2. LOIS D'ECHELLE	66
3.2.1. Principe de base	66
3.2.2. Exemple de composant électrique : les moteurs brushless	68
3.2.3. Exemple de composant mécanique simple : le réducteur de vitesse	76
3.2.4. Exemple de composant mécanique complexe : les vis à billes ou à rouleaux	81
3.2.5. Validation	85
3.2.6. Bilan et tableaux de synthèse	
3.3. GRANDEURS DIMENSIONNANTES	
3.3.1. Grandeurs dimensionnantes	
3.3.2. Couple nominal des réducteurs de vitesse	
3.3.3. Couple RMS et modèles thermiques des moteurs électriques	
3.4. IMPLEMENTATION DANS DYMOLA/MODELICA	
3.5. CAS TEST : COMMANDE DE VOL PRIMAIRE (AILERON)	102
3.5.1. Modèle de charge et profil de mission	103
3.5.2. Dimensionnement en puissance	
3.5.3. Résultats	106
3.6. CAS TEST : ORIENTATION DE TRAIN D'ATTERRISSAGE	108
3.6.1. Profil de mission	108
3.6.2. Dimensionnement en puissance	109
3.6.3. Résultats	110
3.7. CONCLUSION	112
REFERENCES	

CHAPITRE 4 : EFFET DE LA DUREE DE VIE ET DE LA FIABILITE SUR LE DIMENSIONNEMENT

ACRONYME	118
NOMENCLATURE	118
INDICES	118
EXPOSANT	119

4.1. LES DIFFERENTS TYPES DE DOMMAGES RENCONTRES DANS LES	
ACTIONNEURS ELECTROMECANIQUES	
4.1.1. Fatigue des éléments roulants	120
4.1.2. Usure des éléments glissants	122
4.1.3. Dégradation thermique des isolants	123
4.2. LIEN ENTRE GRANDEURS DIMENSIONNANTES, DOMMAGES ET DUR	EE DE VIE
•••••••••••••••••••••••••••••••••••••••	123
4.2.1. Fatigue mécanique	
4.2.2. Usure	125
4.2.3. Généralisation et applications aux réducteurs de vitesse et vis-sans-fin	125
4.2.4. Dégradation thermique	128
4.2.5. Application aux moteurs électriques	129
4.3. LIEN ENTRE DUREE DE VIE ET FIABILITE	
4.3.1. Distribution de Weibull	
4.3.2. Calculs des variables de fiabilité	
4.3.3. Application aux réducteurs de vitesse	133
4.3.4. Application aux moteurs électriques	
4.4. IMPLEMENTATION DANS DYMOLA/MODELICA	135
4.4.1. Exemple du modèle des vis à billes et à rouleaux	
4.4.2. Exemple du modèle des moteurs électriques	
4.5. PRISE EN COMPTE DE LA DUREE DE VIE ET DE LA FIABILITE DANS	LES CAS
TEST	
4.5.1. Commandes de vol	
4.5.2. Direction de train d'atterrissage	
4.6. CONCLUSION	
REFERENCES	

CHAPITRE 5 : EVALUATION DES PERFORMANCES EN BOUCLE FERMEE

ACRONYME	
NOMENCLATURE	
INDICES	
5.1. PROBLEMATIQUE DE CONCEPTION	
5.1.1. Démarche adoptée	
5.1.2. Boucle de position	151
5.1.3. Boucle de vitesse	153
5.1.4. Boucle de courant	155
5.1.5. Boucles de vitesse et de courant	158
5.1.6. Boucle de position et de vitesse	
5.1.7. Conclusion partielle	
5.2. MODELISATION ET ANALYSE	
5.2.1. Modèles évolutifs	
5.2.2. Influence du modèle d'élasticité de la transmission mécanique	
5.2.3. Prise en compte des interfaces mécaniques	
5.2.4. Implémentation dans Dymola/Modelica	
5.3. CAS TEST : ACTIONNEUR DE POUSSEE VECTORIELLE DU PREMIER E	TAGE DE
PROPULSION DU LANCEUR EUROPEEN VEGA	169
5.3.1. Cahier des charges	170

5.3.2. Profil de mission filtré	
5.3.3. Implémentation du modèle de charge dans Dylmola/Modelica	
5.3.4. Recherche du rapport de réduction global minimisant la masse de l'actionneur à	l'aide des
lois d'échelle	
5.3.5. Dimensionnement en puissance	
5.3.6. Analyse modale	
5.4. CONCLUSION	
REFERENCES	

CONCLUSION

CONCLUSION	191
REFERENCES	197

ANNEXES

ANNEXE A : STATISTIQUES POUR LA FIABILITE	III
ANNEXE B : MODES ET TAUX DE DEFAILLANCE CONSIDERES POUR	L'ETUDE DE
FIABILITE DE L'EXEMPLE D'ACTIONNEUR DE DRESS	XI
ANNEXE C : ARBRES DE DEFAILLANCE DE L'EXEMPLE DE L'ACTION	NEUR DE
DRESS	XV
ANNEXE D : MODELE DE LA VIS SANS FIN (EN ANGLAIS)	XIX

CHAPITRE 1

INTRODUCTION GENERALE

ACRONYMES	1
NOMENCLATURE	1
1.1. LE PROJET DRESS	3
1.2. LE PROJET C6E2	4
1.3. SPECIFICITES DE CONCEPTION DES ACTIONNEURS A SOURCE DE PUISSANCE	
ELECTRIQUE	5
1.4. METHODOLOGIE DE CONCEPTION CLASSIQUE	7
1.5. ETAT DE L'ART DES OUTILS LOGICIELS D'AIDE A LA CONCEPTION	9
1.5.1. Conception orientée simulation	9
1.5.2. Outils de modélisation et de simulation physique	1
1.5.3. Simulation directe et inverse	3
1.6. METHODOLOGIE DE CONCEPTION PROPOSEE ET PLAN DE THESE 1	4
REFERENCES 1	8

ACRONYMES

CAO	Conception Assistée par Ordinateur	SHA	Actionneur servo-hydraulique
EMA	Actionneur électro-mécanique	SOA	« Safe Operating Area »
RMS	« Root Mean Square »		

NOMENCLATURE

С	Effort extérieur (couple)	(Nm)	J	Moment d'inertie	(kgm ²)
θ	Position angulaire	(rad)			

Le contexte global de développement et de conception des systèmes embarqués est caractérisé par une forte compétitivité. Cette compétitivité accentue la demande en innovations rapides pour obtenir de nouvelles fonctionnalités et des performances plus élevées, accompagnées d'un meilleur respect de l'environnement et d'une plus grande sécurité d'opération, ainsi que d'une réduction des coûts de développement et d'opération. Pour atteindre ces objectifs, il est souvent nécessaire de procéder à des sauts technologiques et d'optimiser au niveau global, dès la conception préliminaire, des systèmes de plus en plus complexes.

Le transport commercial aérien illustre bien les défis actuels caractérisant le développement et la conception de systèmes embarqués. Au niveau économique, le transport aérien est aujourd'hui un grand consommateur d'énergie fossile avec 720 million de litres de carburant utilisés par jour (chiffre pour l'année 2003). Au niveau écologique, cette activité rejette 700 million de tonnes de CO_2 par année et est ainsi responsable de 2% de la production humaine globale de ce gaz à effet de serre. Ce qui représente 13% de la quantité produite par l'ensemble de l'activité des transports. Si aucun changement significatif n'intervient, l'accroissement de 4,5% par an du trafic aérien conduira à une production de CO_2 multipliée par trois d'ici 2025. Au niveau sécurité, sachant qu'un avion vole plus de 100 000 heures soit plus de 25 ans, avec le taux de sécurité actuel correspondant à un taux de défaillance de 10^{-7} par heure de vol, taux accepté par les usagers, il y a un accident fatal largement médiatisé toutes les quatre à cinq semaines environ. Si l'accroissement du trafic aérien mondial perdure et que le niveau de sécurité reste le même, il y aura un accident fatal toutes les deux semaines vers 2025, puis un toutes les semaines vers 2035 [Pelegrin 2008].

Les pistes envisagées pour répondre aux défis du transport aérien mentionnés précédemment sont les suivantes :

- Utilisation de carburants alternatifs moins polluants (par exemple : carburant biologique, synthétique).
- Optimisation des sources de puissances secondaires (non-propulsives) [Liscouet -Hanke 2008].
- Optimisation des vols, trajets et procédures d'approches plus courts, ravitaillement en vol, vols groupés, etc. [Nangia 2007].
- Développement d'avions plus légers (utilisation de matériaux composites).
- Amélioration de l'aérodynamique (par exemple : fuselage en forme d'aile delta).
- Développement de moteurs avec un meilleur rendement (par exemple : technologies *bleed less* et *open rotor, geared turbofan*).
- Amélioration du trafic aérien.
- Conception écologique prenant en compte toutes les phases de vie d'un avion (production, exploitation et fin de vie ou recyclage).
- Développement d'avions plus électriques [Ford 2005].

Les travaux présentés ici s'inscrivent dans le cadre général du développement d'avions plus électriques. Le but de cette approche est de converger vers des avions « tout électriques », dans lesquels la source de puissance secondaire serait exclusivement distribuée par réseau électrique. Dans cette optique, un effort de recherche important a été engagé depuis les années 90. Dans [Maré 2010] l'auteur rappelle ainsi, qu'au niveau européen, cet effort de recherche s'est d'abord concentré sur les équipements de puissance (en particulier les actionneurs de commandes de vol) avec, par exemple, les projets de recherche Epica (1993-1997) et Elisa (1999-2001). Dans un deuxième temps, cet effort de recherche s'est porté sur les systèmes de puissance (air conditionné, génération électrique, commande de vol et trains d'atterrissage) avec le projet Power Optimized Aircraft (POA, 2001-2007), qui a impliqué 46 partenaires différents pour un montant total de l'ordre de 100 million d'euros. Par la suite, l'effort de recherche a été porté au niveau aéronef (réseau de transmission de puissance et intégration) avec le projet More Open Electrical Technologies (MOET, 2006-2009), qui a impliqué 62 partenaires différents pour un financement total de l'ordre de 37 million d'euros. L'activité de recherche et de développement autour de la thématique de l'avion plus électrique apparaît aussi clairement à travers le nombre important d'ateliers et de conférences, qui y sont dédiés (par exemple : [DéciElec 2009 ; MOET 2009 ; SEE 2009]). Au niveau industriel, et dans le secteur du transport commercial, les derniers modèles A380 et B787 des avionneurs de premier rang Airbus et Boeing intègrent déjà une technologie plus électrique que leurs prédécesseurs. Cette tendance se retrouve aussi dans d'autres secteurs que l'aéronautique, et notamment dans l'automobile [Larminie 2003].

Ces travaux se concentrent sur la conception préliminaire de systèmes d'actionnement électriques embarqués. Ils ont été financés par deux projets de recherche européens et français (DRESS et C6E2), dans le cadre desquels nous avons développé et étudié des actionneurs électriques embarqués, asservis en position et ayant une puissance typique allant d'une centaine de watts à quelques kilowatts.

Dans l'objectif de présenter de façon générale le contexte dans lequel les travaux exposés dans ce rapport ont été conduits, ce chapitre commence par décrire dans les **sections 1.1 et 1.2** les deux projets de recherche qui les ont financés. Puis les spécificités de la conception des actionneurs électriques embarqués de forte puissance sont abordées dans la **section 1.3**. La **section 1.4** décrit la méthodologie de conception classique et la **section 1.5** l'état de l'art des outils de modélisation pour la conception. Finalement, après la présentation du contexte des travaux et des problématiques rencontrées, la **section 1.6** présente la méthodologie mise en place pour y répondre.

1.1. LE PROJET DRESS

Le projet *Distributed Electrical nose gear Steering System* (DRESS¹) s'inscrit dans le cadre du plan de recherche et développement FP6 de la Commission Européenne et est piloté par l'équipementier aéronautique français Messier-Bugatti (groupe SAFRAN). Pour un coût total de 4 millions d'euros sur 3 années (2006-2009), ce projet implique 13 partenaires européens différents.

¹ Site internet du projet DRESS : www.dress-project.eu

Le projet DRESS est caractérisé par deux objectifs simultanés. Premièrement, améliorer significativement la fiabilité du système d'orientation (en Anglais : « steering ») électrique du train avant d'un avion de transport commercial monocouloirs, en passant d'un taux de défaillance de 10⁻⁶ à 10⁻⁹ par heure de vol. Deuxièmement, réaliser un saut technologique en remplaçant le dispositif à source de puissance hydraulique actuel (actionneur servohydraulique, SHA) par un dispositif à source de puissance électrique (actionneur électromécanique, EMA) comme l'illustre la figure 1.1. Notre participation dans le projet DRESS s'est concentrée sur les aspects purement mécaniques et la conception préliminaire de la transmission de puissance à développer.



Figure 1.1 : Projet DRESS, remplacement du dispositif à source de puissance hydraulique actuel d'orientation de la direction de train avant par un dispositif à source de puissance électrique et plus fiable (photographie du prototype fournie par Equip'Aéro).

Avec une fiabilité très élevée, le nouveau système doit permettre de diriger l'avion lors d'atterrissages dans des conditions de visibilité réduite (par exemple : atterrissage CAT III C [AC 120-28D]). De cette façon, le projet DRESS s'inscrit dans l'objectif global d'automatisation des phases d'approche, d'atterrissage, de manœuvres au sol et de décollage. A terme, une plus grande automatisation des opérations de l'avion au sol permettrait de réduire les temps d'attente en l'air et l'engorgement au sol en cas de mauvaise visibilité.

1.2. LE PROJET C6E2

Le projet Simulations pour l'Ingénierie de la Conception des Systèmes Electriques Embarqués (C6E2) est labellisé par Le Réseau National de recherche et d'innovation en Technologies Logicielles (*RNTL*) de l'Agence Nationale pour la Recherche (ANR) pour un coût total de l'ordre de 2 millions d'euros sur 3 années (2006-2009). Ce projet implique 9 partenaires et 2 utilisateurs externes. L'objectif du projet C6E2 est de compléter les outils de simulation pour l'ingénierie du développement des systèmes électriques embarqués. Cet objectif est motivé par l'importance croissante que prennent les systèmes électriques dans les applications embarquées : avion tout électrique, véhicules hybrides, commandes électriques, systèmes motorisés, etc. Pour maîtriser ces systèmes et optimiser les performances, il faut repenser le processus de conception, pour aboutir à une approche intégrée. Le tout dans des délais de plus en plus réduits et avec une préoccupation de valeur accrue pour le produit final. La simulation joue un rôle clef dans cette perspective.

Partant de cette expression de besoin, le projet C6E2 se structure autour de trois axes, ayant chacun leurs objectifs techniques propres :

- La modélisation et la simulation des circuits électriques ;
- La modélisation et la simulation des composants électromécaniques ;
- L'intégration de la chaîne de simulation.

Ces trois briques élémentaires permettront de construire une chaîne complète d'intégration des systèmes électriques dans le processus de conception.

Notre contribution à ce projet a consisté à concevoir un outil logiciel de modélisation et simulation des composants électromécaniques, pour aider à la conception préliminaire de systèmes d'actionnement électrique.

1.3. Specificites de conception des actionneurs a source de puissance electrique

D'une manière très générale, l'objectif de conception des actionneurs est de répondre à un besoin de puissance exprimé au niveau de la charge à piloter (Figure 1.2). Ce besoin peut prendre différentes formes selon le domaine d'application. Par exemple, en robotique ce besoin prend souvent la forme d'un trièdre force (F), position (x), vitesse (\dot{x}) . Cette représentation est particulièrement utile dans ce cas où certaines caractéristiques de la charge dépendent de sa position. Par exemple : l'inertie d'un bras de robot peut varier fortement en fonction de sa position angulaire. D'un autre côté, dans le cas des applications considérées dans ces travaux (orientation de train avant d'atterrissage, commandes de vol, etc.), généralement le besoin en puissance est représenté dans le plan puissance force (F), vitesse (\dot{x}) , qui est une représentation classique pour les applications industrielles.

Une représentation graphique du besoin dans un plan puissance s'avère particulièrement pratique, car il est possible de superposer dans le même plan les capacités de l'actionneur et celles requises par la charge. La figure 1.3 illustre cette approche avec l'exemple d'un actionneur hydraulique et d'un actionneur électrique.



Figure 1.2 : Exemple de besoin de puissance exprimé sous la forme d'un profil de mission force, position et vitesse.



Figure 1.3 : Exemples de besoin et de capacités de puissance exprimés dans le plan puissance force, vitesse pour des dispositifs à source de puissance hydraulique (a) et électrique (b).

La figure 1.3-(a) montre que le besoin de puissance tracé dans le plan puissance force (F), vitesse (\dot{x}) est bien inclus dans l'enveloppe des capacités de l'actionneur hydraulique. Cette enveloppe est représentative à la fois des capacités en fonctionnement intermittent que permanent de l'actionneur. Par conséquent, l'actionneur est bien capable de répondre au besoin.

D'un autre côté, comme le montre la figure 1.3-(b) la technologie électrique est caractérisée par des capacités en régime intermittent différentes des capacités en régime

permanent. Par exemple, si l'on considère un moteur électrique sans balais, son couple maximal admissible est limité en fonctionnement intermittent par le risque de démagnétisation des aimants permanents. Ce dernier couple est généralement bien plus élevé que le couple maximal admissible en régime permanent, qui est imposé par la limite d'endurance thermique du bobinage du moteur. Le couple maximal admissible en régime permanent est aussi appelé couple RMS, en référence à la méthode de calcul de la moyenne carrée (en Anglais : « Root Mean Square ») utilisée pour l'évaluer.

Nous avons pris la liberté ici de désigner les capacités de puissance en régime intermittent par le terme *Safe Operating Area* (SOA). Typiquement utilisé en électronique, le terme SOA définit les conditions d'opération limites à l'intérieur desquelles un composant peut opérer pendant un temps limité sans risque de s'endommager.

Il apparaît clairement ici que la spécification des besoins de puissance et la vérification des capacités développées dépendent largement de la technologie employée. Par conséquent, pour effectuer un saut technologique lors de la re-conception d'un système, et passer par exemple d'une solution hydraulique à une solution électrique, il est nécessaire de repenser l'ensemble du processus de conception.

1.4. METHODOLOGIE DE CONCEPTION CLASSIQUE

La figure 1.4 illustre le processus classique de conception basé sur le principe du cycle en V [VDI 2206], qui passe par les trois étapes principales suivantes :

- La conception système ;
- La conception spécifique ;
- L'intégration système.

Le point de départ du cycle de conception est constitué des exigences du cahier des charges, qui traduisent les attentes et les besoins que doit satisfaire le système à développer.

L'objectif de la phase de conception système est de définir, à partir des exigences du cahier des charges, un concept de solution, qui décrit les principaux aspects logiques et physiques du futur système. Pour ce faire la fonction principale du système est décomposée en sous-fonctions. A chaque sous-fonction est assigné un principe de fonctionnement ou des éléments de solution. Les performances de chaque sous-fonction sont vérifiées dans le contexte du système.

La phase de conception spécifique est consacrée à la définition plus détaillée de chaque élément de la solution système. Cette étape est généralement réalisée séparément par discipline technique (ex : mécanique, électrique) et par les spécialistes métiers correspondant.

La phase d'intégration système consiste à assembler les éléments ou composants réalisés séparément dans la phase précédente, pour former progressivement le système complet. Il est alors possible d'étudier les interactions entre les différents éléments du système, ainsi que le comportement du système global. A la fin du cycle, le système développé est évalué en comparant ses caractéristiques et ses performances avec les exigences du cahier des charges.



Figure 1.4 : Cycle de conception en V, basé sur [VDI 2206].

En cours de phase d'intégration système, les progrès réalisés sont régulièrement comparés avec les concepts de solutions spécifiés précédemment et avec les exigences du cahier des charges. Ces comparaisons permettent de s'assurer qu'au final les propriétés du système obtenues sont bien compatibles avec le cahier des charges. Plus une boucle d'itération arrive tardivement dans le cycle, plus son impact sur le temps et le coût de développement est important.

C'est pourquoi, il est préférable de réaliser des boucles d'itération le plus tôt possible dans le cycle de conception pour accélérer ce dernier.

La figure 1.4 met en évidence le support apporté par les outils logiciels de modélisation et de simulation lors des différentes phases de conception décrites précédemment. Ces outils logiciels sont généralement spécifiques à chaque discipline technique.

Un système complexe est rarement complètement réalisé en un seul cycle. En réalité, une série de cycles sont nécessaires. Par exemple, dans un premier cycle, le système est spécifié fonctionnellement, les principaux concepts et éléments de fonctionnement sont définis, approximativement dimensionnés et leurs caractéristiques et propriétés sont vérifiées dans le contexte du système global. Le résultat obtenu est généralement un prototype de laboratoire. Dans un deuxième cycle, la définition du système est approfondie (dimensionnement fin des éléments, simulation détaillée de comportements, etc.), pour aboutir à un prototype fonctionnel. Selon l'avancement du développement et la complexité des problématiques rencontrées, un certain nombre de cycles supplémentaires peuvent être nécessaires pour atteindre l'étape de production industrielle.

1.5. ETAT DE L'ART DES OUTILS LOGICIELS D'AIDE A LA CONCEPTION

Comme il a été mentionné dans la section précédente, le processus de conception est supporté par des outils logiciels. En permettant l'automatisation d'une grande partie des calculs, en offrant un possible support de formalisation, de capitalisation et d'échange d'une partie de la connaissance utilisée ou engendrée lors du processus de développement, l'outil logiciel offre un fort potentiel d'optimisation de la conception. Dans cette optique, la modélisation et la simulation sont de plus en plus intégrées au processus de développement. Dans cette section, les principes généraux de la conception orientée modélisation (en Anglais : « Model based design »), ainsi que l'état de l'art des outils logiciels dédiés sont présentés.

1.5.1. Conception orientée simulation

Une approche de conception basée sur la modélisation consiste à intégrer massivement la simulation numérique dans le processus de développement. Ce qui permet, par le biais de modèles de simulation, d'automatiser une partie des études de conception, de procéder à des tests de fonctionnalités et de vérifier et d'analyser le comportement d'un système sous la forme d'un prototype virtuel avant de passer à la fabrication d'un prototype physique [Jasnocha 2001 ; Ferretti 2004]. En conséquence, les boucles d'itération du processus de conception décrit dans la section 1.4 peuvent avoir lieu très tôt dans le processus de développement. Ainsi le système atteint une maturité de développement bien plus avancée au moment de passer à la réalisation physique. En résumé, une approche basée sur la modélisation et la simulation présente un fort potentiel de réduction des coûts et des temps de développement et d'amélioration de la qualité de conception [Paredis 2001]. Pour cette raison, la modélisation est aujourd'hui communément reconnue comme une partie intégrante du processus de développement [VDI 2206].

Comme le montre la figure 1.5, au cours du processus de développement, différents types de modèles de simulation sont utilisés. Dans la phase descendante du processus en V, le système est progressivement défini et le niveau de détails des modèles s'accroît en conséquence. Durant cette première phase, la modélisation et la simulation permettent généralement de vérifier la justesse des choix de conception. Dans un premier temps, on dispose d'une description fonctionnelle du système à développer et donc de modèles fonctionnels de simulation (outils logiciels : Raphsody, SysML Toolkit, etc.). Dans un deuxième temps, des concepts de solutions sont identifiés et les modèles de simulation physiques ou comportementaux correspondant sont élaborés. Ces modèles physiques peuvent être statiques (outils logiciels : feuille de calculs, etc.) ou temporels (outils logiciels : Matlab, Dymola, AMESim, etc.). Durant la phase de conception spécifique, les différents composants des concepts de solutions sont définis plus en détails. Il est alors possible de réaliser des modèles 3D de ces composants (outils logiciels : Catia, Abaqus, Flux3D, etc.). Ces modèles 3D permettent de procéder à des calculs locaux (éléments finis) et ainsi de vérifier les propriétés des composants développés. Finalement, durant la phase d'intégration système, les différents composants sont assemblés pour former les concepts de solutions et valider leurs performances. Pour ce faire, les modèles de simulation 3D, très détaillés, sont transformés en macro-modèles à paramètres localisés, moins détaillés et permettant de procéder à des simulations physiques.



Figure 1.5 : Modèles de simulation dans le cycle de conception en V.

Pour un même niveau de détail, les différentes formes de modèles sont liées aux différentes disciplines rencontrées (mécanique, électrique, électromagnétisme, etc.). Cette particularité soulève le problème de l'intégration des différents types de modèles dans un même environnement de simulation, pour pouvoir prendre en compte les interactions entre les différentes disciplines techniques et appliquer une approche de conception multidisciplinaire.

Le type et la complexité de chaque modèle dépend de son utilisation finale et du niveau de finesse des résultats attendus. D'un côté, un modèle très complexe avec un nombre trop important de paramètres est difficilement exploitable, alors qu'un modèle trop simplifié risque de ne pas fournir l'information essentielle du système réel. Comme nous l'avons vu précédemment, au fur et à mesure de l'avancement du processus de développement, les modèles utilisés deviennent plus détaillés et complexes pour répondre à des questions de plus en plus pointues. Idéalement, les modèles détaillés utilisés dans les étapes de conception avancées sont basés sur les modèles développés au début du processus de conception [Paredis 2001 ; VDI 2206]. Ce dernier point soulève la problématique d'évolutivité des modèles, dont la forme et le niveau de détail doit être adapté à la phase de conception.

1.5.2. Outils de modélisation et de simulation physique

Ces travaux se concentrent sur l'étape de conception préliminaire dans la phase descendante du processus de développement en V. Pour cette raison, nous nous intéressons ici aux outils de modélisation et de simulation à paramètres localisés ou « système ». De plus, comme mentionné dans la section 1.3, la spécificité de la conception d'actionneurs électromécaniques conduit à s'orienter vers des solutions capables de prendre en compte l'aspect dynamique des performances exigées dans un contexte multidisciplinaire et multi-objectif. En conséquence, nous nous concentrons ici sur les outils de modélisation et de simulation dynamique à paramètres localisés.

Il existe de nombreux outils logiciels de modélisation et de simulation dynamique à paramètres localisés. Un grand nombre de ces outils ont été développés séparément pour répondre aux différents besoins spécifiques de chaque discipline technique. Cependant, dans un contexte de conception toujours plus multidisciplinaire, il est intéressant de disposer d'outils synergétiques, qui permettent de prendre efficacement en compte les interactions entre les différentes disciplines techniques. Ces outils de modélisation et de simulation sont basés sur les différentes approches suivantes [Paredis 2001]:

- Approche graphique ou bien langage ;
- Approche procédurale ou bien déclarative.

Les approches de modélisation graphiques les plus connues sont les graphes de liaison (en Anglais : « Bond graph ») et les graphes linéaires. Les graphes de liaison sont basés sur la modélisation multidisciplinaire structurée [Vergé 2004], qui en fait un outil très puissant et aussi très répandu. Cependant, cette représentation est réservée à une description purement comportementale et ne facilite pas une modélisation topologique intuitive (Figure 1.6). De plus, ces graphes sont caractérisés par un formalisme particulier, difficilement absorbable par le monde industriel, et supportent mal la modélisation de systèmes non linéaires [Nfonguem 2006]. D'un autre côté, les graphes linéaires sont eux aussi multidisciplinaires et reflètent fidèlement la topologie du système modélisé. Le langage de modélisation VHDL-AMS a été développé sur cette deuxième approche.

Les deux grands types de langage de modélisation sont les langages procéduraux (séquentiels) et les langages déclaratifs. Avec un langage procédural, un modèle de simulation temporel (dynamique) est défini par une procédure ou séquence prédéfinie de calculs des dérivées des différentes variables d'état. Avec un langage déclaratif, le modèle est défini par un jeu d'équations, qui établissent le lien entre les différentes variables d'états et leurs

dérivées. Un compilateur convertit ces fonctions en une expression adaptée aux algorithmes de simulation. Parmi les principaux langages déclaratifs, on distingue [Paredis 2001 ; Ferretti 2004]: Omola, Easy5, Modelica et VHDL-AMS.

Un aspect important de la simulation numérique est la causalité, qui consiste à définir les variables d'entrée et de sortie d'un modèle. Durant la simulation, les variables de sortie sont ainsi calculées en fonction des variables d'entrée. L'avantage des langages déclaratifs est qu'ils permettent une définition acausale d'un modèle de simulation. De cette façon, un même modèle peut s'adapter à différentes causalités selon le besoin de simulation (voir sous section suivante). De plus, la plupart des langages déclaratifs sont multidisciplinaires, orientés objet et permettent de résoudre des équations algébriques, des équations différentielles ordinaires (ODE) ou des équations algébro-différentielles (DAE). Modelica et VHDL-AMS ont la particularité supplémentaire de pouvoir décrire des comportements discrets (temps discret ou valeurs discrètes) et de pouvoir les combiner à des comportements continus [Otter 1999]. Ce qui permet au final de pouvoir décrire un large panel de comportements.



Figure 1.6 : Modèle Bond Graph d'un exemple de dispositif électromécanique simple.

Modelica bénéficie d'une attention particulière de la part du monde académique et apparaît aujourd'hui comme suffisamment mature pour l'application industrielle [Albarello 2009]. Dans le cadre du projet C6E2, c'est ce langage qui a été sélectionné comme support pour le développement d'outils d'aide à la conception préliminaire. Cette décision a été principalement fondée sur des objectifs d'approches de modélisation et de simulation physiques et acausales, et la nécessité d'être capable de résoudre de grands systèmes algèbrodifférentiels pour les différentes phases de conception des systèmes multidisciplinaires complexes. Finalement, afin d'exploiter efficacement les capacités du langage Modelica tout en facilitant le développement, la réutilisation et l'exploitation de modèles de simulation, nous avons choisi de développer des outils d'aide à la conception préliminaire dans l'environnement graphique Dymola/Modelica.

1.5.3. Simulation directe et inverse

Comme il a été mentionné dans la section précédente, un des principaux avantages des langages de modélisation déclaratifs est qu'ils permettent d'obtenir des modèles dont la causalité peut s'adapter automatiquement au besoin de la simulation. Cette capacité est intéressante car elle permet de procéder à une simulation directe et inverse sur les variables de puissance avec un même modèle.

La simulation directe part de la cause pour se propager à l'effet. La simulation inverse part de l'effet pour se propager à la cause. La simulation inverse, appliquée aux flux de puissance dans un dispositif, permet ainsi de propager la puissance requise à la charge jusqu'à la source de puissance. Pour cette raison, ce premier type de simulation se montre particulièrement utile pour le dimensionnement en puissance. D'un autre côté, la simulation directe permet d'évaluer les performances d'un système donné (par exemple : consommation énergétique, performances en boucle fermée).

Pour illustrer la différence entre la simulation inverse et directe, nous considérons ici l'exemple d'une inertie (moment d'inertie J) en rotation pure. L'inertie se déplace sous l'effet des moments extérieurs C_1 et C_2 . Par conséquent, durant une simulation directe les variables d'entrée sont les efforts extérieurs C_1 et C_2 et la variable de sortie est le déplacement angulaire θ de l'inertie pure. A l'opposé, durant une simulation inverse, le déplacement angulaire est une variable d'entrée avec l'un des deux efforts extérieurs, l'autre effort extérieur étant la variable de sortie. Dans le cadre d'un modèle déclaratif ce dispositif peut être défini par la seule équation suivante basée sur le principe fondamental de la dynamique (PFD) en convention de signe récepteur :

$$J\frac{d^{2}\theta(t)}{dt^{2}} = C_{1}(t) + C_{2}(t)$$
(1.1)

Dans le cas de la simulation directe, on impose les moments extérieurs et le modèle déclaratif adapte l'équation précédente afin de calculer le déplacement angulaire de la charge de la manière suivante :

$$\theta(t) = \frac{1}{J} \iint (C_1(t) + C_2(t)) dt$$
(1.2)

si la position et la vitesse angulaire initiale de l'inertie sont supposées nulles.

Dans le cas d'une simulation inverse, on impose le déplacement de l'inertie ainsi qu'un effort extérieur, par exemple C_2 . Le modèle déclaratif adapte en conséquence l'équation (1.1) afin de calculer l'effort extérieur C_1 de la manière suivante :

$$C_{1}(t) = J \frac{d^{2}\theta(t)}{dt^{2}} - C_{2}(t)$$
(1.3)

Comme le montre l'équation précédente, la simulation inverse requiert ici la double dérivation temporelle de la position angulaire de l'inertie. Il est donc nécessaire de s'assurer que le profil de déplacement imposé en fonction du temps est continu à l'ordre 2. Plus généralement, la simulation inverse requiert de s'assurer que le profil de déplacement imposé en fonction du temps est continu à l'ordre n pour un système d'ordre n.

1.6. METHODOLOGIE DE CONCEPTION PROPOSEE ET PLAN DE THESE

Le processus de conception préliminaire commence par la recherche d'architectures solutions. Classiquement, cette première étape est basée sur une approche intuitive. Des solutions connues sont intuitivement identifiées et recombinées pour obtenir de nouvelles fonctionnalités. Le dimensionnement en puissance et le choix des composants sont réalisés approximativement à l'aide d'outils maison (par exemple : tableur, feuille de calculs). Finalement, la commande est synthétisée à l'aide d'outils CAO de l'automatisme (par exemple : Simulink).

Ce processus classique peut être lourd et complexe, notamment à cause de la présence de technologies différentes. Le nombre de paramètres de conception peut être important, et il est difficile d'en maitriser l'ensemble dès le début du cycle de conception. Ce qui implique des allers-retours entre la définition de l'architecture et des composants à l'aide de catalogues, de devis, d'expertises de spécialistes métiers, etc. De la même façon, il est difficile de prédire les performances en boucle fermée avant d'atteindre les étapes de simulation dynamique. Finalement, si en fin de cycle les performances en boucle fermée ne sont pas compatibles avec les exigences du cahier des charges, alors une boucle de retour longue et coûteuse jusqu'au début du cycle de conception est nécessaire (Figure 1.7-a).

La méthodologie développée dans le cadre de ces travaux a pour but d'accélérer le processus de développement. Elle est basée sur l'implémentation d'un outil logiciel offrant des capacités d'itération tôt dans la phase de conception système. L'objectif est d'aboutir à une juste pré-spécification des composants du système avant la phase de conception spécifique. La justesse de cette pré-spécification garantit une réduction des boucles d'itération en phase d'intégration système (Figure 1.7-b), et donc un gain de temps de développement conséquent.

En d'autres termes, notre objectif est de procéder à des itérations en phase de conception préliminaire, qui sont classiquement conduites dans la phase montante du processus de développement. Pour ce faire, nous allons donc devoir transférer une partie des compétences et des connaissances de la phase montante vers la conception préliminaire.



Figure 1.7 : Processus de développement virtuel classique (gauche) et proposé (droite).

Pour atteindre une juste pré-spécification des composants dès la phase de conception système, la méthodologie développée, dans le cadre du présent travail de thèse, se décompose de la façon séquentielle suivante (Figure 1.8) :

- Recherche d'architectures ;
- Etude de fiabilité architecturale ;
- Dimensionnement en puissance et en fiabilité ;
- Analyse de masse et étude d'intégration géométrique ;
- Analyse modale.

Les boucles d'itération implémentées dans la phase de conception système sont liées aux cas test utilisés pour illustrer la méthodologie et les outils mis en place dans le cadre des présents travaux. Un accent est mis sur les critères de fiabilité et de masse dans le cadre de l'actionneur du projet DRESS. A ces deux aspects, s'ajoute l'intégration géométrique, dans le cas de l'actionneur des commandes de vol électriques. Finalement, l'actionneur de poussée vectorielle du premier étage du lanceur spatial VEGA [Carnevale 2007 ; ESA 2009] est utilisé, pour illustrer la prise en compte des limitations des performances en boucle fermée.

Le **chapitre 1** présente de façon générale le contexte dans lequel les travaux présentés ont été conduits. Les problématiques abordées et les principaux axes suivis pour y répondre y sont aussi décrits.

Le **chapitre 2** aborde la problématique de recherche d'architectures solutions. Nous proposons ici d'adapter une méthodologie systématique de génération de solutions comme celles présentées dans [Pahl 2004] pour engendrer un nombre réduit d'architectures à partir des exigences du cahier des charges (en Anglais : « requirement based architectures »). L'accent est mis sur les exigences de fiabilité et la prise en compte de l'état de l'art technologique. L'approche proposée est illustrée avec l'exemple de l'actionneur du projet

DRESS. Finalement, ce chapitre aborde l'analyse de fiabilité au niveau architectural des solutions identifiées. L'analyse classique de fiabilité à l'aide d'arbres de défaillance est modifiée ici pour permettre d'évaluer la criticité des objectifs quantitatifs de fiabilité et de spécifier les éléments des architectures, de manière à atteindre ces objectifs.

Les chapitres suivants traitent de l'évaluation des architectures solutions en termes de puissance, d'intégration (enveloppe géométrique et masse), de fiabilité et de performances en boucle fermée. Les méthodes proposées s'appuient sur la modélisation et la simulation pour accélérer le processus. Dans ces travaux, un effort important est aussi dédié à la simplification de ce processus. Finalement, l'implémentation est réalisée dans l'environnement Modelica/Dymola.

Le chapitre 3 présente en détail les idées maîtresses de l'approche de dimensionnement en puissance proposée dans ces travaux, ainsi que leur développement et leur implémentation. Des lois d'échelle, représentatives des phénomènes physiques dimensionnant, sont établies ici pour réduire la complexité d'utilisation des modèles et l'intervention d'experts de domaine dans les phases préliminaires. Les méthodes et l'implémentation proposées sont illustrées avec les exemples des actionneurs du projet DRESS et de commandes de vol primaires. D'un côté, l'exemple de l'actionneur du projet DRESS illustre l'étude de différentes architectures candidates. D'un autre côté, l'exemple de l'actionneur des commandes de vol illustre l'étude de l'influence des différents paramètres de conception.

Le **chapitre 4** traite de l'influence de la durée de vie et de la fiabilité sur le dimensionnement. Dans ce chapitre nous proposons des méthodes qui permettent de prendre en compte la durée de vie et la fiabilité comme paramètres et résultats de conception. Ici aussi les méthodes et l'implémentation sont illustrées avec les exemples des actionneurs du projet DRESS et de commandes de vol primaires.

Le **chapitre 5** traite de la prise en compte des modes naturels dans l'évaluation des performances en boucle fermée. Des règles de conception de haut niveau sont proposées ici pour permettre d'évaluer les performances de rapidité en boucle fermée sans développer de commande. Cet aspect est illustré avec un cas test caractérisé par des performances dynamiques importantes : l'actionneur de poussée vectorielle du premier étage du lanceur spatial VEGA.

Finalement, la **conclusion** de ces travaux prend la forme d'une synthèse de la méthodologie et de l'outil développé avant de présenter de possibles pistes futures dans la continuité du travail présenté.



Figure 1.8 : Processus de développement proposé et plan du présent rapport thèse.

REFERENCES

- [AC 120-28D] U.S. Departement of Transportation Federal Aviation Administration. Criteria for Approval of Category III Weather Minima for Takeoff, Landing, and Rollout. Advisory Circular. AC 120-28D, 1999.
- [Albarello 2009] N. Albarello et A. Rivière. "Modelica et l'Ingénierie Système." 5^{ème} Conférence Annuelle d'Ingénierie Système AFIS. Charenton, Paris, France, 23-25 septembre 2009.
- [Carnevale 2007] C. Carnevale and P. D. Resta. Vega Electromechanical Thrust Vector Control Development. 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit Cincinnati, OH, USA, 8-11 July 2007.
- [DéciElec 2009] Aerospace Vallée. Congrès de l'Electronique de puissance et du management des sytèmes énergétiques, Aerospace Valley, Tarbes, 28-29 avril 2009.
- [ESA 2009] European Space Agency. "European Space Agency Website Launch Vehicles." from <u>http://www.esa.int/</u>, 2009.
- [Ferretti 2004] G. Ferretti, G. A. Magnani et P. Rocco. "Virtual prototyping of mechatronic systems." Annual Reviews in Control 28(2): 193-206, 2004.
- [Ford 2005] T. Ford. "More-electric aircraft." Aircraft Engineering and Aerospace Technology 77(1), 2005.
- [Jasnocha 2001] U. Jasnocha et S. Haasb. "A collaborative environment based on distributed objectoriented databases " Computers in Industry 29(1-2): 51-61 2001.
- [Larminie 2003] J. Larminie and J. Lowry. Electric vehicle technology explained, Wiley, 2003.
- [Liscouet Hanke 2008] S. Liscouet Hanke. A model-based methodology for integrated preliminary sizing and analysis of aircraft power system architectures. Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse (LGMT) INSA-UPS. Toulouse, Université de Toulouse. Ph. D., 2008.
- [Maré 2010] J.-C. Maré. Towards more electric drives for embded applications: (re)discovering the advantages of hydraulics. 7th International Conference on Fluid Power (IFK) Aachen, Germany, 22 24 March 2010.
- [MOET 2009] MOET Project Consortium. More Electric Aircraft Forum, Barcelona, Spain, 8-11 September 2009.
- [Nangia 2007] R. Nangia. A vision for highly Fuel-efficient Commercial Aviation. EUCASS 2007: 2nd European conference for Aerospace Sciences. Brussels, Belgium, July 1-6, 2007.
- [Nfonguem 2006] G. Nfonguem. Contribution au développement d'actionneurs plus électriques -Modélisation inverse et composants mécaniques spécifiques a une application aéronautique. Modélisation et Commande des dispositifs A Fluide (MECAF). Toulouse, INSA Toulouse. Ph. D.: 157, 6 janvier 2006.
- [Otter 1999] M. Otter, H. Elmqvist et S. E. Mattsson. Hybrid Modeling in Modelica based on the Synchronous Data Flow Principle. CACSD'99. Hawaii, USA, August 22-26, 1999.

- [Pahl 2004] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen and K.H. Grote. Engineering Design: A Systematic Approach,L. Blessing, London, Springer, 2004.
- [Paredis 2001] C. J. J. Paredis, A. Diaz-Calderon, R. Sinha, P. K. Khosla. "Composable Models for Simulation-Based Design." Engineering with Computers 17(2): 112-128, 2001.
- [Pelegrin 2008] M. Pelegrin. La sécurité des vols. Les entretiens de Toulouse, rencontre aérospatiale. Toulouse, France, Académie de l'aire et de l'espace, Collège de Polytechnique, 2008.
- [SEE 2009] SEE, Aerospace Vallée et 3AF. Vers des aéronefs encore plus électriques, Toulouse, 28 et 29 janvier 2009.
- [VDI 2206] VDI Richtlinien. Design methodology for mechatronic systems VDI-Richtlinien. Düsseldorf, Beuth Verlag, 2004.
- [Vergé 2004] M. Vergé et D. Jaume. Modélisation structurée des systèmes avec les Bond Graphs.Automatique,Technip, Paris, 2004.

CHAPITRE 2

RECHERCHE D'ARCHITECTURES

ACRONYMES	21	
NOMENCLATURE		
INDICES	. 22	
2.1. APPROCHE TRADITIONNELLE (BOTTOM-UP)	. 23	
2.2. APPROCHE HYBRIDE (TOP-DOWN/BOTTOM-UP)	. 23	
2.3. CAS TEST : ACTIONNEUR DU PROJET DRESS	. 26	
2.3.1. Fonctions et contraintes principales	. 26	
2.3.2. Architectures fonctionnelles	. 30	
2.3.3. Architectures conceptuelles	. 33	
2.3.4. Architectures organiques	. 36	
2.4. ETUDE DE FIABILITÉ AXEE SECURITE	41	
2.4.1. Exigences de fiabilité	41	
2.4.2. AMDEC et arbres de défaillance	. 42	
2.4.3. Distribution exponentielle	. 43	
2.4.4. Taux de défaillance	45	
2.4.5. Temps d'exposition à une défaillance	45	
2.4.6. Résultats intermédiaires	. 46	
2.4.7. Spécification des taux de défaillance	. 46	
2.5. CONCLUSION	. 53	
REFERENCES	54	

ACRONYMES

AMDEC CC	Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité Courant continu	RR RRR	Transformation Rotation - Rotation Transformation Rotation - Rotation - Rotation
E <i>i</i> FMECA	Etage fonctionnel <i>i</i> « Failure Mode and Effect	RT	Transformation Rotation - Translation
I WILLOIT	Analysis »	RTR	Transformation Rotation -
FTA	« Fault Tree Analysis »		Translation -Rotation
HV	Heure de vol	TR	Transformation Translation - Rotation
НО	Heure d'opération		Rotation

TDT		TT	
TRI	Transformation Translation -	11	Transformation Translation –
	Rotation - Translation		Translation

NOMENCLATURE

a ₂₅ , a ₂₂ F	Coefficients de passage d'heure de vol à heure d'opération Probabilité de défaillance	(-) (-)	n T	Nombre de solutions Durée d'opération entre deux révisions	(-) (h)
<i>f</i> (<i>t</i>)	Fonction densité de probabilité	(-)	t	Temps	(h)

 λ Taux de défaillance (/h)

INDICES

A, B, C	Evénement A, B ou C
С	Conceptuel
D	Mode d'opération dégradé
f	Fonctionnel
<i>G</i> , <i>g</i>	Grippage
L	Dirigeabilité libre et incontrôlée du train avant d'atterrissage
0	Organique

Le but de cette phase de conception est d'identifier, en nombre réduit, les architectures potentiellement les plus intéressantes vis-à-vis des fonctions que le système à développer doit assurer et des contraintes qu'il doit respecter.

Les travaux présentés dans cette section ont été conduits dans le cadre du projet DRESS, qui a pour but de développer un dispositif d'actionnement à source de puissance électrique pour l'orientation du train avant d'un avion monocouloir. Plus exactement, ces travaux concernent le développement de la chaîne de transmission de puissance électromécanique du dispositif. Les nouvelles exigences fonctionnelles et les contraintes de sécurité et de fiabilité sont très sévères et ne permettent pas d'appliquer une approche de génération d'architectures traditionnelle. Pour répondre au mieu aux besoins de ce projet, une approche innovatrice a été développée.

Dans un premier temps, la **section 2.1** de ce chapitre rappelle brièvement le principe de l'approche traditionnelle de génération d'architectures. Puis dans la **section 2.2**, le principe général de l'approche développée est présenté. La **section 2.3**, présente les objectifs du projet DRESS et décrit comment l'approche développée permet étape par étape de converger vers les architectures solutions. La **section 2.4**, est dédiée à l'étude de fiabilité quantitative, qui permet de vérifier que les exigences quantitatives de sécurité et de fiabilité du cahier des charges sont bien remplies. Finalement, la **section 2.5** rappelle les principaux points de la méthode développée, ainsi que les résultats les plus significatifs obtenus par son application au projet DRESS.

2.1. APPROCHE TRADITIONNELLE (BOTTOM-UP)

L'approche traditionnelle est dite montante (en Anglais : « bottom-up») ou déductive, car elle commence par des solutions organiques (composants), qu'elle combine intuitivement pour remonter vers la ou les fonctions principales du système. En d'autres termes, des solutions technologiques sont intuitivement identifiées et combinées pour créer des architectures. Cette démarche est principalement basée sur l'expérience des concepteurs et implique l'utilisation de solutions technologies connues, combinées de façon originale afin d'obtenir de nouvelles fonctionnalités, minimisant ainsi les risques de développement. En parallèle, un certain nombre de décisions sont prises afin de restreindre le nombre d'alternatives à étudier, au risque d'éliminer la meilleure solution.

Dans un premier temps, l'aspect intuitif de la démarche traditionnelle ne garantit pas d'identifier la solution idoine. Dans un deuxième temps, la meilleure solution risque d'être écartée.

2.2. APPROCHE HYBRIDE (TOP-DOWN/BOTTOM-UP)

Pour améliorer le processus de conception préliminaire, il est préférable de mettre en œuvre une approche systématique pour engendrer toutes les solutions pouvant répondre aux besoins [Pahl 2004]. Cependant, le nombre de solutions identifiées peut être très élevé. Dans ce cas, il est difficile de pouvoir procéder au dimensionnement, à l'évaluation et à une étude comparative dans les étapes de conception suivantes. Il est donc nécessaire, dans un deuxième temps, d'écarter toutes les solutions incompatibles avec les différentes contraintes et

exigences de l'application et de sélectionner les architectures les plus pertinentes, en réduisant le risque d'éliminer la meilleure solution.

Contrairement à l'approche traditionnelle, une approche systématique est descendante (en Anglais : « top-down ») ou inductive [Pahl 2004]. Comme le montre la figure 2.1, le point de départ est la ou les fonctions principales du système à développer. Ces (ou cette) fonctions sont décomposées en sous-fonctions. Le processus de décomposition fonctionnel permet de descendre jusqu'au niveau organique. En d'autres termes, chaque sous-fonction ou composant est induit par une fonction de niveau supérieur. L'avantage d'une approche descendante ou inductive est qu'elle permet de couvrir, à chaque niveau de détail (par exemple : fonctionnel, organique), toutes les solutions possibles permettant de réaliser la fonction de niveau supérieur.



Figure 2.1 : Décomposition de la fonction principale d'un système en sous-fonctions, extrait de [Pahl 2004].

Le principal problème soulevé par une approche descendante est le nombre total de solutions identifiées, qui croît exponentiellement avec le niveau de détail. Afin d'éviter l'explosion du nombre de solutions, l'approche développée ici combine la génération descendante de solutions avec un filtrage à chaque niveau de détail, pour obtenir un nombre réduit d'architectures pertinentes en fin de processus. Le filtrage est réalisé sur la base de critères qualitatifs issus de l'état de l'art technologique et des contraintes de conception (par exemple : prohibition de l'utilisation d'éléments pyrotechniques). Les contraintes de conception et les limites technologiques actuelles sont traduites à chaque niveau de détail de la conception, pour pouvoir éliminer toutes les solutions irréalisables ou incompatibles avec l'application, au fur et à mesure de l'avancement du processus. Le filtrage des architectures est donc un processus montant. Pour cette raison, l'approche globale présentée est dite hybride, car à la fois descendante pour la génération d'architectures et montante pour la prise en compte de la réalité technologique. La figure 2.2 illustre cette approche globale de génération d'architectures hybride décomposée en trois niveaux de détail distincts : fonctionnel, conceptuel et organique.

La figure 2.3 illustre l'approche proposée ici et les différents niveaux de détail considérés avec un exemple d'architecture d'actionneur électromécanique issu du cas test traité dans la section suivante.


Figure 2.2 : Approche hybride (descendante et montante) de génération d'architectures.



Figure 2.3 : Exemple d'une architecture aux différentes étapes (fonctionnelle, conceptuelle et organique) de la méthodologie de génération proposée.

Comme le montrent la figure 2.2 et la figure 2.3, entre les niveaux fonctionnels et conceptuels, un cadre architectural est défini. Ce cadre est une première définition physique des architectures et sert de lien entre la description fonctionnelle et la description conceptuelle des solutions. Ce lien est nécessaire, car, contrairement à la description fonctionnelle, la description conceptuelle est basée sur une combinaison de solutions (conceptuelles) données. Le cadre fonctionnel permet ainsi de procéder à la distribution et à la permutation des solutions conceptuelles, pour engendrer les différentes combinaisons possibles.

Un aspect important de la méthode de génération d'architectures développée ici est le filtrage, à tous les niveaux de détail, des solutions engendrées vis-à-vis des contraintes de conception et de l'état de l'art technologique. Pour accompagner une génération d'architecture systématique, comme nous le proposons ici, il est préférable de procéder au filtrage des solutions à l'aide d'une méthode systématique [Pahl 2007]. La plupart des méthodes de sélection systématique sont basées sur l'allocation de points pour pouvoir réaliser un filtrage technologique sur plusieurs critères. La plus répandue de ces méthodes est l'analyse de la valeur d'usage (en Anglais : « Use Value Analysis ») définie dans [VDI 2225]. Dans le cas test suivant, malgré l'intérêt des méthodes systématiques, il a été préféré de procéder au filtrage technologique par le biais de discussions entre les différents partenaires du projet. De fait, il existe une certaine subjectivité dans l'étape de filtrage réalisée. Pour rendre la méthode proposée plus exhaustive, de futurs travaux pourraient donc s'attacher à rendre cette étape plus systématique, en implémentant par exemple une analyse de la valeur d'usage.

2.3. CAS TEST : ACTIONNEUR DU PROJET DRESS

La méthode de génération d'architectures, décrite dans la section précédente, a été appliquée au développement de l'actionneur électromécanique du projet DRESS. Pour rappel, le but de ce projet est de développer et de tester un dispositif d'actionnement à source de puissance électrique, qui est destiné à l'orientation du train avant d'un avion monocouloir. L'un des principaux objectifs de ce projet est d'améliorer le niveau de sécurité et de fiabilité par rapport au système existant.

Pour des raisons de confidentialité, certaines informations concernant le projet DRESS ne peuvent être divulguées. C'est pourquoi, par exemple, cette section ne présente pas les besoins de couple et de vitesse de l'actionnement au niveau de la roue, bien que cette information ait une influence sur les choix de conception réalisés ici.

2.3.1. Fonctions et contraintes principales

Dans le cadre du projet DRESS, l'approche systématique et hybride d'identification d'architectures, décrite dans la section 2.2, a été appliquée à la chaîne de transmission électromécanique allant du moteur électrique à l'interface mécanique avec la partie orientable du train, appelée tube tournant (Figure 2.4). La rotation du tube tournant est transmise à l'essieu par l'intermédiaire d'un compas. Dans cette étude, une attention particulière a été portée aux critères de fiabilité et de masse.

Comme le montre la figure 2.2, l'approche de génération d'architectures développée commence avec les résultats des analyses fonctionnelles, d'exigences et des risques. Ces

analyses peuvent être conduites efficacement avec des approches classiques [Tassinari 1995 ; ARP 4761]. Le but des travaux présentés ici n'est pas de détailler ces analyses. Cependant, il est intéressant de situer le contexte de développement de l'actionneur DRESS, pour mieux appréhender les tenants et les aboutissants des fonctions, des contraintes et des exigences principales, qui guident le processus de génération d'architectures.



Figure 2.4 : Schéma du train avant orientable d'un avion monocouloir.

Dans un premier temps, il est intéressant de considérer l'architecture typique d'un actionneur électromécanique. Généralement, la puissance électrique est modulée par un variateur de vitesse, puis transformée en puissance mécanique par un moteur électrique. Une chaîne cinématique transforme et distribue la puissance mécanique jusqu'à la charge. L'actionneur peut aussi éventuellement être équipé d'un frein pour des raisons de sécurité ou pour un maintien en position à moindre coût énergétique. Pour des raisons de sécurité, l'actionneur peut aussi être équipé d'organes de sécurité (par exemple : frein, embrayage) et être partiellement ou totalement redondant. Finalement, la présence de capteurs permet l'asservissement en position, de vitesse ou d'effort (etc.) de l'actionneur.

La fonction principale de l'actionneur de DRESS est de réaliser un asservissement de position angulaire du tube tournant par rapport à la jambe du train. A partir de la brève description précédente d'un actionneur électromécanique typique, il est possible de distinguer les premières sous-fonctions de la chaîne de transmission de puissance électromécanique :

- « Transformer la puissance électrique modulée en puissance mécanique ».
- « Distribuer et transformer la puissance mécanique », pour l'adapter à la cinématique de la charge.

L'actionneur de DRESS est caractérisé par trois modes d'opération distincts:

- Normal pour l'atterrissage, le décollage et le roulage (en Anglais : « taxiing »),
- **Réversible** pour le remorquage (en Anglais : « towing »),

• **Dégradé** dans le cas de l'apparition d'une ou plusieurs défaillances (en Anglais : « reversionary mode »).

Le premier mode d'opération est assuré par les deux fonctions principales classiques mentionnées précédemment. Le deuxième mode d'opération impose une fonctionnalité supplémentaire à l'actionneur :

• « Permettre la réversibilité de la dirigeabilité de la roue du train avant ».

Le dernier mode d'opération est lié aux contraintes de sécurité de l'actionneur. L'orientation de la direction de la roue du train avant est critique du point de vue de la sécurité de l'avion. Un grippage (Figure 2.5) ou une commande erronée de l'orientation peuvent être la cause d'un accident mortel et sont considérés comme des événements catastrophiques. A moindre échelle, une orientation libre et incontrôlée de la direction de la roue met en danger la procédure d'atterrissage et est classée comme un événement à risque (en Anglais : « hazardous »).



Figure 2.5 : Atterrissage d'urgence du vol *JetBlue Airways Flight 292*. Photographies extraites de [Scott 2005].

La figure 2.5 illustre l'atterrissage d'urgence du vol *JetBlue Airways Flight 292*. Le 21 septembre 2005, ce vol de transport commercial en provenance de Burbank (CA, É.-U.) et à destination de la ville de New-York (NY, É.-U.) a dû être détourné sur Los-Angeles pour un atterrissage d'urgence avec une orientation de la direction du train d'atterrissage avant bloquée à 90° (perpendiculaire à la direction de vol). Le blocage de la direction de l'orientation du train a résulté de la séquence d'événements suivants [NTSB 2008]:

- Après le décollage, en phase d'ascension, les prises inférieures et supérieures de la came de centrage du train d'atterrissage avant (Figure 2.6) se retrouvent fracturées sous l'effet de la fatigue alors que le train est rentré dans sa baie.
- La fracture des prises permettent un pivotement de la direction du train dans sa baie. Le pilote reçoit alors un message d'erreur indiquant une défaillance au niveau de l'amortisseur du train avant.
- Le pilote procède à une sortie des trains d'atterrissage. Durant cette procédure, le train avant se déploie 1,5 seconde avant les trains centraux et la fermeture des portes.

- Le train avant est sorti et sa direction est décentrée. Le système de contrôle de la direction de l'orientation du train avant tente alors de centrer celui-ci. Cependant, tant que les autres trains ne sont pas sortis et les portes refermées, l'actionneur de direction du train avant ne dispose pas de puissance hydraulique suffisante pour agir.
- Après une tentative de recentrage sur une durée de 0,5 s, le système de contrôle considère qu'il y a défaillance du système d'orientation de la direction du train avant et le neutralise. Le train avant se retrouve ainsi bloqué avec une direction bloquée à 90°.

Malgré le risque encouru durant cette procédure d'urgence, l'avion a pu être posé sans qu'aucun des 140 passagers ne soit blessés. Après cet incident, l'avionneur a édité une procédure permettant de réinitialiser en vol le système de contrôle de la direction de l'orientation du train avant d'atterrissage. La procédure de test de l'amortisseur du train a été modifiée pour réduire la fatigue mécaniques induite au niveau des prises de la came de centrage. Finalement, la prise supérieure et le tube plongeant de la came de centrage ont été reconçus pour être plus robustes.



Came de centrage

Figure 2.6 : Came de centrage de train avant d'avion de transport monocouloir en position désengagée (gauche) et engagée (droite).

Les normes internationales stipulent qu'aucune défaillance isolée ne doit pouvoir conduire à un évènement catastrophique ou hasardeux [JAR 25]. Pour satisfaire cette exigence, l'actionneur de DRESS doit donc être conçu pour garantir qu'aucune défaillance isolée ne conduise à :

- Une orientation erronée de la direction de la roue du train avant.
- Un grippage en rotation du tube tournant.
- Une orientation libre et incontrôlée de la direction de la roue.

D'un autre côté, à l'apparition de défaillances pouvant causer un évènement catastrophique (par exemple : commande erronée de l'orientation du train d'atterrissage), il

est requis de pouvoir basculer vers une orientation du train d'atterrissage en mouvement libre, afin de permettre au pilote d'atterrir et de diriger l'avion au sol à l'aide d'un moyen alternatif comme par exemple le freinage différentiel. En effet, bien que ce dernier mode de fonctionnement soit hasardeux, il est aussi le mode de fonctionnement ultime en cas de défaillances multiples (en Anglais : « ultimate reversionary mode »). En d'autres termes, l'actionneur doit inclure la fonctionnalité suivante :

« Empêcher la propagation de défaillances jusqu'à l'orientation de la direction de la roue».

Le mode de défaillance catastrophique lié à une commande d'orientation erronée de la direction de la roue est caractérisé par une défaillance dans le système de commande de l'actionneur. Il ne peut pas être seulement causé par une défaillance issue de la transmission électromécanique. Cette exigence de sécurité n'est donc pas prise en compte dans la méthodologie de génération d'architectures appliquée dans les sections suivantes.

Le tableau 2.1 résume l'ensemble des sous-fonctions principales de l'actionneur identifiées dans cette section.

Sous-fonctions principales de l'actionneur
Transformer la puissance électrique modulée en puissance mécanique.
Distribuer et transformer la puissance mécanique.
Permettre la réversibilité de la dirigeabilité de la roue du train avant.
Empêcher la propagation de défaillances jusqu'à l'orientation de la direction de la roue.

Tableau 2.1 : Sous-fonctions principales de l'actionneur

2.3.2. Architectures fonctionnelles

A partir des principales sous-fonctions et contraintes mentionnées dans la section précédente, il est possible de développer une architecture fonctionnelle de l'actionneur.

Pour des raisons de sécurité l'actionneur peut être redondant et constitué de plusieurs voies de puissance.

Afin de simplifier le développement de l'architecture fonctionnelle et de limiter l'impact sur la masse totale de l'actionneur, le nombre de voies de puissance redondantes est limité à deux.

Dans ce cas de redondance, il existe deux configurations possibles d'utilisation des voies de puissance :

- Active passive (en Anglais : « standby redundancy »). En condition normale d'opération, une première voie est active et la deuxième est déconnectée. En cas de défaillance, la voie contaminée est déconnectée et la voie passive est activée pour assurer les fonctions de l'actionneur.
- Active active. En condition normale d'opération, les deux voies sont actives. En cas de défaillance d'une voie, celle-ci est désactivée et la voie saine assure seule les fonctions de l'actionneur.

Ce choix de configuration de fonctionnement n'influence pas la définition architecturale de l'actionneur, mais impacte sa fiabilité, car une voie passive (« standby ») est moins longtemps exposée à une défaillance. De la même façon, la présence de deux voies de puissance conduit aussi à plusieurs approches distinctes de dimensionnement :

- Les deux voies peuvent être dimensionnées de façon à pouvoir satisfaire individuellement les demandes en puissance de l'actionneur. Cette solution permet, en cas de défaillance d'une voie, de conserver l'intégralité des performances (effort, vitesse) de l'actionneur (en Anglais : « fail operative »).
- Les deux voies peuvent être dimensionnées pour fournir ensemble la puissance requise par l'actionneur. En cas de défaillance d'une voie, l'actionneur reste fonctionnel (en Anglais : « fail functional »), mais ses performances sont dégradées (par exemple : effort maximum transmis divisé par deux).
- Une première voie, dite principale, est dimensionnée pour être capable de fournir seule toute la puissance de l'actionneur. La deuxième voie, secondaire, est sousdimensionnée et ne peut seule fournir qu'une partie de la puissance requise par l'actionneur. Cette dernière approche, caractéristique de la configuration activepassive, permet de limiter la masse de l'actionneur, au prix de performances dégradées en cas de défaillance de la voie de puissance principale.

Afin de limiter le nombre de pièces différentes de l'actionneur (en Anglais : « unique parts ») et ainsi d'améliorer la maintenabilité et de réduire les coûts associés, les deux voies de puissances ont été définies comme identiques.

Pour faciliter la combinaison des différentes sous-fonctions, concepts et organes, qui définissent l'architecture de DRESS, un cadre architectural basé sur des voies de puissances et des étages fonctionnels a été développé. Le principal avantage de la représentation proposée, et illustrée sur la figure 2.7, est sa représentativité de l'aspect physique de l'actionneur, qui donne un aperçu immédiat de chaque solution considérée.

A chaque sous-fonction de l'actionneur doit correspondre au moins un étage fonctionnel. Cependant, la fonction « Distribuer et transformer la puissance mécanique» peut impliquer plusieurs étages. En effet, comme le montrent les différentes solutions actuelles d'actionnement de trains d'atterrissage avant représentées sur la figure 2.8, la transmission de puissance mécanique peut être rotationnelle ou translationnelle. Les transformations rotationtranslation-rotation (RTR) ou translation-rotation-translation (TRT) sont souvent utilisées, car elles permettent d'atteindre des rapports de réduction élevés avec des composants compacts (par exemple : vis-à-billes, vis-sans-fin). Pour cette raison, il est intéressant d'allouer plusieurs étages fonctionnels à la transformation et distribution de puissance, afin d'inclure dans l'étude la possibilité de transformations de puissance mécanique TRT ou RTR. Afin d'être représentatif de la diversité des solutions de transformations possibles tout en limitant le nombre d'architectures générées, trois étages fonctionnels ont été attribués à la distribution et transformation de la puissance mécanique.



Figure 2.7 : Architecture fonctionnelle globale avant (a) et après (b) filtrage par rapport aux exigences de sécurité.



Figure 2.8 : Exemples d'actionnements de l'orientation de la roue de trains avants d'atterrissage : « push-pull » (a), pignon-crémaillère (b), engrenage droit (c) et bras de levier (d), extrait de [Currey 1985].

La fonction « transformer la puissance électrique modulée en puissance mécanique » correspond logiquement au premier étage. Les autres fonctions n'ont pas d'ordre prédéfini à ce stade de l'étude. C'est la permutation de ces sous-fonctions avec la présence d'une ou deux voies de puissances en parallèle à différents niveaux de l'architecture, qui donne le nombre des configurations possibles.

Le nombre total n_{f1} d'architectures différentes est donné par le calcul combinatoire suivant basé sur l'architecture fonctionnelle globale de la figure 2.7-a :

$$n_{f1} = \underbrace{5!}_{\substack{\text{Présence ou non} \\ \text{d'un chemin unique} \\ \text{entre chaque étage}}}^{\text{Permutation}} \underbrace{2^5}_{\substack{\text{2} \\ \text{Présence ou non} \\ \text{d'un chemin unique} \\ \text{entre chaque étage}}} \underbrace{2^8}_{\substack{\text{2} \\ \text{2} \\ \text{2$$

Afin de réduire le nombre important de solutions engendrées, il est intéressant de filtrer par rapport aux exigences de sécurité. Comme mentionné dans la section 2.3.1, une défaillance isolée ne doit pas conduire à un grippage en rotation du tube tournant, ni à un mouvement libre et incontrôlé au niveau de cette orientation. Si un des étages fonctionnels subit un grippage mécanique, empêcher la propagation de cette défaillance jusqu'à l'orientation du tube tournant nécessite d'isoler la voie de puissance associée. Dans le cas d'une architecture avec une voie de puissance unique, cela revient à isoler tout l'actionneur et entraîne un mouvement libre et incontrôlé au niveau de l'orientation de la roue. Dans ce cas précis, ces deux exigences de sécurité sont donc antagonistes. D'un autre côté, dans le cas de deux voies de puissance totalement redondantes, le grippage d'un des étages fonctionnel entraîne le débrayage de cet étage et de la voie de puissance associée. La voie de puissance saine assure alors seule les fonctions de l'actionneur.

Par conséquent, seules les solutions avec moins deux voies de puissances totalement redondantes sont acceptables du point de vue des exigences de sécurité.

De la même façon, afin d'éviter qu'une défaillance ne se propage au tube tournant, l'élément de sécurité doit être placé le plus en aval possible dans la chaîne de transmission mécanique.

Comme l'illustre la figure 2.7, les contraintes précédentes permettent de réduire considérablement le nombre n_{f2} d'architectures fonctionnelles possibles :

 $n_{f2} = \underbrace{5!}_{\text{Permutation des}} = 120$

(2.2)

2.3.3. Architectures conceptuelles

Le passage d'une définition fonctionnelle à une définition conceptuelle consiste à décliner les sous-fonctions de l'actionneur en principes physiques [Pahl 2004], et donc ici à dériver chaque étage fonctionnel en solutions conceptuelles. De cette façon, on conserve la représentation physique de l'actionneur, que procure l'approche développée.

La fonction « transformer la puissance électrique modulée en puissance mécanique » peut être réalisée par des moteurs électriques rotatifs ou linéaires. Un rapide dimensionnement

en puissance a montré que pour la présente application, un moteur linéaire serait trop lourd ou trop encombrant.

Par conséquent seuls les moteurs électriques rotatifs sont considérés pour la suite de l'étude.

Sachant que seuls les moteurs rotatifs sont considérés, uniquement deux familles de transformations mécaniques sont possibles : rotation-rotation-rotation (RRR) et rotation-translation-rotation (RTR).

En d'autres termes, seules les quatre combinaisons de transformation de puissance mécanique suivantes sont possibles : RR-RR-RR, RR-RT-TR, RT-TR-RR et RT-TT-TR.

La fonction « Permettre la réversibilité de la dirigeabilité de la roue du train avant» peut être réalisée de deux manières différentes : en rendant l'actionneur entièrement réversible ou en le débrayant.

Les voies de puissance mécanique redondantes peuvent être combinées par une sommation de vitesse ou d'effort. En cas de grippage d'une des voies de puissance, la sommation de vitesse permet d'assurer l'orientation du tube tournant, alors que la sommation d'efforts entraîne un grippage. D'un autre côté, dans le cas où le chemin de puissance d'une des voies est coupé (par exemple : rupture d'un arbre de transmission), la sommation d'effort permet de continuer à diriger la roue avec la voie saine, alors que la sommation de vitesse cause une orientation libre et incontrôlée de la direction de la roue. C'est pourquoi, les éléments de sécurité assurant la fonction « Empêcher la propagation de défaillances jusqu'à l'orientation de la direction de la roue», sont respectivement basés sur le principe de freinage ou de débrayage pour les sommations de vitesse et d'effort. La sommation de vitesse est technologiquement réalisable avec un mécanisme à train épicycloïdal, qui serait monté directement sur le tube tournant. Cependant, cette solution implique un grand nombre d'éléments rotatifs en contact avec ce tube, ce qui est inacceptable du point de vue du risque de grippage.

L'état de l'art technologique des principes de sommation de vitesse fait que cette solution n'est pas acceptable vis-à-vis du risque de grippage. La combinaison des voies de puissance redondantes est donc réalisée par sommation d'effort et la fonction « Empêcher la propagation de défaillances jusqu'à l'orientation de la direction de la roue » est assurée par le débrayage de la voie défaillante.

Afin de prévenir de la présence de défaillances dormantes¹ dans l'actionneur, le débrayage des voies de puissance, ainsi que la capacité de chaque voie à actionner seule la jambe du train doivent être testés avant un vol. De plus, le débrayage déconnecte une grande

¹ Une défaillance dormante est une défaillance effective, qui pas encore été détectée.

partie de la transmission de l'actionneur et garantit ainsi une bonne réversibilité du mouvement de la jambe.

Par conséquent, dans une solution à sommation d'effort, l'embrayage permet d'assurer les fonctions « Empêcher la propagation de défaillances jusqu'à l'orientation de la direction de la roue » et « Permettre la réversibilité de la dirigeabilité de la roue du train avant ».

La figure 2.9 représente schématiquement, le processus de génération et filtrage d'architectures conceptuelles décrit précédemment. Avant d'éliminer les moteurs électriques linéaires et la sommation de vitesse, le passage du niveau fonctionnel au niveau conceptuel multipliait par seize le nombre d'architectures solutions, donnant 1920 solutions différentes :

$$n_{c1} = \underbrace{5!}_{\substack{\text{Moteurs linéaires ou}\\\text{rotatifs, transmission}}}^{\text{Noteurs linéaires ou}} \underbrace{2}_{\substack{\text{Moteurs linéaires ou}\\\text{mécanique}}}^{\text{Noteurs linéaires ou}} = 1920$$
(2.3)

Après filtrage, ce nombre est réduit à :

11 . CC

$$n_{c2} = \underbrace{\overset{\text{Transmission}}{4}}_{\text{Placement}} \underbrace{\overset{\text{Transmission}}{4}}_{\text{embrayage}} = 16 \tag{2.4}$$



Figure 2.9 : Génération et filtrage des architectures conceptuelles.

2.3.4. Architectures organiques

Les moteurs électriques les plus utilisés en actionnement électromécanique sont les moteurs à courant continu (CC), les moteurs brushless et les moteurs à induction. Les architectures les plus employées sont cylindriques avec un rotor intérieur et peuvent être dimensionnées pour favoriser les performances de vitesse ou de couple. En général, les moteurs favorisant le couple ont un grand diamètre par rapport à leur longueur. On note que plus la distance entre le centre de rotation et les conducteurs, où agissent les forces de Laplace, est élevée, plus le couple résultant est important. L'augmentation du diamètre peut s'accompagner d'une augmentation du nombre de paires de pôles. Ceci permet de réduire l'épaisseur des culasses ferromagnétiques et peut conduire à une structure creuse ou annulaire (Figure 2.10), qui favorise les performances en couple massique. Dans le cas d'un nombre de paires de pôles plus élevé, il y a aussi un accroissement de la fréquence de pulsation de courant pour une vitesse moteur donnée. Pour une épaisseur de culasse constante, ceci conduit à une augmentation des pertes fer qui peuvent limiter la vitesse maximale admissible du moteur. D'un autre côté, les moteurs favorisant l'aspect vitesse ont un diamètre réduit par rapport à leur longueur. Une longueur plus importante du moteur augmente la capacité de couple à nombre de paires de pôles constant. Comme le montre la comparaison des couples massiques dans [Multon 2006] et des vitesses maximales admissibles sur la figure 3.13 du chapitre 3, les moteurs cylindriques à nombre de paires de pôles constant favorisent les performances en vitesse, et les moteurs annulaires à nombre de paires de pôles croissant avec le diamètre favorisent les performances en couple massique.

Le moteur à induction est basé sur un assemblage simple, robuste et bon marché. De plus, avec un rotor à cage, ce moteur est compact, notamment pour les applications à hautes vitesses. Le moteur CC est simple à commander et minimise les coûts associés à la commande. Cependant, ces avantages sont relativisés par la présence de balais, qui requiert une protection contre un environnement extérieur agressif, comme c'est le cas de DRESS. De plus, l'usure rapide des balais implique de fréquents remplacements. Les moteurs brushless ont un rendement élevé et une forte densité de puissance. Ces moteurs nécessitent l'utilisation d'une commande significativement plus compliquée et coûteuse que pour les moteurs CC. D'un autre côté, l'absence de balais permet de réduire significativement les besoins en maintenance et réduit le risque de défaillance (par exemple : arcs électriques), notamment en opérant dans un environnement agressif. Pour ces dernières raisons, le moteur brushless est le standard actuel pour les applications aéronautiques. La technologie brushless présente de nombreuses qualités en adéquation avec le projet DRESS. De plus, le partenaire responsable de la production du moteur [HDD 2009] est spécialisé dans cette technologie. C'est pourquoi la technologie brushless a été sélectionnée ici. Parmi les moteurs brushless émergent deux catégories distinctes : les moteurs cylindriques, favorisant la vitesse, et les moteurs annulaires, favorisant le couple (Figure 2.10). On note aussi la possibilité d'avoir, en alternative à l'architecture cylindrique (ou à champ radial) classique, une architecture moteur de type discoïde (ou à champ axial) qui présentent des avantages de compacité dans certaines configurations. Cependant, le partenaire du projet DRESS responsable de la production du moteur électrique est spécialisé dans les moteurs brushless cylindriques et ce sont ces derniers qui par conséquent ont été sélectionnés ici.

Sur la base du partenariat industriel et en raison de leurs nombreuses qualités en phase avec le projet DRESS, c'est donc le moteur brushless cylindrique qui est considéré ici.

Cependant, les solutions basées sur un moteur couple et un rapport de transmission réduit restent potentiellement intéressantes et ont été prises en compte dans d'autres projets de recherche portant sur une thématique semblable [Monclair 2008].



Figure 2.10 : Moteurs brushless cylindriques (gauche) [HDD 2009], et annulaires (droite) [ETEL 2007].

La transformation RR de puissance mécanique peut être réalisée à l'aide de réducteurs cycloïdaux, d'Harmonic Drive, de réducteurs épicycloïdaux, de vis-sans-fin, d'engrenages simples ou simplement par un arbre pour un rapport de réduction unitaire (Figure 2.8). Cette transformation peut aussi être représentative d'une configuration basée sur une transmission directe (en Anglais : « direct drive »), qui se caractérise par un rapport de réduction unitaire de la transmission mécanique. Cependant, en raison des efforts élevés requis par l'application, cette dernière solution est caractérisée par des composants avec des dimensions très importantes et un impact de masse considérable (par exemple : moteur annulaire de masse supérieur à 210 kg). Du point de vue intégration, les vis-sans-fin et les pignons offrent un moyen efficace d'interfacer l'actionneur avec le tube tournant de la jambe. Les réducteurs cycloïdaux et Harmonic Drive ont une densité de puissance plus élevée que les réducteurs épicycloïdaux. Cependant, par leur construction et principe de fonctionnement, ces réducteurs sont dédiés aux grands rapports de réduction. De cette façon, le rapport de réduction varie entre :

- 29 et 179 pour les réducteurs cycloidaux CY-FA du constructeur Sumitomo [Sumitomo 2005].
- 30 et 320 pour les réducteurs Harmonic Drive du constructeur Gammatic [Gammatic 2006].
- 5 et 91 pour les réducteurs épicycloïdaux SRP avec un à deux étages de réduction du constructeur Redex-Andantex [Redex 2006].

Comme le montre la figure 3.9 du chapitre 3, les réducteurs Harmonic Drive et cycloïdaux sont plus compacts et offrent une meilleure densité de transmission de puissance que les réducteurs épicycloïdaux. Il est donc intéressant de considérer les réducteurs épicycloïdaux pour une transmission avec un rapport de réduction réduit, et les réducteurs Harmonic Drive et cycloïdaux pour un rapport de réduction plus élevé. De plus, un rapide dimensionnement en puissance a permis de montrer qu'un réducteur Harmonic Drive aurait des dimensions et une masse significativement plus importants qu'un réducteur cycloïdal, en

raison d'un rendement réduit de l'Harmonic Drive pour une température d'opération extrêmement basse, comme c'est le cas dans DRESS.

Par conséquent, on considère ici un réducteur cycloïdal pour réaliser une transformation RR.



Figure 2.11: Réducteur cylcoïdal [Sumitomo 2005] (a), réducteur Harmonic Drive [Harmonic Drive 2005] (b) et réducteur épicycloïdal [APEX Dynamics 2009] (c).

L'actionneur de DRESS doit permettre un débattement angulaire important de $\pm 95^{\circ}$ et doit transmettre des efforts élevés. D'un côté, une transmission mécanique de type bras de levier est une solution RTR couramment utilisée pour les trains d'atterrissage (Figure 2.8). Cependant, malgré une grande fiabilité cette solution peu compacte soulève d'importants problèmes d'intégration et ne permet pas d'atteindre de grands rapports de réduction ni un débattement angulaire important. D'un autre côté, la vis-à-rouleaux combinée à une crémaillère est une solution à la fois conventionnelle, compacte, offrant de grands rapports de réduction et capable de transmettre des efforts plus importants que la vis-à-billes avec une possibilité de débattements angulaires très importants.

La combinaison vis-à-rouleaux-crémaillère a été identifiée comme étant la solution la plus judicieuse pour réaliser la transformation RTR.

Le débrayage des deux voies de puissance de l'actionneur lors des phases de remorquage de l'avion, ou le débrayage d'une voie en cas de défaillance peut être réalisé par le biais d'embrayages électromécaniques (Figure 2.13). Du point de vue masse et en raison des importants efforts requis par la charge, il n'est pas réaliste d'intégrer un tel composant directement sur le tube tournant de la jambe. Le système de débrayage peut aussi éventuellement être implémenté au niveau de l'interface entre l'actionneur et le tube tournant de la jambe du train. Dans ce cas, le débrayage doit être un système séparant l'interface de l'actionneur (par exemple : pignon, crémaillère) d'avec le tube tournant de la jambe (Figure 2.12). Cependant, l'implémentation d'un tel système soulève d'importants problèmes de réarmement et de test opérationnel pour prévenir de défaillances dormantes. De plus, il n'est pas prouvé que cela suffise à garantir qu'aucune défaillance de l'actionneur n'entraîne un grippage en rotation du tube tournant. Par conséquent, il est préférable d'intégrer l'embrayage électromécanique en amont de l'interface entre l'actionneur et le tube tournant.

De cette façon, les solutions RRR sont équipées d'un embrayage électromécanique situé en amont de l'interface avec le tube tournant (en E4).

Le positionnement de l'embrayage en amont des éléments de l'actionneur interfaçant avec le tube tournant de la jambe du train a aussi pour conséquence de placer ces derniers éléments dans un chemin de puissance non-redondant. C'est-à-dire qu'en cas de défaillance, notamment de grippage, le tube tournant est directement contaminé.

Pour cette raison, dans les solutions RRR, une attention particulière doit être accordée à l'aspect sécurité et fiabilité pendant la conception des composants en contact avec le tube tournant de la jambe du train.

En raison du nombre important d'éléments en mouvements présents dans une vis-àrouleaux, et qui sont autant de facteurs de grippage, l'implémentation d'un embrayage électromécanique en amont de ce composant n'est pas acceptable du point de vue sécurité. En effet, si l'embrayage est en amont, le grippage de la vis à rouleaux peut se propager jusqu'à l'orientation de la roue.

C'est pourquoi, malgré les nombreuses problématiques inhérentes à cette solution, un système de débrayage séparant la crémaillère du tube tournant est considéré pour les solutions RTR.



Figure 2.12 : Exemple de système de débrayage de l'interface de l'actionneur d'avec le tube tournant, avec une architecture RTR constituée d'une crémaillère, d'une vis-à-rouleaux et d'un moteur brushless cylindrique (images fournies par SPAB, SAAB et Messier-Dowty).



Figure 2.13: Embrayage électromécanique [TELCOMEC 2009].

Finalement, pour des raisons de sécurité, des embrayages électromécaniques ouverts par défaut sont considérés. De cette façon, la probabilité d'avoir simultanément un composant de l'actionneur grippé et l'embrayage de la voie de puissance correspondante bloqué en position embrayé est minimisée. De plus, en cas de panne généralisée de l'alimentation électrique des embrayages, ceux-ci s'ouvrent automatiquement et permettent ainsi de basculer dans le mode d'opération ultime (orientation libre de la jambe du train).

La figure 2.14 représente schématiquement le processus de génération et de filtrage d'architectures organiques décrit précédemment. Le passage du niveau conceptuel au niveau organique portait le nombre d'architectures solutions à :

$$n_{o1} = \int_{RR}^{Types de} \underbrace{4}_{RR} \underbrace{2RRR ou}_{2RTR} \underbrace{22RTR}_{(2+2)} = 80$$
(2.5)



Figure 2.14 : Génération et filtrage des architectures organiques.

Après filtrage, ce nombre de solutions est réduit à trois, dont deux sont caractérisées par une transmission RRR et une par une transmission RTR. La figure 2.15 représente graphiquement les trois grands types d'architectures organiques obtenues à la fin du processus.



Figure 2.15 : Représentations graphiques des trois grands types d'architectures organiques.

2.4. ETUDE DE FIABILITE AXEE SECURITE

La fiabilité d'un système est la probabilité que ce système accomplisse sa tâche sur une durée donnée. La durée de la tâche est aussi la durée de vie opérationnelle de l'actionneur, qui est spécifiée dans le cahier des charges. L'étude de fiabilité axée sécurité présentée ici, consiste à évaluer la probabilité que le système ne subisse pas de disfonctionnement critique conduisant à un événement hasardeux, catastrophique ou simplement redouté, conformément aux exigences. Les calculs suivants ont donc pour but de vérifier que l'actionneur satisfait les exigences quantitatives de sécurité du cahier des charges, en vue de sa certification. L'objectif global du projet étant de permettre le guidage automatique au sol de l'avion, cela implique des exigences de fiabilité et de sécurité de l'actionneur très élevées.

2.4.1. Exigences de fiabilité

Les exigences quantitatives de fiabilité sont exprimées ici en taux de défaillance. Le taux de défaillance est la probabilité qu'un défaut survienne pendant un intervalle de temps unitaire (par exemple : une heure), sachant qu'aucune défaillance n'est apparue précédemment (cf. Annexe A).

Un grippage de l'orientation de la direction de la roue du train avant est classé comme un événement catastrophique. Ce qui conduit à un taux de défaillance maximal admissible de 10⁻⁹ par heure de vol (/HV) selon les normes internationales [JAR 25].

Un mouvement libre et incontrôlé de l'orientation de la roue est classé comme un événement hasardeux. Ce qui conduit à un taux de défaillance maximal admissible de 10^{-7} /HV selon les normes internationales [JAR 25]. Cependant, afin de permettre un futur guidage automatique au sol, un taux de défaillance maximal de 10^{-9} /HV est requis dans le cadre du projet DRESS.

Finalement, bien qu'une opération en mode dégradé ne soit pas particulièrement critique du point de vue sécurité, l'objectif du taux de défaillance correspondant est aussi ici de 10^{-9} /HV.

2.4.2. AMDEC et arbres de défaillance

Conventionnellement, une analyse de fiabilité ciblant l'évaluation de la sécurité du système est conduite à l'aide d'une AMDEC (Analyse de Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leur Criticité ; En Anglais : « FMECA² ») et d'arbres de défaillance (en Anglais : « FTA³ ») [Hecht 2004 ; Pahl 2004].

L'AMDEC est une méthode qui vise à identifier les modes de défaillance des éléments du système pour aboutir à leurs effets, et ainsi identifier les différents événements à risques que peut rencontrer le système. Comme les événements à risques du système sont déduits des modes de défaillance de ses organes, cette méthode est dite déductive ou montante. L'AMDEC seule se prête difficilement à l'étude des effets de la combinaison de défaillances. Pour cette raison, cette méthode est généralement accompagnée d'arbres de défaillance.

Un arbre de défaillance est une représentation graphique mettant en évidence les relations de cause à effet conduisant à un événement donné (Figure 2.16). La méthode de construction d'un arbre de défaillance est basée sur une identification des associations (par exemple : ET, OU) des causes directes d'un événement donné. L'arbre est établi en partant de l'événement étudié et en appliquant le principe précédent étape par étape jusqu'au niveau de détail désiré (par exemple : niveau organique). La formalisation des relations de cause à effet permet un traitement mathématique fournissant la probabilité d'apparition de l'événement étudié. Comme l'arbre de défaillance est construit sur le principe d'induction des causes à partir de l'effet, la méthode d'analyse par arbre de défaillance est dite descendante. Un des principaux désavantages de cette méthode est le risque de ne pas identifier exhaustivement les causes directes d'un événement donné.

Il apparaît clairement, que l'approche montante AMDEC et l'approche descendante d'analyse par arbres de défaillance sont complémentaires, et que leurs principaux défauts respectifs se contrebalancent. C'est pourquoi, dans une étude de fiabilité, ces deux méthodes sont généralement combinées.

² Failure Mode, Effect and Criticity Analysis.

³ Fault Tree Analysis.



Figure 2.16: Exemple d'arbre de défaillance.

Les arbres de défaillance mettent en évidence les différents scénarii pouvant conduire à l'événement redouté. Ces arbres permettent aussi de procéder efficacement aux calculs de fiabilité. Une porte ET signifie que l'effet (événement de niveau supérieur) résulte de l'apparition simultanée des causes (évènements de niveau inférieur). D'après la théorie des ensembles la probabilité que deux évènements indépendants A et B surviennent simultanément pour causer un évènement C s'exprime par :

$$F_{C=A\cap B} = F_A F_B \tag{2.6}$$

où F_C est la probabilité que l'événement C survienne, F_A est la probabilité que l'événement A survienne et F_B est la probabilité que l'événement B survienne.

De la même façon, une porte OU signifie que l'effet résulte de l'apparition d'une des causes. D'après la théorie des ensembles la probabilité que deux évènements indépendants A ou B surviennent pour causer un évènement C est donnée par :

$$F_{C=A\cup B} = F_A + F_B - F_A F_B \tag{2.7}$$

2.4.3. Distribution exponentielle

Le traitement mathématique des arbres de défaillance nécessite de connaître la probabilité de d'apparition de chaque cause pour pouvoir remonter à l'évènement étudié (l'effet). Dans le cas de l'étude d'une architecture organique, les causes sont les modes de défaillance de chaque organe ou composant, et il faut disposer de la probabilité d'apparition de ces causes pour procéder aux calculs. Les modes de défaillance d'un composant sont multiples. Par exemple, sans être exhaustif, un réducteur de vitesse peut gripper à cause d'un roulement défectueux ou à cause de la rupture d'une dent d'engrenage, qui se serait glissée entre deux pignons. Le même réducteur peut aussi ne plus transmettre de puissance mécanique à cause de la rupture d'un de ses arbres de transmission. On distingue les principales origines de dysfonctionnements suivantes [Brissaud 2007]:

- Mauvaise conception ;
- Mauvaise installation ;
- Mauvaise utilisation ;
- Mauvaise maintenance ;
- Défaut de fabrication ;
- Evènement extérieur impactant le composant considéré ;
- Agression de l'environnement (qui ne serait pas prise en compte dans la conception).

Les processus de défaillance liés aux origines précédentes sont multiples et souvent complexes, voire imprévisibles (par exemple : présence d'une poussière dans l'engrenage d'un réducteur de vitesse lors du processus de fabrication). En conséquence, quand on prend en considération l'ensemble des causes de défaillance, il est très difficile de prédire l'évolution du mécanisme général de défaillance et celles ci semblent survenir de façon aléatoire ou catalectique [Schwob 1969 ; Dhillon 1988]. Le taux de défaillance correspondant est donc constant.

Un taux de défaillance constant conduit à une distribution exponentielle des défaillances. Un des grands avantages de cette distribution, très couramment employée dans les études de fiabilité haut niveau, est la simplification des calculs. Selon ce modèle, la probabilité de défaillance F à un moment donné t s'exprime en fonction du taux de défaillance λ de la manière suivante (voir Annexe A) :

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \tag{2.8}$$

Généralement, la probabilité de défaillance est très petite devant 1 et le développement limité de l'équation précédente fournit :

$$F(t) = \lambda t \tag{2.9}$$

La forme simplifiée précédente permet notamment de faciliter les calculs liés aux arbres de défaillance décrits dans la section précédente. En appliquant la distribution exponentielle aux calculs de probabilité avec une porte OU (cf. section 2.4.2) on observe le résultat intéressant suivant :

$$F_{C=A\cup B}(t) = 1 - e^{-(\lambda_A + \lambda_B)t} \approx \overbrace{(\lambda_A + \lambda_B)}^{\lambda_C} t$$
(2.10)

L'expression précédente permet aussi de simplifier significativement les calculs de fiabilité de la section 2.4.7.

2.4.4. Taux de défaillance

Les valeurs numériques des taux de défaillance, nécessaires au traitement mathématique des arbres de défaillance et couvrant les différentes origines de défaillance mentionnées dans la section précédentes, sont dans l'idéal des données de terrain [O'Connor 2002]. L'étude de fiabilité suivante s'appuie sur des taux de défaillance fournis par la base de données automatique RIAC [RIAC 2006], qui est la version actualisée et électronique du standard militaire largement utilisé MIL-HDBK-217 [MIL-HDBK 217] de l'armée américaine, ainsi que sur des données fournies par les partenaires industriels du projet DRESS. La plupart des données de fiabilité fournies ici (Annexe B) ont été adaptées, pour des raisons évidentes de confidentialité.

2.4.5. Temps d'exposition à une défaillance

Comme le montre l'expression (2.8), le calcul des probabilités de défaillance est effectué pour un temps d'opération donné. Dans un premier niveau d'approximation, il est raisonnable de supposer qu'un dispositif n'est pas exposé à une défaillance quand il n'est pas en fonctionnement. A partir de cette hypothèse, moins un dispositif est sollicité durant sa mission, moins la probabilité de défaillance est élevée. Il est donc nécessaire de prendre en compte le temps d'opération de chaque composant de l'actionneur pour toute la durée de sa mission avant de procéder aux calculs de fiabilité.

Les temps d'opération de chaque composant ont été obtenus à partir d'un profil de mission classique pour le type d'avion concerné par le projet DRESS (Figure 2.17), accompagné d'une analyse des modes opératoires de l'actionneur.



Figure 2.17: Description des phases d'une mission type de l'avion considéré pour le développement de DRESS.

Dans une première approximation, les éléments de l'actionneur situés en aval de l'embrayage, c'est-à-dire les pignons, la vis-sans fin et l'embrayage en soi, sont supposés être exposés à une défaillance durant toute la mission de l'actionneur, car ils sont en permanence connectés à la jambe du train d'atterrissage. Cependant, durant le vol, la jambe du train est maintenue en position par un mécanisme indépendant de l'actionneur : une came de centrage entre le tube tournant et tube fixe de la jambe (Figure 2.6). Par conséquent, l'actionneur et

tous ses composants sont considérés comme n'étant exposés à des défaillances que durant la phase de vol. Finalement, les composants situés en amont de l'embrayage (par exemple : réducteur de vitesse, moteurs électriques, électroniques de puissance, commande) sont supposés exposés uniquement pendant les phases de roulage, de décollage et d'atterrissage. A partir des hypothèses précédentes, on obtient un temps d'exposition équivalent à 25% de l'heure de vol pour les composants situés en aval de l'embrayage (inclus) et à 22% pour les composants situés en amont.

Ces pourcentages d'activité permettent de faire le lien entre les exigences de fiabilité exprimées en heure de vol (HV) et les taux de défaillance des composants, qui sont exprimés en heure d'opération (HO). De cette façon, on passe d'un taux de défaillance exprimé en /HV à un taux de défaillance exprimé en /HO à l'aide des coefficients $a_{25} = 0.25$ et $a_{22} = 0.22$ pour les composants situés respectivement en aval et en amont de l'embrayage.

2.4.6. Résultats intermédiaires

L'approche traditionnelle de traitement mathématique des arbres de défaillance, décrite dans la section 2.4.2, consiste à propager les probabilités de défaillance du bas de l'arbre vers le haut, c'est-à-dire des causes vers l'effet. Comme les taux de fiabilité disponibles ne permettent pas de distinguer le comportement en fiabilité des différents réducteurs de vitesse, seuls les trois cas d'étude illustrés sur la figure 2.15 se présentent. Les résultats obtenus en procédant de façon traditionnelle (cf. section 2.4.2) et en utilisant des taux de défaillance donnés dans l'annexe B, sont résumés dans le tableau 2.2.

	Figure 2.15-a	Figure 2.15-b	Figure 2.15-c
Grippage en rotation du tube tournant	1,96 10 ⁻⁸ /HV	2,97 10 ⁻⁶ /HV	5,06 10 ⁻⁸ /HV
Rotation libre non contrôlée du tube tournant	3,92 10 ⁻⁷ /HV	7,52 10 ⁻⁷ /HV	4,11 10 ⁻⁷ /HV
Opération dégradée	7,09 10 ⁻⁶ /HV	10^{-5} /HV	7,28 10 ⁻⁶ /HV

Tableau 2.2 : Taux d'apparition des modes de défaillance pour les trois architectures considérées.

Comme le montrent les résultats obtenus précédemment, avec des valeurs numériques de taux de défaillances issues d'une base de données standard, les objectifs de fiabilité du projet $(10^{-9} / \text{HV})$ ne sont atteints par aucune solution architecturale proposée. C'est pourquoi, dans la sous-section suivante, et dans une approche de spécification des composants, nous allons chercher à obtenir les valeurs numériques de taux de défaillance qui permettraient d'atteindre ces objectifs.

2.4.7. Spécification des taux de défaillance

Comme l'illustre la figure 2.18, l'approche développée pour atteindre les objectifs de fiabilité est basée sur une propagation descendante des exigences de taux de défaillance des principaux événements redoutés, ainsi que sur une propagation montante de taux de défaillance connus.



Figure 2.18 : Approche traditionnelle montante (gauche) de calcul la probabilité d'apparition d'un événement (A) à l'aide d'un arbre de défaillance, et approche montante et descendante (droite) pour la spécification de taux de défaillance de composants (C).

L'objectif est de converger vers l'expression des taux de défaillance à spécifier pour les composants interfaçant avec le tube tournant de la jambe du train, ainsi que les composants situés en amont de la chaîne de transmission électromécanique de l'actionneur (par exemple : électronique de puissance, commande). Cette méthode, qui consiste à spécifier d'une manière descendante ou inductive les objectifs de fiabilité est en phase avec une approche de conception plus systématique.

Pour appliquer cette méthode, il faut préalablement identifier les taux de défaillance des composants autres que ceux spécifiés. Comme ces derniers composants ont une influence limitée sur la fiabilité de l'actionneur, il convient de supposer les taux de défaillance correspondant à une conception et une vie opérationnelle classiques, renseignés par une base de données électronique [RIAC 2006] ou par les partenaires industriels du projet DRESS.

2.4.7.1. Probabilité de grippage

La figure 2.19 représente l'arbre de défaillance du risque de grippage en rotation du tube tournant du train d'atterrissage. Comme le montre cet arbre, pour chaque voie de puissance, deux scénarii peuvent conduire à un grippage de la jambe :

- Grippage du composant en contact avec le tube tournant ;
- Défaillance d'un composant situé en amont de l'embrayage susceptible de causer un grippage de la voie de puissance (par exemple : grippage du moteur, contamination de l'électronique de puissance) combinée à un embrayage bloqué en position embrayée.



Figure 2.19 : Arbre de défaillance de l'évènement grippage en rotation du tube tournant.

La probabilité de grippage $F_{G1.22}$ d'un composant en contact avec le tube tournant est exprimée par heure de vol par :

$$F_{G1,22}(t) = 2a_{25}\lambda_{1,22}t \tag{2.11}$$

où $\lambda_{1.22}$ est le taux de défaillance (constant) par grippage d'un composant en contact avec le tube tournant.

Une défaillance d'un composant situé en amont de l'embrayage susceptible de causer un grippage de la voie de puissance ne peut être combinée à une défaillance en position fermée de l'embrayage que pendant la durée d'un vol. En effet, la détection d'une défaillance entraîne une révision de l'actionneur à la fin du vol. $F_{G1.21}$ est la probabilité d'avoir simultanément un composant défaillant situé en amont de l'embrayage susceptible de causer un grippage de la voie de puissance et une défaillance de l'embrayage en position embrayée. Cette probabilité de défaillance peut être calculée en faisant la somme des probabilités d'apparition des différents scénarii correspondants [Schwob 1969] :

$$F_{G1,21}(t) = 2 \int_{0}^{T} \underbrace{f_{1,31}(t)}_{\text{Probabilité de défaillance à l'instant } t}_{\text{Probabilité de défaillance entre les instants } t \in t+1} dt \approx 2a_{25}\lambda_{1,31}\lambda_{1,32}T$$
(2.12)

où $f_{1,31}(t)$ est la densité de probabilité (fonction de masse) d'avoir un composant situé en amont de l'embrayage défaillant et susceptible de causer un grippage de la voie de puissance, $F_{1,32}(t \ a \ t+1)$ est la probabilité de blocage en position embrayée de l'embrayage pendant l'heure de vol suivant la défaillance d'un composant situé en amont à l'instant t, $\lambda_{1,31}$ est le taux de défaillance (constant) par grippage d'un composant situé en amont de l'embrayage, $\lambda_{1,32}$ est le taux de défaillance (constant) par blocage en position fermée de l'embrayage et T est la durée d'opération de l'actionneur entre deux révisions.

Finalement, en suivant l'approche de calcul présentée dans la section 2.4.2, le taux de défaillance par heure de vol d'un composant situé en amont de l'embrayage susceptible de causer un grippage de la voie de puissance est la somme des taux de défaillance constants des composants situés en amont de l'embrayage :

$$\lambda_{G1.31} = a_{22} \left(\lambda_{G1.41} + \lambda_{G1.42} + \lambda_{G1.43} \right) \tag{2.13}$$

où $\lambda_{G1.41}$ est le taux de défaillance par grippage du réducteur, $\lambda_{G1.42}$ est le taux de défaillance par grippage du moteur et $\lambda_{G1.43}$ est le taux de défaillance des composants situés en amont du moteur causant un grippage de la voie de puissance.

A partir des expressions précédentes, le taux de défaillance par grippage de la jambe du train d'atterrissage peut être exprimé par heure de vol par :

$$\lambda_{G0} = 2a_{25}\lambda_{G1,22} + 2a_{22}a_{25}\lambda_{G1,32} (\lambda_{G1,41} + \lambda_{G1,42} + \lambda_{G1,43})$$
(2.14)

Comme le montre l'expression précédente, l'influence du taux de défaillance des composants situés en amont du moteur électrique est pondérée par le taux de défaillance par blocage en position fermée de l'embrayage. De cette façon, les calculs montrent que sur la base d'une conception, d'une utilisation et d'une maintenance classiques des composants situés en amont de l'embrayage, les taux de défaillance de ces composants n'empêchent pas d'atteindre l'exigence élevée de 10⁻⁹ /HV du projet. D'un autre côté, rien n'empêche que le grippage d'un des composants situés en aval des embrayages (pignon, vis-sans-fin et vis-à-rouleaux) de bloquer en rotation le tube tournant. C'est pourquoi, ces derniers composants sont critiques du point de vue du risque de grippage et c'est leur taux de défaillance, qu'il est judicieux de spécifier pour atteindre l'objectif de fiabilité pour le grippage en rotation du tube tournant.

Les calculs font clairement apparaître un taux de défaillance maximal admissible des composants situés en amont du moteur pouvant aller jusqu'à 0,9 /HO. Ce dernier résultat confirme que grâce à la présence d'un embrayage, le taux de fiabilité des composants situés en amont du moteur n'influe quasiment pas l'objectif de défaillance par grippage au niveau de la jambe. D'un autre côté, pour des composants situés en amont du moteur et supposés parfaits (probabilité nulle de grippage de la voie de puissance), au mieux le taux de défaillance maximal admissible des composants d'interface est 2 10⁻⁹ /HO, ce qui équivaut à des composants qui ne sont par nature pas sujets au grippage.

2.4.7.2. Probabilité de mouvement libre non contrôlé

Un mouvement libre et incontrôlé de la jambe du train d'atterrissage peut être causé par un débrayage ou une coupure de la transmission de puissance touchant simultanément les deux voies de l'actionneur. L'apparition d'une défaillance quelconque de n'importe quel composant situé en amont de l'embrayage électromécanique cause un débrayage. En cas de défaillance d'une voie de puissance de l'actionneur durant un vol, il est raisonnable de supposer que l'actionneur sera inspecté avant le prochain départ. Par conséquent, la probabilité $F_{L0}(t)$ d'avoir deux voies de puissance simultanément déconnectées est exprimée par :

$$F_{L0}(t) = \int_{0}^{T} f_{L1,1}(t) F_{L1,1}(t) \dot{a} t + 1 dt \approx \lambda_{L1,1}^{2} T$$
(2.15)

où $f_{I,I}(t)$ est la densité de probabilité (fonction de masse) d'avoir une perte de la transmission de puissance dans une première voie de l'actionneur, $F_{I,I}(t \ a \ t+1)$ est la probabilité de perte de la transmission de puissance de la deuxième voie pendant l'heure de vol suivant la défaillance précédente et $\lambda_{L1, 1}$ est le taux de défaillance (constant) par perte de la transmission de puissance d'une voie

avec

$$\lambda_{L1.1} = a_{25} \left(\lambda_{L1.21} + \lambda_{L1.22} \right) + a_{22} \left(\lambda_{g1.31} + \lambda_{g1.32} + \lambda_{g1.33} \right)$$
(2.16)

où $\lambda_{L1. 21}$ est le taux de défaillance par ouverture intempestive de l'embrayage, $\lambda_{L1.22}$ est le taux de défaillance par perte de la transmission d'effort du composant interfaçant avec le tube tournant de la jambe, $\lambda_{g1.31}$ est le taux de défaillance général du réducteur, $\lambda_{g1.32}$ est le taux de défaillance général du moteur et $\lambda_{g1.33}$ est le taux de défaillance général des composants situés en amont du moteur.

A partir des expressions précédentes, le taux de défaillance par mouvement libre et incontrôlé de la jambe du train d'atterrissage peut être exprimé par heure de vol par :

$$\lambda_{L0} = \left(a_{25} \left(\lambda_{L1,21} + \lambda_{L1,22}\right) + a_{22} \left(\lambda_{g1,31} + \lambda_{g1,32} + \lambda_{g1,33}\right)\right)^2$$
(2.17)

Les calculs montrent que l'objectif de fiabilité concernant le mouvement libre et incontrôlé de l'orientation de la roue, implique des taux de défaillance maximaux admissibles de l'ordre de 10^{-4} /HO pour un dysfonctionnement quelconque des composants situés en amont du moteur et pour une perte de transmission d'effort au niveau des composants en contact avec le tube tournant. En d'autres termes, cet objectif de fiabilité ne conditionne pas la spécification des composants de l'actionneur.

2.4.7.3. Probabilité du mode d'opération dégradée

Le mode d'opération dégradé est caractérisé par un actionnement de la jambe du train assuré par une seule voie de puissance. Typiquement, l'actionneur bascule en mode d'opération dégradé lorsqu'un des composants d'une voie dysfonctionne et que cette voie est déconnectée par l'ouverture de l'embrayage.

Comme le montre l'arbre de défaillance de la probabilité d'opération dégradée (Annexe C), ce mode d'opération est caractérisé par une combinaison exclusive de la perte de transmission de puissance des voies de puissance. Une combinaison exclusive équivaut à dire que le mode d'opération dégradée résulte de la perte d'une des voies, mais pas des deux voies simultanément. Le dernier cas de figure est traité dans la section précédente. Cependant, étant donné la faible probabilité d'avoir simultanément les deux voies déconnectées, il convient, dans une première approximation, de ne pas en tenir compte dans les calculs de probabilité du mode d'opération dégradée est donné par :

$$\lambda_{D0} = 2a_{25} \left(\lambda_{L1,21} + \lambda_{L1,22} \right) + 2a_{22} \left(\lambda_{g1,31} + \lambda_{g1,32} + \lambda_{g1,33} \right)$$
(2.18)

La figure 2.20 représente, graphiquement et pour un taux d'apparition du mode d'opération dégradée de 5 10^{-6} /HV, la relation entre le taux de défaillance générale des composants situés en amont du moteur et le taux de défaillance de perte de capacité de transmission d'effort des composants en contact avec le tube tournant. La figure 2.20 fait aussi apparaître les valeurs de taux de défaillance admissibles et inadmissibles pour les composants en contact avec le tube tournant du moteur et pour pouvoir atteindre l'objectif de fiabilité fixé.

Comme le fait apparaître la figure 2.20, pour minimiser le taux de d'apparition du mode d'opération dégradée, il convient de spécifier un taux de défaillance générale des composants situés en amont du moteur et un taux de défaillance par perte de la capacité de transmission d'effort des composants d'interface avec le tube tournant de l'ordre de 10^{-6} /HO.



contact avec le tube tournant (/HO)

Figure 2.20 : Taux maximal admissible de défaillance par perte de la transmission d'effort des éléments d'interface avec le tube tournant en fonction du taux maximal admissible de défaillance générale des composants situés en amont du moteur, pour un taux du mode d'opération dégradé de 5 10^{-6} /HV.

2.4.7.4. Conclusion partielle

L'étude de fiabilité précédente a permis de spécifier :

- Un taux de défaillance par grippage maximal admissible de 2 10⁻⁹ /HO pour les composants en contact avec le tube tournant ;
- Un taux de défaillance par perte de la capacité de transmission d'effort de l'ordre de 10⁻⁶ /HO pour les composants en contact avec le tube tournant ;
- Un taux de défaillance générale de l'ordre 10⁻⁶ /HO pour les composants situés en amont du moteur.

L'étude de fiabilité précédente a aussi montré que l'objectif de fiabilité de 10^{-9} /HV pour le taux d'apparition du mode d'opération dégradé n'est pas réaliste. Les calculs ont permis d'identifier un objectif plus réaliste de 5 10^{-6} /HV, à partir duquel les deux dernières spécifications précédentes ont été obtenues. Il s'agit ici d'un résultat important, que nous avons pu obtenir très tôt dans le projet grâce à l'application de la méthode proposée.

2.5. CONCLUSION

Les objectifs et les exigences du projet DRESS sont très élevés, notamment du point de vue sécurité, fiabilité et opérationnel (par exemple : réversibilité du mouvement de la jambe lors du remorquage, déconnection totale de l'actionneur en mode de défaillance ultime), et n'ont pas permis d'appliquer efficacement une méthodologie traditionnelle de conception, basée sur une approche déductive (montante) et sur le retour d'expérience. C'est pourquoi, nous avons développé ici une méthode hybride (descendante et montante) pour engendrer par énumération et tri un nombre réduit d'architectures solutions compatibles avec les diverses exigences du projet. En partant, d'un nombre très élevé (7860 au niveau fonctionnel) d'architectures solutions, cette méthodologie a permis d'identifier trois architectures types au niveau organique, qui correspondent aux exigences du projet en général et aux exigences de sécurité et de fiabilité en particulier.

La méthode proposée a été développée et appliquée dans le cadre d'un projet de recherche d'une durée limitée de 36 mois. D'un côté, cette méthode innovante a été appliquée avec succès au projet DRESS et a été appréciée par les différents partenaires. D'un autre côté, sur un plus long terme, il serait intéressant de continuer à développer cette méthode en systématisant l'étape de sélection de solutions, par exemple en appliquant une méthode basée sur l'évaluation de la valeur d'usage [VDI 2225].

Dans un deuxième temps, en alternative à l'approche classique de propagation montante des taux de défaillance élémentaire d'un système, une approche originale basée sur une propagation descendante des objectifs de taux de défaillance de la jambe du train a été développée et appliquée ici. Ces taux de défaillance sont propagés jusqu'aux composants les plus critiques (interface directe avec le tube tournant de la jambe) du point de vue fiabilité, ainsi que jusqu'à l'interface avec la partie amont de l'actionneur. De cette façon, il a été possible de spécifier les niveaux de fiabilité requis pour ces composants critiques et de réajuster un objectif identifié comme inaccessible (taux d'apparition du mode d'opération dégradé de 10^{-9} /HV).

REFERENCES

[APEX Dynamics 2009] AF Series Catalogue, 2009. http://www.apexdyna.com/

- [ARP 4761] Society of Automotive Engineering International. SAE ARP 4761 "Guidelines and Methods for Conducting the Safety Assessment Process on Civil Airborne Systems and Equipment", 1996.
- [Brissaud 2007] F. Brissaud, B. Lanternier, D. Charpentier, P. Lyonnet. Modélisation des taux de défaillance en mécanique : Combinaison d'une loi de Weibull et d'un modèle de Cox pour la modélisation des taux de défaillance en fonction du temps et des acteurs d'influence. 3ème Congrès PENTOM- Performance et nouvelles technologies en maintenance. Mons, Belgium, 2007.
- [Currey 1985] N. S. Currey. Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices.AIAA Education Series,J. S. Przemieniecki, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, AIAA, 1985.
- [Dhillon 1988] B. S. Dhillon. Mechanical reliability: theory, models and applications, American institute of aeronautics and astronautics inc., 1988.
- [ETEL 2007] ETEL Motion technology. Torque Motors Data Sheets, TMB Series, 2007. http://www.etel.ch/

[Gammatic 2006] Gammatic. "Game Drive, Réducteurs à intégrer." 2006.

[Harmonic Drive 2005] Units CSG-2UH Digital Catalogue, 2005. http://www.harmonicdrive.net/

[HDD 2009] HDD Servo Motors AB. 2009. http://www.hdd.se/

- [Hecht 2004] H. Hecht. Systems reliability and failure prevention, Boston, Artech House, 2004.
- [JAR 25] Joint Aviation Authorities. JAR-25 Large Aeroplanes. Advisory Material AMJ, 1994
- [MIL-HDBK 217] Department of Defence, United States of America. Military Handbook Reliability Prediction of Electronic Equipment, 1991.
- [Monclair 2008] P. Monclair. Latest developments in electrical landing systems. 26th Congress of International Council of the Aeronautical Sciences. Anchorage, Alaska, USA, 14 -19 September 2008.
- [Multon 2006] B. Multon, H. Ben Ahmed, M. Ruellan et G. Robin. "Comparaison du couple massique de diverses architectures de machines tournantes synchrones à aimants." Société de l'Electricité, de l'Electronique et des Technologies de l'Information et de la Communication (SEE)(8): 85-93, 2006.
- [NTSB 2008] National Transportation Safety Board. LAX05IA312, 2008.
- [O'Connor 2002] P. D. T. O'Connor, D. Newton et R. Bromley. Practical Reliability Engineering, Wiley, 2002.
- [Pahl 2007] G. Pahl, W. Beitz, L. Blessing, J. Feldhusen, K.-H. Grote et K. Wallace. Engineering Design : A Systematic Approach, London, Springer-Verlag London Limited, 2007.

- [Pahl 2004] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen and K.H. Grote. Engineering Design: A Systematic Approach, L. Blessing, London, Springer, 2004.
- [Redex 2006] Redex Andantex. SRP, Servo-Reducteurs Robotique & Haute technologie, 2006.
- [RIAC 2006] Reliability Information Analysis Center. RIAC Automated Databook, v.2.2. Utica, NY, USA,2006.
- [Schwob 1969] M. Schwob, G. Peyrache. Traité de fiabilité, Masson & C^{ie}, 1969.
- [Scott 2005] J. Scott. "JetBlue A320 Emergency Landing." from http://www.aerospaceweb.org/, 2005.
- [Sumitomo 2005] Sumitomo Drive Technologies. Fine Cyclo Catalogue, 2005. http://www.sumitomodriveeurope.com/
- [Tassinari 1995] R. Tassinari. L'analyse fonctionnelle. Collection A savoir, Afnor, Paris, 1995.
- [TELCOMEC 2009] TELCOMEC. GDF Series Electromagnetic tooth clutches, 2009. http://www.telcomec.it/
- [VDI 2225] VDI/VDE Richtlinien. Konstruktionsmethodik Technisch-wirtschafliches Konstruieren Bemessungslehre. Berlin, Beuth Verlag, November 1997.

CHAPITRE 3

DIMENSIONNEMENT EN PUISSANCE

ACRONYMES	58
NOMENCLATURE	58
INDICES	59
EXPOSANT	59
3.1. APPROCHE DE MODELISATION	61
3.1.1. Dimensionnement en puissance à l'aide de la simulation inverse	61
3.1.2. Modélisation paramétrique	62
3.1.3. Choix de l'approche de modélisation	65
3.2. LOIS D'ECHELLE	66
3.2.1. Principe de base	66
3.2.2. Exemple de composant électrique : les moteurs brushless	68
3.2.2.1. Paramètre de définition	69
3.2.2.2. Paramètres d'intégration géométrique et de masse	71
3.2.2.3. Paramètres d'opération limite	71
3.2.2.4. Paramètres de simulation	74
3.2.3. Exemple de composant mécanique simple : le réducteur de vitesse	76
3.2.3.1. Paramètre de définition	76
3.2.3.2. Paramètre d'intégration géométrique et de masse	76
3.2.3.3. Paramètres d'opération limite	77
3.2.3.4. Paramètres de simulation	77
3.2.3.5. Combinaison d'étages de réduction	78
3.2.4. Exemple de composant mécanique complexe : les vis à billes ou à rouleaux	81
3.2.4.1. Paramètre de définition	83
3.2.4.2. Paramètres d'intégration géométrique et de masse	83
3.2.4.3. Paramètres d'opération limite	83
3.2.4.4. Paramètres de simulation	84
3.2.5. Validation	85
3.2.6. Bilan et tableaux de synthèse	91
3.3. GRANDEURS DIMENSIONNANTES	95
3.3.1. Grandeurs dimensionnantes	95
3.3.2. Couple nominal des réducteurs de vitesse	95
3.3.3. Couple RMS et modèles thermiques des moteurs électriques	96
3.4. IMPLEMENTATION DANS DYMOLA/MODELICA	99
3.5. CAS TEST : COMMANDE DE VOL PRIMAIRE (AILERON)	. 102
3.5.1. Modèle de charge et profil de mission	. 103
3.5.2. Dimensionnement en puissance	. 104
3.5.3. Résultats	106

3.6. CAS TEST : ORIENTATION DE TRAIN D'ATTERRISSAGE	
3.6.1. Profil de mission	
3.6.2. Dimensionnement en puissance	109
3.6.3. Résultats	
3.7. CONCLUSION	
REFERENCES	114

ACRONYMES

CAO	Conception Assistée par Ordinateur	SHA	Actionneur servo-hydraulique
RMS	« Root Mean Square »	SOA	« Safe Operating Area »

NOMENCLATURE

Α	Surface	(m^2)
а	Constante expérimentale	(-)
В	Induction dans l'entrefer	(T)
B_r	Induction rémanente	(T)
b	Grandeur expérimentale	(-)
С	Couple	(Nm)
C_{th}	Capacité thermiques	(J/K)
C_{dyn}	Charge dynamique	(N)
е	Coefficient de géométrie	(-)
e_{f}	Epaisseur d'entrefer	(m)
F	Force	(N)
f	Effort (Couple, force, contrainte mécanique, etc.)	(indéfini)
f_{el}	Fréquence électrique	(Hz)
G	Module de Coulomb	(Pa)
I_0	Moment quadratique polaire	(m ⁴)
J	Moment d'inertie	(kgm ²)
J_{el}	Densité de courant	(A/m^2)
Κ	Elasticité de torsion	(Nm/rad)
k	Rapport de réduction	(-)
k_m	Facteur de montage	(-)
l	Dimension	(m)

Coefficient des pertes Joule (W/(rad/s)^b)

α

L_A	Longueur de l'aimant vis-à- vis des champs magnétiques	(m)
L_h	Durée de vie	(h)
l_s	Longueur totale de vis	(m)
М	Masse	(kg)
M_l	Masse linéique	(kg/m)
n	Nombre d'étages de réduction	(-)
Р	Puissance	(W)
р	Variable complexe de Laplace	(-)
r	Rayon	(m)
R_{th}	Résistance thermique	(K/W)
S	Section	(m ²)
t	Temps	(s)
T°	Température	(K)
V	Volume	(m ³)
V	Vitesse (angulaire ou linéaire)	(-)
X_i	Coefficients de géométrie	(-)
x	Déplacement linéaire	(m)
Y_i	Coefficients de géométrie	(-)

α_{conv}	Cœfficient de convection	(Km^2/J)
	moyen	

β	Coefficient des pertes fer	$(W/(Nm)^2)$
ΔT	Echauffement	(K)
η_{d}	Rendement direct	(-)
η_{i}	Rendement indirect	(-)
θ	Déplacement angulaire	(rad)
ρ_{el}	Résistivité électrique	(Ωm)

$ ho_m$	Masse volumique	(kg/m^3)
σ	Contrainte mécanique	(N/m ²)
$ au_{th}$	Constante de temps thermique	(s)
ω	Vitesse de rotation	(rad/s)

INDICES

a	Axial	J	Joule
abs	Absolu (régime intermittent)	max	Maximal
aim	Aimant permanent	min	Minimal
Amb	Ambiant	n	Ecrou
centr	Centrifuge	nom	Nominal
cond	Conducteur	nut	Ecrou
cont	Continu (régime permanent)	per	Permanent (régime permanent)
crête	Crête	r	Radial
decl	Déclassé en température	ref	Référence
е	Entrée	RMS	« Root Mean Square »
em	Electromagnétique	S	Sortie
eq	Equivalent	tot	Total
f	Fin	tr	Transiant (régime intermittent)
fer	Fer	vib	Vibration
	1		

 τ_{th} Filtré par un premier ordre caractérisé par la constante de temps thermique τ_{th} Début

0

EXPOSANT

"	Paramètre	étudié
"	Paramètre	étudie

- * Rapport d'échelle
 - Moyenne

Le dimensionnement en puissance consiste à déterminer les différents constituants d'un dispositif, pour qu'ils permettent au dispositif d'assurer sa mission du point de vue de la puissance. Traditionnellement, le dimensionnement en puissance est réalisé en phase de conception système et est basé sur des points de fonctionnement donnés (par exemple : points de fonctionnement nominal, points de fonctionnement limite).

Dans un premier temps, en l'absence de définition suffisamment détaillée, le dimensionnement ne prend pas en compte tous les détails de fonctionnement de l'actionneur (par exemple : le rendement est généralement négligé), ni les interactions entre les différents composants d'une architecture. Les outils de calcul utilisés sont le plus souvent des outils maison (par exemple : feuilles de calcul). Pour prendre en compte les différents aspects du fonctionnement de l'actionneur et les multiples interactions entre les différents composants, ces composants sont développés plus en détail en phase de conception spécifique, avant d'être intégrés dans l'architecture durant la phase d'intégration système. Il est alors possible d'évaluer avec une plus grande exactitude les performances de l'actionneur développé et de les comparer avec les exigences du cahier des charges. Si ces performances ne correspondent pas aux exigences, alors une boucle d'itération vers la phase de conception système est engagée. Les résultats obtenus précédemment permettent d'affiner la définition de l'architecture et le dimensionnement en puissance, avant de repasser à la phase de conception spécifique des composants. Cette boucle de développement est répétée, jusqu'à ce que les performances de l'actionneur convergent vers les exigences du cahier des charges. Cette approche traditionnelle de dimensionnement, implique de larges et nombreuses boucles d'itération pour converger vers les performances exigées. De plus ces boucles incluent le travail collaboratif d'experts de différents domaines d'ingénierie, notamment en phase de conception spécifique. Par conséquent, cette approche peut avoir un impact significatif en termes de temps et de coûts de développement.

Dans le cadre de la méthodologie générale développée dans le présent travail de thèse, on propose de remplacer l'approche de dimensionnement en puissance traditionnelle de la phase de conception système, par un dimensionnement en puissance prenant en considération les différentes caractéristiques de fonctionnement des composants de l'actionneur, ainsi que leurs différentes interactions d'une manière multidisciplinaire. Dans l'approche proposée, ces caractéristiques et ces interactions sont prises en compte à l'aide de la simulation numérique et en réduisant l'intervention des experts. En procédant ainsi, les larges et coûteuses itérations de la phase d'intégration système vers la phase de conception système peuvent être minimisées.

Ici, le dimensionnement en puissance en phase de conception système a pour objectif spécifique d'évaluer rapidement des architectures données et de déterminer les paramètres clés qui influent la conception. A l'aide de ces résultats, il est alors possible d'obtenir les éléments de réponse, basés sur la réalité technologique, aux différentes questions de conception préliminaires telles que, par exemple :

- Faut-il utiliser une transmission directe (en Anglais : « direct drive ») ou indirecte ?
- Dans le cas d'une transmission indirecte, quel(s) rapport(s) de réduction faut-il choisir pour la transmission mécanique ?
- L'architecture dimensionnée est-elle intégrable du point de vue masse et géométrie ?
Comme mentionné dans le chapitre 1, le dimensionnement en puissance d'actionneurs électriques est conduit sur deux domaines d'opération distincts : transitoire et continu. De plus, la présence de phénomènes physiques parasites (par exemple : thermiques et inertiels) et d'interactions fortes entre les différents composants d'une architecture rend difficile une approche de dimensionnement classique, basée sur quelques points de fonctionnement prédéfinis. En effet, il n'est pas toujours aisé d'identifier les points de fonctionnement les plus contraignants avant d'avoir connaissance des caractéristiques du dispositif (par exemple : rapport de réduction, moment d'inertie, constante de temps thermique). Ce qui conduit à s'orienter vers la simulation numérique pour pouvoir baser le dimensionnement sur un ou plusieurs profils de mission représentatifs des performances attendues de l'actionneur.

La conception orientée simulation nécessite de disposer de modèles de simulation avec un niveau de complexité adéquat. En effet, un modèle très complexe, avec un nombre de paramètres très important peut se révéler coûteux en termes de temps de calcul, difficile à manipuler et peu exploitable. D'un autre côté, un modèle trop simpliste risque de ne pas fournir l'information essentielle du système réel. Malgré les nombreux travaux portant sur la modélisation dans un cadre de conception (par exemple : [Cellier 1991 ; Ferretti 1999 ; Jasnocha 2001 ; Paredis 2001 ; Roos 2007]), il subsiste un manque en modèles de simulation, qui soient à la fois simples, expressifs et adaptés à la conception préliminaire.

La description de la méthodologie de dimensionnement en puissance proposée commence, avec la section 3.1, par la description de l'approche élaborée pour développer des modèles adaptés aux problématiques de conception mentionnées précédemment. Cette approche est en grande partie basée sur la recherche de lois d'échelle, qui lient entre elles les différentes propriétés d'un composant. La section 3.2 présente le principe des lois d'échelle et illustre son application avec l'exemple de trois composants très largement utilisés dans les actionneurs électromécaniques : les moteurs sans balais, les réducteurs de vitesse et les vis-àbilles ou à rouleaux. Les lois d'échelle obtenues sont validées par comparaison avec des données constructeurs. Puis, les calculs des grandeurs dimensionnantes, permettant de définir les dimensions des composants garantissant leur compatibilité avec les exigences de performances du cahier des charges, sont décrits dans la section 3.3 et illustrés avec les exemples de composants précédents. La section 3.4 illustre l'implémentation des modèles de simulation dans la plateforme de simulation Dymola/Modelica avec l'exemple du modèle des réducteurs de vitesse. Dans la section 3.5, l'outil logiciel développé est utilisé pour dimensionner un actionneur de commande de vol et étudier l'influence des paramètres de conception. Dans la 3.6, les trois architectures de l'actionneur de direction de train d'atterrissage du projet DRESS, identifiées dans le chapitre 2, sont dimensionnées et comparées. Finalement, les résultats obtenus, la méthode et l'outil logiciel développés sont discutés dans la section 3.7.

3.1. APPROCHE DE MODELISATION

3.1.1. Dimensionnement en puissance à l'aide de la simulation inverse

Dans le cadre du dimensionnement en puissance, la simulation inverse consiste à propager les flux de puissance (par exemple : effort et vitesse pour un composant mécanique, tension et courant pour un composant électrique) en partant de la charge pour remonter vers la

source de puissance [Murray-Smith 2000 ; Bals 2003 ; Jardin 2008]. La méthode de dimensionnement proposée est basée sur la propagation du cycle de mission permettant le dimensionnement successif des différents composants en remontant la chaîne d'actionnement. Cette méthode permet de prendre en compte l'impact des caractéristiques de chaque composant (par exemple : inerties et pertes) dans le dimensionnement, tout en minimisant la taille et le nombre des boucles d'itération. La figure 3.1 illustre cette méthode de dimensionnement, qui par son principe de propagation du cycle de mission permettant le dimensionnement successif des composants, prend l'aspect d'une vague dimensionnante (en Anglais : « sizing wave »).



Figure 3.1 : Dimensionnement en puissance « sizing wave ».

3.1.2. Modélisation paramétrique

L'objectif est de permettre un dimensionnement rapide et qui prenne en compte, dans un premier temps, les trois aspects suivants : la capacité de puissance, l'intégration (masse et géométrie) et la fiabilité. Pour ce faire une approche de modélisation paramétrique est proposée. Une approche paramétrique consiste à développer des modèles génériques, qui sont représentatifs d'un cas donné par le biais de valeurs spécifiques attribuées aux paramètres les caractérisant. Par exemple, le paramètre caractéristique du modèle de simulation d'une inertie tournante est son moment d'inertie. En attribuant une valeur donnée à ce moment d'inertie, on caractérise le modèle, qui peut alors être utilisé pour procéder à des simulations dynamiques. Cette même inertie tournante peut être considérée d'un point de vue intégration géométrique. Dans ce dernier cas, on s'intéresse au modèle CAO de l'inertie, dont les paramètres caractéristiques sont les dimensions (par exemple : diamètre et longueur dans le cas d'un cylindre).

Typiquement, en conception préliminaire, l'intégration géométrique consiste à vérifier la compatibilité de l'enveloppe géométrique du système avec son environnement. Pour les systèmes embarqués, l'intégration inclut aussi généralement des considérations de masse. C'est pourquoi, cet aspect est abordé idéalement avec une description géométrique des composants (par exemple : modèles CAO) ainsi qu'une évaluation de leurs masses. Il est proposé ici d'appeler **paramètres d'intégration**, les paramètres définissant les enveloppes géométriques des composants (par exemple : diamètre, longueur, épaisseur) et leurs masses Figure 3.2-(1).



Figure 3.2 : Structure typique d'un modèle de composant. Exemple de la vis-à-rouleaux.

Comme il a été mentionné dans la section 1.5.3 du chapitre 1, la simulation inverse est portée par un modèle de simulation acausal du système, qui est obtenu en assemblant différents modèles de composants en suivant le schéma architectural du système. En début de développement et en particulier en conception préliminaire, peu de détails de conception sont connus et seule une description de haut niveau des composants est requise, notamment pour le dimensionnement en puissance et l'intégration. De surcroît, en présence de systèmes complexes, il peut être essentiel de réduire l'utilisation des ressources de calcul. C'est pourquoi, les modèles de simulation doivent être restreints aux principaux facteurs de consommation de puissance (par exemple : frottements, résistances électriques). Les phénomènes plus détaillés, causés par les constantes de temps électriques, les élasticités et les jeux mécaniques (etc.) peuvent être négligés dans un premier temps. Il est proposé ici d'appeler **paramètres de simulation**, les paramètres permettant de simuler le comportement des composants (par exemple : moment d'inertie, capacité thermique, rendement) Figure 3.2-(2).

Finalement, afin de vérifier la compatibilité d'un composant vis-à-vis du profil de mission, il est nécessaire de connaître son domaine de fonctionnement sûr (SOA). Il est proposé ici d'appeler **paramètres d'opération limite**, les paramètres qui décrivent le domaine de fonctionnement sûr (par exemple : effort et vitesse continues et transitoires maximales admissibles pour un composant mécanique) Figure 3.2-(3).

Malgré la réduction des modèles aux effets représentatifs pour le dimensionnement en puissance, le nombre des paramètres de modélisation peut être très élevé. Par exemple, dans le cadre du dimensionnement en puissance, le modèle de vis à bille et vis à rouleaux comptabilise (cf. section 3.2.4):

• 5 paramètres de simulation ;

- 6 paramètres d'intégration géométriques ;
- 3 paramètres de masse ;
- 5 paramètres d'opération limite.

Etant donné qu'un système est composé de multiples composants appartenant à différents domaines, la variété et le nombre de paramètres deviennent rapidement trop importants pour qu'ils puissent être manipulés efficacement. De cette façon, le modèle d'actionneur d'aileron de la figure 3.2 comptabilise un total de 75 paramètres pour des phénomènes électroniques, électriques, thermiques et mécaniques. De surcroît, la plupart de ces paramètres ne sont identifiés qu'à l'issue d'une définition détaillée des composants et ne sont par conséquent pas disponibles lors de la phase de conception préliminaire.

Afin de minimiser le nombre de paramètres que le concepteur doit renseigner dans un modèle, un sous-modèle de dimensionnement Figure 3.2-(4) a été implémenté. Ce sousmodèle de dimensionnement calcule tous les paramètres de simulation, d'intégration et d'opération limite à partir d'un nombre réduit de paramètres de conception de haut niveau que nous proposons d'appeler **paramètres de définition** Figure 3.2-(5). Afin d'aider le concepteur à spécifier ou à sélectionner des composants existants, les paramètres de définition sont les mêmes que ceux classiquement utilisés pour définir un composant et le sélectionner dans un catalogue constructeur. Par exemple, les paramètres de définition du modèle de vis à bille et vis à rouleaux de la figure 3.2 sont : la force de sortie nominale, le pas de vis, la course utile et la durée de vie pour les calculs de fiabilité. Les 19 paramètres de simulation, d'intégration et d'opération limite sont calculés à partir de ces quatre seuls paramètres de définition. Ce calcul est basé sur les lois d'échelle décrites dans la section 3.2. En d'autres termes, dans l'exemple des vis à billes et vis à rouleaux, les lois d'échelle développées permettent de diviser par quatre le nombre de paramètres à manipuler.

D'un côté, l'étude d'intégration vise à vérifier l'intégrabilité géométrique du système dans son environnement ainsi qu'à évaluer sa masse. D'un autre côté, la capacité des composants à opérer d'une manière sûre tout le long de leur vie opérationnelle est vérifiée en comparant les SOA des composants avec le profil de mission Figure 3.2-(6) et en calculant leur fiabilité Figure 3.2-(7). Ainsi, le concepteur peut ajuster le dimensionnement itérativement pour rester dans les SOA des composants et atteindre la fiabilité désirée, tout en assurant l'intégrabilité du système dans son environnement. Les paramètres de définition correspondant à une opération fiable et sûre donnée sont ainsi obtenus par itération. Ce travail itératif est guidé par le calcul des marges entre le profil de mission et les SOA des composants Figure 3.2-(8), ainsi que par le calcul des efforts nominaux Figure 3.2-(9), qui garantissent un fonctionnement sûr des composants tout au long de leur vie opérationnelle (typiquement avec une fiabilité de 90% pour les composants mécaniques). Il est important de noter, que l'utilisation de l'effort nominal dimensionnant n'a de sens que pour un composant opérant à l'intérieur de son SOA. De futurs travaux pourraient permettre d'automatiser les itérations en faisant appel à un outil d'optimisation, qui permettrait de converger automatiquement vers les valeurs des paramètres de définition satisfaisant les exigences opérationnelles, d'intégration et de fiabilité.

3.1.3. Choix de l'approche de modélisation

Un élément clé de l'approche de modélisation décrite dans la section 3.1.2 est le sousmodèle de dimensionnement, qui permet d'engendrer tous les paramètres de simulation, d'intégration et d'opération limite à partir d'un nombre limité de paramètres de définition. Il existe deux grands types d'approches pour obtenir les paramètres nécessaires à la modélisation : l'approche intégrateur et l'approche concepteur. L'approche intégrateur consiste à sélectionner des composants existant, alors que l'approche concepteur consiste à concevoir des composants spécifiques pour l'application.

L'approche intégrateur nécessite de disposer d'une base de données de composants consistante et à jour. La sélection de composants à partir de cette base de données est conduite sur des règles (par exemple : « rules of thumb »), des critères ou des algorithmes de sélection [Kim 1990 ; van de Straete 1998 ; Roos 2006]. De nombreux outils logiciels commerciaux ont été développés à partir de cette approche [ControlEng 2009 ; Copperhill 2009 ; Danaher 2009 ; Emerson 2009 ; Rexroth 2009 ; Rockwell 2009 ; Wittenstein 2009]. L'avantage de l'utilisation de bases de données est l'obtention de paramètres réalistes référant à des composants disponibles sur le marché. D'un autre côté, l'établissement et la maintenance de bases de données requiert beaucoup de travail. C'est pourquoi, les bases de données sont souvent limitées à un nombre réduit de technologies et les outils logiciels correspondant ciblent généralement un type d'application donné, qui ne répond pas forcément aux besoins du concepteur.

Une approche concepteur pure consiste à traduire les processus et les règles de conception sous la forme de programmes informatiques, qui guident le concepteur tout au long de la définition du composant. L'avantage de cette approche est qu'elle capitalise le savoir faire de conception. Cependant, elle nécessite l'intervention des spécialistes de chaque domaine concerné pour développer et manipuler les modèles. De plus, en phase de conception préliminaire, les détails requis par cette approche (par exemple : caractéristiques des matériaux) ne sont généralement pas encore disponibles.

Une autre approche, à la jonction entre l'approche intégrateur et l'approche concepteur, consiste à lier les paramètres de simulation, d'intégration et d'opération limite aux paramètres de définition par l'utilisation de techniques de régressions mathématiques (« fittage »). Cette approche supporte plus efficacement le processus de conception en évitant la manipulation de bases de données. D'un autre côté, cela nécessite de baser la régression sur des données récentes et consistantes et donc de l'actualiser régulièrement, afin de pouvoir obtenir une expression mathématique qui reflète fidèlement l'état de l'art technologique. Un autre inconvénient de cette approche est son absence de fondement physique. De ce fait, les relations mathématiques obtenues peuvent ne pas être valides en dehors de l'espace de définition couvert par les données fournies. Le dernier désavantage de cette approche est qu'elle ne permet pas de comprendre les phénomènes physiques qui dominent la conception.

L'approche proposée est basée sur les lois d'échelle pour lier entre eux les différents paramètres d'un modèle. L'un des principaux avantages de l'utilisation des lois d'échelle est l'absence de bases de données à développer et à actualiser. A la place, les lois d'échelle ne requièrent qu'une référence par modèle de composant pour refléter l'état de l'art d'une technologie donnée. Ainsi, l'outil développé est plus simple à manipuler et à actualiser. De plus, l'établissement des lois d'échelle basées sur les phénomènes physiques présents dans les composants, permet de faire ressortir les mécanismes dominant la conception d'un système. Un autre avantage est la possibilité d'atteindre le juste niveau de détail par des hypothèses de conception adéquates. Par exemple, l'hypothèse d'une gamme de produit obtenue par une variation homothétique des dimensions d'un composant est généralement mise en avant [Multon 2006]. En effet, cette hypothèse simplifie les relations entre les différents paramètres et est adapté à la phase de conception préliminaire, où un bas niveau de détails est requis. Ainsi l'utilisation des lois d'échelle se montre particulièrement avantageuse. Cependant, l'établissement de ces lois sur la base des phénomènes physiques, qui dominent le dimensionnement des composants, est une tâche difficile, qui nécessite une connaissance approfondie de ces composants et de leurs technologies, ainsi que des contraintes physiques les dimensionnant et limitant leur domaine de fonctionnement.

3.2. LOIS D'ECHELLE

3.2.1. Principe de base

Les lois d'échelle, aussi appelées lois de similitudes, sont un moyen efficace d'étudier les variations des paramètres d'un système. Elles sont utilisées dans différents domaines comme les microsystèmes, la mécanique, l'hydraulique et la mécanique des fluides. Elles servent aussi à comparer différentes technologies d'actionneurs, pour adapter les dimensions d'une maquette en dynamique des fluides, pour dimensionner des systèmes mécaniques, hydrauliques, électriques et rationaliser des gammes de produits [Ricci 1983 ; Jufer 1996 ; 1998 ; Ahmed 2004 ; Spinnler 2005 ; Multon 2006 ; Pahl 2007]. On utilisera ici la notation proposée par M. Jufer dans [Jufer 1998].

Le rapport d'échelle l^* d'un paramètre donné s'exprime de la manière suivante :

$$l^* = l'/l \tag{3.1}$$

où l est le paramètre pris comme référence et l' le paramètre étudié.

Les lois d'échelle sont développées ici pour des composants présentant une similarité géométrique.

L'hypothèse d'une variation homothétique des dimensions géométriques permet de lier entre eux tous les paramètres dimensionnels (par exemple : longueur et diamètre) par un seul rapport d'échelle [Multon 2006].



Figure 3.3 : Variation homothétique des dimensions d'un cylindre.

Pour un cylindre de rayon r et de longueur l (Figure 3.3), l'hypothèse d'une variation homothétique des dimensions conduit à l'expression suivante :

$$r^* = l^*$$
 (3.2)

qui permet d'exprimer l'évolution du volume V du cylindre

$$V^* = \frac{V'}{V} = \frac{\pi r^2 l}{\pi r'^2 l'} = r^{*2} l^* = l^{*3}$$
(3.3)

L'expression précédente reste vraie quelque soit la forme géométrique de l'objet. De la même façon que pour le volume, il est possible d'obtenir les expressions de la variation de la masse M et du moment d'inertie J du cylindre :

$$\begin{cases} M = \int \rho_m dV \Longrightarrow M^* = l^{*3} \\ J = \int r^2 dM \Longrightarrow J^* = l^{*5} \end{cases}$$
(3.4)

où ρ_m est la masse volumique du cylindre.

Pareillement, la variation de l'élasticité de torsion K, qui est fonction du moment quadratique polaire I_0 et du module de Coulomb G, devient

$$K = \frac{GI_0}{l} \Longrightarrow K^* = l^{*3} \tag{3.5}$$

Dans le cadre du dimensionnement en puissance, nous ne prenons pas en compte l'élasticité des composants de la transmission mécanique. Cependant, ce paramètre sera utile pour l'évaluation des performances en boucle fermée dans le chapitre 5.

Dans certains cas, il peut être difficile d'identifier et d'écrire d'une manière simple les équations liant les paramètres représentatifs d'un problème donné. Dans ces cas particuliers, il est toujours possible de procéder à une analyse dimensionnelle pour établir les lois d'échelle [Taylor 1974 ; Jufer 1996 ; Szirtes 1997 ; Barenblatt 2003].

Lors du changement d'échelle d'un composant, certaines contraintes physiques doivent être maintenues (par exemple : contrainte mécanique ou thermique). Le respect de ces contraintes permet d'assurer une utilisation et un fonctionnement adaptés du composant tout au long de sa durée de vie fonctionnelle. Les sections 3.2.2 et 3.2.3 suivantes développent les lois d'échelle pour trois exemples de composants en se basant sur ce dernier principe : les moteurs brushless, les réducteurs de vitesse et les vis à billes et à rouleaux.

3.2.2. Exemple de composant électrique : les moteurs brushless

Classiquement, dans les catalogues de constructeurs de moteurs électriques [Danaher 2000 ; Parvex 2006 ; ETEL 2007], le premier critère de sélection d'un moteur est le couple électromagnétique nominal $C_{em,nom}$. Ce critère de sélection garantit que le moteur ne dépassera pas ses limites de fonctionnement en régime permanent, c'est-à-dire qu'il ne s'échauffera pas au-delà d'une température maximale admissible d'opération. Pour cette raison, le couple nominal a été choisi ici comme étant le paramètre de définition à partir duquel les paramètres de simulation, d'intégration et d'opération limite seront calculés.

Il y a deux grands types de moteurs brushless, qui dominent le marché. Comme le montre la figure 3.4, le premier type est caractérisé par une forme cylindrique alors que le deuxième est caractérisé par une forme annulaire [Multon 2006].



Figure 3.4 : Moteurs brushless cylindrique (gauche) et annulaire (droite), basé sur [Multon 2006].

Les lois d'échelle développées pour les moteurs brushless cylindriques sont basées sur une évolution homothétique de toutes leurs dimensions, ainsi qu'un nombre de paires de pôles constant.

D'un autre côté, la conception des moteurs brushless annulaires est basée sur un assemblage de blocs élémentaires (figure 3.4). Ils ont de ce fait un nombre de paires de pôles variant proportionnellement avec le diamètre du moteur, ainsi qu'une épaisseur d'anneau demeurant constante lors d'une variation du diamètre.

3.2.2.1. Paramètre de définition

Le couple électromagnétique d'un moteur brushless obtenu par l'intégration des forces de Laplace apparaissant au niveau des conducteurs :

$$C_{em} = \int BJ_{el} r dV \tag{3.6}$$

où *B* est l'induction dans l'entrefer, J_{el} la densité de courant dans les conducteurs, *r* la distance par rapport à l'axe de rotation et *V* est le volume des conducteurs.

Cette intégrale donne en notation relative par rapport à une géométrie de référence :

$$C_{em}^{*} = \begin{cases} B^* J_{el}^* l^{*4} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ B^* J_{el}^* l^{*3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.7)

Les performances d'un moteur électrique sont essentiellement limitées par la capacité à évacuer la chaleur engendrée par les phénomènes dissipatifs. On distingue deux grands types de pertes de puissance dans les moteurs : les pertes liées à l'effet Joule (en Anglais : « copper losses ») et les pertes fer (en Anglais : « iron losses »). L'effet Joule est la manifestation thermique du passage d'un courant électrique à travers une résistance électrique. Les pertes fer rassemblent les pertes par hystérésis et les pertes par courant de Foucault (en Anglais : « Eddy current losses »). Les pertes par hystérésis sont liées au phénomène d'hystérésis entre l'induction et le chams magnétique. Le courant de Foucault est le courant induit dans un conducteur par la présence d'un champ magnétique variable. Au couple nominal et à vitesse nulle, les pertes du moteur sont essentiellement les pertes P_J liées à l'effet Joule dans les conducteurs :

$$P_J = \int \rho_{el} J_{el}^{2} dV \tag{3.8}$$

où ρ_{el} est la résistivité électrique des conducteurs.

Pour une résistivité constante, la variation des pertes Joule relatives lors d'un changement d'échelle peut être mise sous la forme suivante :

$$P_{J}^{*} = \begin{cases} J_{el}^{*2} l^{*3} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{cylindrique} \\ J_{el}^{*2} l^{*2} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{annulaire} \end{cases}$$
(3.9)

Si l'on néglige la résistance thermique de conduction dans un moteur électrique, les pertes thermiques ne sont évacuées vers l'extérieur que par convection naturelle en surface. En ramenant le comportement thermique du moteur à un simple modèle du premier ordre, son échauffement ΔT s'écrit de la manière suivante :

$$\Delta T = R_{th} P_J \tag{3.10}$$

où R_{th} est la résistance thermique équivalente en convection avec le milieu environnant du moteur.

avec

$$R_{th} = \alpha_{conv} / A \Longrightarrow R_{th}^* = l^{*-2}$$
(3.11)

où α_{conv} est le cœfficient de convection moyen et A la surface extérieure du moteur.

Un moteur électrique est dimensionné pour éviter un échauffement trop important des conducteurs, qui diminuerait considérablement la durée de vie, voire qui dégraderait irréversiblement leurs isolants [Jufer 1998].

Cette dernière contrainte fournit l'évolution suivante des pertes Joule :

$$P_J^* = R_{th}^{*-1} = l^{*2} \tag{3.12}$$

qui permet d'écrire l'évolution de la densité de courant :

$$J_{el}^{*} = \begin{cases} l^{*-1/2} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{cylindrique} \\ 1 & \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{annulaire} \end{cases}$$
(3.13)

Les moteurs électriques à aimants sont généralement dimensionnés pour disposer d'une induction moyenne élevée dans l'entrefer, que l'on considérera, à technologie d'aimants donnée, constante quelle que soit l'échelle. En effet, on a :

$$B \approx B_r \frac{L_A}{L_A + e_f} \tag{3.14}$$

où B_r est l'induction rémanente de l'aimant, L_A est la longueur de l'aimant vis-à-vis des champs magnétiques et e_f est l'épaisseur d'entrefer.

On suppose qu'il n'y a pas de chute de force magnétomotrice dans la culasse et que la perméabilité relative de l'aimant est égale à 1. On a donc $B^* = 1$ si $L_A^* = e_f^*$ (similitude géométrique) et $B_r^* = 1$ (même technologie d'aimant). On note que pour de tout petits moteurs, il est difficile de maintenir $e^* = L_A^*$, d'où une certaine limite pour l'évolution dans les toutes petites dimensions. Par conséquent, les expressions (3.7) et (3.13) permettent d'écrire :

$$C_{em,nom}^{*} = \begin{cases} l^{*3.5} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ l^{*3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.15)

3.2.2.2. Paramètres d'intégration géométrique et de masse

Les paramètres définissant l'enveloppe géométrique d'un moteur sont sa longueur l et son diamètre d, dont l'expression de l'évolution en fonction du paramètre de définition s'obtient en réécrivant l'équation (3.15) :

$$l^{*} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*1/3.5} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*1/3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.16)

avec (3.4), l'équation précédente permet d'aboutir à l'expression de l'évolution de la masse du moteur cylindrique.

En ne prenant en compte qu'une des dimensions, l'épaisseur du moteur annulaire restant constante, il est possible d'adapter l'expression (3.4) et d'exprimer l'évolution de la masse du moteur annulaire. Il en découle les expressions suivantes :

$$M^{*} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*3/3.5} & \text{cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*2/3} & \text{cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.17)

3.2.2.3. Paramètres d'opération limite

Les moteurs brushless sont caractérisés par deux zones de fonctionnement. La première zone définit le fonctionnement en régime permanent, dans laquelle le moteur peut fonctionner en continu sans risque de surchauffe. La deuxième zone définit le fonctionnement en régime transitoire, dans laquelle le moteur peut fonctionner sans dommage pendant un court instant seulement. La frontière de la zone de fonctionnement transitoire est définie par les contraintes mécaniques et magnétiques. D'un autre côté, la frontière de la zone de fonctionnement en régime permanent est définie par la contrainte thermique. D'autres contraintes apparaissent aussi dans les catalogues constructeurs : le courant, la tension ou la puissance maximale de l'électronique de puissance associée au moteur. La figure 3.5, ci-dessous, illustre les zones d'opération typiques des moteurs brushless cylindriques et annulaires dans le plan puissance couple-vitesse.



Figure 3.5 : Zones d'opération typiques des moteurs brushless cylindriques (haut) et annulaires (bas).

Pour certains moteurs cylindriques la vitesse maximale due aux contraintes mécaniques peut être bien plus basse que celle due aux contraintes thermiques. Dans la zone de fonctionnement en régime permanent restante, les pertes fer sont alors peu présentes et donnent un aspect carré à cette zone d'opération, c'est-à-dire un couple maximal admissible constant pour toutes les valeurs de vitesse en régime permanent. Pour cette raison et avec pour but de simplifier les calculs lors de la phase de sélection d'un moteur, de nombreuses publications font l'hypothèse d'un couple continu maximal admissible constant pour les moteurs brushless [van de Straete 1999 ; Roos 2006]. En réalité, l'étude de catalogues constructeurs [Danaher 2000 ; Parvex 2006 ; ETEL 2007] montre que peu de moteurs sont concernés par cette hypothèse simplificatrice. C'est pourquoi, les lois d'échelle développées ici prennent en compte à la fois les pertes Joule et les pertes fer pour définir les différentes limites d'opération des moteurs cylindriques et annulaires.

Le risque de démagnétisation des aimants permanents limite le champ d'induction et par la même limite le couple crête ou couple maximal admissible en régime transitoire. D'un autre côté, le dimensionnement de l'électronique de puissance est imposé par le courant maximal à fournir au moteur. C'est pourquoi, le dimensionnement de l'électronique de puissance associée au moteur peut aussi limiter le couple crête du moteur. L'étude des catalogues constructeurs montre que ces différents facteurs sont traités conjointement lors de la conception et que le couple crête apparaît proportionnel au couple maximal admissible en régime permanent :

$$C_{em,crête}^* = C_{em,nom}^* \tag{3.18}$$

A très haute vitesse, certains éléments du rotor, comme par exemple les aimants permanents, risquent de se décoller ou de se détériorer sous l'effet centrifuge. Ce phénomène limite mécaniquement la vitesse maximale $\omega_{tr,max}$ que peut atteindre le moteur en régime transitoire.

La contrainte mécanique σ_{centr} imposée par les effets centrifuges est exprimée par l'équation suivante :

$$\sigma_{centr} = \frac{\left(\rho_{m,aim} \, V_{aim}\right) \left(\omega^2 r_{aim}\right)}{S_{centr}} \tag{3.19}$$

où $\rho_{m,aim}$ est la masse volumique des aimants permanents, V_{aim} leur volume, S_{centr} la section contrainte par les effets centrifuges, ω est la vitesse de rotation du moteur et r_{aim} est la distance entre les aimants et l'axe de rotation. qui permet d'écrire

$$\sigma_{centr}^* = \omega^{*2} l^{*2}$$
(3.20)

Pour une contrainte mécanique donnée, l'expression précédente conduit à l'expression de l'évolution de la vitesse maximale admissible en régime transitoire suivante :

$$\omega_{tr,\max}^{*} = l^{*-1} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*-1/3.5} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*-1/3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.21)

Pour certains moteurs brushless, la limite de vitesse n'est pas imposée par le risque de décollement des aimants mais par un risque de surchauffe en régime permanent (Figure 3.5). Quand le moteur atteint la vitesse maximale en régime permanent $\omega_{per,max}$, l'échauffement n'est dû qu'aux pertes fer.

L'équation générale des pertes fer donnée dans [Grellet 1989] permet d'exprimer leur évolution sous la forme suivante :

$$P_{f}^{*} = f_{el}^{*b} M_{cond}^{*} = \begin{cases} f_{el}^{*b} l^{*3} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{cylindrique} \\ f_{el}^{*b} l^{*2} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{annulaire} \end{cases}$$
(3.22)

où f_{el} est la fréquence électrique du courant traversant les conducteurs, l'exposant *b* est une grandeur expérimentale et M_{cond} est la masse des conducteurs. D'après [Grellet 1989] *b* a pour valeur moyenne 1,5.

Le domaine de fonctionnement continu du moteur est limité par son échauffement et donc par ses pertes de puissance. A vitesse nulle et au couple nominal, le moteur est en limite du domaine de fonctionnement continu. A ce point de fonctionnement, les pertes fer sont nulles et l'ensemble des pertes de puissance du moteur sont dues à l'effet Joule. De la même façon, à la vitesse maximale admissible du domaine de fonctionnement continu, le couple du moteur est nul. En conséquence, en cet autre point à la limite du domaine de fonctionnement continu, l'ensemble des pertes de puissance du moteur sont dues aux pertes fer. Pour un échauffement maximal admissible donné, les pertes de puissance apparaissant à ces deux derniers points de fonctionnement continu limite sont égales. En égalisant les expressions (3.12) et (3.22) représentatives de l'évolution des pertes liées à l'effet Joule et des pertes fer, qui caractérisent les deux précédents points de fonctionnement, il vient :

$$f_{el,\max}^{*} = \begin{cases} l^{*-1/b} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ 1 & \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.23)

La fréquence électrique dans les conducteurs est liée à la vitesse de rotation du moteur par le nombre de paires de pôles. Le nombre de paires de pôles est supposé constant durant un changement d'échelle du moteur cylindrique et croissant proportionnellement avec le périmètre du moteur annulaire. La vitesse maximale admissible du moteur limitée par les pertes fer peut donc s'écrire :

$$\omega_{per,\max}^{*} = \begin{cases} f_{el,\max}^{*} & \text{cas du moteur brushless cylindrique} \\ f_{el,\max}^{*} l^{*-1} & \text{cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.24)

Les deux expressions précédentes permettent d'écrire :

$$\omega_{per,\max}^{*} = \begin{cases} l^{*-1/b} \\ l^{*-1} \end{cases} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*-1/3} & \text{cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*-1/3} & \text{cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.25)

3.2.2.4. Paramètres de simulation

Dans un contexte de dimensionnement en puissance en phase de conception préliminaire, le modèle de simulation d'un moteur brushless peut être réduit aux phénomènes dominants suivants :

- La transformation idéale de puissance électrique-mécanique,
- Le moment d'inertie *J* du rotor selon son axe de rotation,
- Les pertes Joule P_J et fer P_f limitant le domaine de fonctionnement continu [Grellet 1989 ; Jufer 1996],
- La résistance R_{th} et la capacité C_{th} thermiques traduisant, au même titre que la constante de temps thermique τ_{th} , l'échauffement sur la base d'un modèle simple du premier ordre.

L'évolution du moment d'inertie du rotor est obtenue, comme pour l'évolution de la masse, à partir de (3.4) et (3.16):

$$J^{*} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*5/3,5} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*4/3} \operatorname{cas} \operatorname{du} \operatorname{moteur} \operatorname{brushless} \operatorname{annulaire} \end{cases}$$
(3.26)

En régime permanent, les pertes totales P_{tot} sont la somme des pertes Joule et des pertes fer :

$$P_{tot} = \overline{\alpha C_{em}^2} + \overline{\beta \omega^b}$$
(3.27)

où α et β sont respectivement les coefficient des pertes Joule et des pertes fer.

L'expression précédente et celle des pertes Joule (3.12) permettent d'écrire :

$$\alpha^* = \begin{cases} l^{*-5} \\ l^{*-4} \end{cases} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*-5/3,5} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*-4/3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.28)

Comme mentionné précédemment, pour un échauffement maximal admissible donné, les pertes fer à la vitesse $\omega_{per,max}$ sont équivalentes aux pertes Joule au couple nominal et à vitesse nulle en régime permanent. Par conséquent, l'équation (3.27) conduit à l'expression du coefficient des pertes fer suivante :

$$\beta = \alpha \frac{C_{em,nom}^{2}}{\omega_{per,max}^{b}}$$
(3.29)

qui permet d'écrire

$$\beta^* = \begin{cases} l^{*3} \\ l^{*2+b} \end{cases} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*3/3,5} & \text{cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*\frac{2+b}{3}} & \text{cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.30)

Comme mentionné précédemment, la résistance thermique du moteur est proportionnelle à sa surface extérieure pour un coefficient de convection constant. De la même façon, la capacité thermique est proportionnelle à la masse. Il en découle les expressions suivantes :

$$R_{th}^{*} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*-2/3,5} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*-2/3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.31)

et

$$C_{th}^{*} = \begin{cases} C_{em,nom}^{*3/3.5} \text{ cas du moteur brushless cylindrique} \\ C_{em,nom}^{*2/3} \text{ cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.32)

La constante de temps thermique étant définie par le produit de la résistance et de la capacité thermiques, il vient :

$$\tau_{th}^* = \begin{cases} C_{em,nom}^{*1/3.5} & \text{cas du moteur brushless cylindrique} \\ 1 & \text{cas du moteur brushless annulaire} \end{cases}$$
(3.33)

3.2.3. Exemple de composant mécanique simple : le réducteur de vitesse

Il existe une grande variété de réducteurs de vitesse. Ce travail inclut les trois principaux types de technologies utilisées pour les actionneurs hautes performances. Premièrement, le classique et très répandu train planétaire. Deuxièmement, le réducteur à cloche déformable Harmonic Drive largement utilisé en robotique. Finalement, le réducteur cycloïdal moins répandu, mais présentant tout de même des caractéristiques intéressantes.

3.2.3.1. Paramètre de définition

Il est proposé ici de considérer deux paramètres de définition : le couple nominal à l'axe lent et le rapport de réduction. Un de ces paramètres est dimensionnant : le couple nominal à l'axe lent.

Lors du changement d'échelle des composants mécaniques en général et des réducteurs de vitesse en particulier, la contrainte mécanique est maintenue constante [Ricci 1992].

D'où

$$F^* = l^{*2} \Leftrightarrow C^* = l^{*3} \tag{3.34}$$

où F est la force transmise et C le couple transmis.

3.2.3.2. Paramètre d'intégration géométrique et de masse

Les paramètres définissant l'enveloppe géométrique d'un réducteur de vitesse sont sa longueur l et son diamètre d, dont l'expression de l'évolution en fonction du paramètre de définition s'obtient en réécrivant l'équation (3.34) :

$$l^* = C^{*1/3} \tag{3.35}$$

Avec (3.4), l'équation précédente permet d'écrire :

 $M^* = C^*$ (3.36)

3.2.3.3. Paramètres d'opération limite

Les performances limites des réducteurs de vitesse sont caractérisées par un couple maximal et une vitesse maximale. Le couple maximal admissible C_{max} est imposé au réducteur par ses limites en tenue mécanique, d'où

$$C_{\max}^* = C^*$$
 (3.37)

Les pertes par friction visqueuses augmentent avec la vitesse de rotation du réducteur causant une augmentation de sa température interne. Ce qui a pour conséquence de réduire l'épaisseur du film lubrifiant et d'amplifier les phénomènes de friction. Au-delà d'une température critique, ce phénomène cause des dommages irréversibles. Cette limite de vitesse ω_{max} liée une contrainte thermique est commune à de nombreux autres composants mécaniques comme les roulements, qui sont par ailleurs présents en nombre dans un réducteur de vitesse. Sur la base d'un rendement de fonctionnement supposé constant, dans une première approximation, la puissance dissipée est proportionnelle à la puissance mécanique transmise. En se basant sur une dissipation de la puissance thermique par conduction, la contrainte d'un échauffement maximal admissible constant lors d'un changement d'échelle conduit à l'expression suivante :

$$\Delta T^* R_{th}^{*-1} = \omega_{\max}^* C_{\max}^* \Longrightarrow \omega_{\max}^* = l^{*-1}$$
(3.38)

3.2.3.4. Paramètres de simulation

Dans le contexte présent de dimensionnement en puissance en phase de conception préliminaire, le modèle de simulation d'un réducteur de vitesse peut être réduit au phénomène fonctionnel suivant :

• Transformation de puissance rotation-rotation idéale.

D'un autre côté, le modèle de simulation peut être réduit aux phénomènes parasites suivants :

- Inertie totale des éléments rotatifs ramenée à l'arbre rapide (arbre d'entrée).
- Pertes renseignées par les rendements directs η_d et indirects η_i supposés constants.

Le rapport de transformation du réducteur est renseigné par le concepteur. Dans une première approximation, le rendement direct reste constant durant un changement d'échelle et le rendement indirect est calculé à partir du direct d'après l'équation conventionnelle suivante [Budynas 2007] :

$$\eta_i = 2 - 1/\eta_d$$
 (3.39)

L'évolution du moment d'inertie du rotor est obtenue, comme pour l'évolution de la masse, à partir de (3.4) et (3.35):

 $J^* = C^{*5/3}$

(3.40)

3.2.3.5. Combinaison d'étages de réduction

Afin d'atteindre des rapports de transmission élevés, plusieurs étages de réduction peuvent être combinés (Figure 3.6). L'analyse des catalogues constructeurs montre que chaque étage est limité par un rapport de réduction donné $k_{j,max}$ (par exemple : 10 pour les trains planétaires dans [Spinnler 2005 ; APEX 2009]) typiquement à cause des interférences géométriques.

De plus, le rapport de transmission total k_{tot} est supposé ici être réparti équitablement entre les différents étages de réduction.



Figure 3.6 : Exemple de l'architecture d'un réducteur de vitesse composé de trois étages pour un rapport de réduction de 1000.

Par conséquent, le nombre d'étages n d'un réducteur est obtenu en incrémentant sa valeur tant que la condition suivante reste fausse :

$$k_{tot}^{1/n} \le k_{j,\max} \tag{3.41}$$

Le nombre d'étages de réduction est un degré de liberté important dans la conception, qui doit être pris en compte par les lois d'échelle développées pour les réducteurs de vitesse.

D'un côté, le dimensionnement du dernier étage de réduction, celui le plus proche de la charge, est lié à sa tenue mécanique et les lois d'échelle développées dans les sections précédentes s'y appliquent sans changement. D'un autre côté, les couples transmis par les étages supplémentaires sont réduits significativement et il en découle un dimensionnement dominé par le phénomène de fatigue.

C'est pourquoi, les étages supplémentaires sont dimensionnés pour avoir la même durée de vie que le dernier étage vis-à-vis du phénomène de fatigue. En d'autres termes, on base le dimensionnement des étages de réduction supplémentaires sur la durée de vie du dernier étage. La durée de vie L_h d'un étage de réduction vis-à-vis de la fatigue peut être exprimée en fonction du couple nominal $C_{s,nom}$ sur l'arbre lent et de la vitesse nominale $\omega_{e,nom}$ sur l'arbre rapide correspondant à l'utilisation sur le cycle de mission de la manière suivante [Budynas 2007] (cf. section 4.2.3.2 du chapitre 4) :

$$L_h \propto C_{s,nom}^{-a} \omega_{e,nom}^{-1} \tag{3.42}$$

où a est une constante obtenue expérimentalement et variant entre 3 et 10/3 selon la technologie du réducteur de vitesse.

L'égalisation de la durée de vie du $j^{\text{ème}}$ étage de réduction, pour tout $j \ge 2$, avec celle du premier étage en prenant en compte le rapport de réduction de chaque étage ainsi que le rendement conduit à l'équation suivante :

$$C^{a}_{s,nom,j}\omega_{e,nom,j} = \left(\frac{C_{s,nom,n}}{k^{\frac{1-j}{n}}\eta^{n-j}_{d}}\right)^{a} k^{1-\frac{j}{n}}\omega_{e,nom,n}$$
(3.43)

où $C_{s,nom,j}$ est le couple nominal sur l'arbre lent de l'étage de réduction j, $\omega_{e,nom,j}$ est la vitesse sur l'arbre rapide de l'étage de réduction j, $C_{s,nom,n}$ est le couple nominal sur l'arbre lent du dernier étage de réduction, k est le rapport de réduction du réducteur, η_d est le rendement direct d'un étage de réduction, $\omega_{e,nom,1}$ est la vitesse nominale de l'arbre rapide du dernier étage de réduction.

En appliquant l'expression précédente aux différents étages du réducteur représenté sur la figure 3.6, on obtient :

$$\begin{cases} C_{s,nom,2}^{a}\omega_{e,nom,2} = \left(\frac{C_{s,nom,3}}{10\eta_{d}}\right)^{a} 10\omega_{e,nom,3} \\ C_{s,nom,1}^{a}\omega_{e,nom,1} = \left(\frac{C_{s,nom,3}}{100\eta_{d}^{2}}\right)^{a} 100\omega_{e,nom,3} \end{cases}$$
(3.44)

Chaque étage de réduction est choisi parmi une même gamme de réducteurs, qui sont tous construis pour une vitesse nominale donnée identique : la vitesse nominale de référence. Par conséquent, la vitesse nominale de l'arbre rapide est la même pour chaque étage. En réalité, en fonction du rapport de réduction, l'arbre rapide du premier étage tourne plus vite que celui du dernier étage. Ce qui impacte sa durée de vie, comme le reflète l'expression précédente, qui permet d'écrire :

$$C_{s,nom,j}^{*} = \frac{C_{s,nom,n}^{*}}{k^{\left(1-\frac{j}{n}\right)\left(1-\frac{1}{a}\right)}\eta_{d}^{n-j}}, j \ge 2$$
(3.45)

En appliquant l'expression précédente aux différents étages du réducteur représenté sur la figure 3.6 avec a = 3, on obtient :

$$\begin{cases} C_{s,nom,2}^{*} \approx \frac{C_{s,nom,3}^{*}}{4,6\eta_{d}} \\ C_{s,nom,1}^{*} \approx \frac{C_{s,nom,3}^{*}}{21,5\eta_{d}^{2}} \end{cases}$$
(3.46)

La contrainte de fatigue dans les étages supplémentaires peut rapidement être dépassée par les contraintes de fabrication ou même thermiques. Pour cette raison, il existe généralement une taille minimale l_{min} pour le dimensionnement des étages de réduction :

$$l_{j}^{*} = C_{j,nom}^{*1/3}, l_{j} \ge l_{\min}$$
(3.47)

La longueur totale du réducteur est la somme des longueurs de ses différents étages de réduction. L'analyse détaillée des catalogues constructeurs montre une tendance à rationaliser la fabrication en imposant des diamètres extérieurs identiques à tous les étages de réduction, c'est-à-dire égale au diamètre du premier étage en général. Les conditions précédentes fournissent l'expression suivante de la masse M_i d'un étage de réduction :

$$M_{j}^{*} = C_{1,nom}^{*2/3} l_{j}^{*}$$
(3.48)

La masse totale du réducteur est la somme des masses de ses différents étages de réduction. De la même façon que pour la masse, l'expression du moment d'inertie d'un étage de réduction peut s'écrire :

$$J_{j}^{*} = C_{1,nom}^{*4/3} I_{j}^{*}$$
(3.49)

En première approximation, le calcul de l'inertie totale ramenée à l'axe rapide du réducteur est basé sur une répartition égale du rapport de réduction global à tous les étages :

$$J_{eq}^{*} = \sum_{j=1}^{n} \frac{J_{j}^{*}}{k^{2\frac{j-1}{n}}}$$
(3.50)

Le rendement global direct est le produit des rendements des différents étages :

$$\eta_{d,tot} = \eta_{d,j}^n \tag{3.51}$$

D'un côté, la limite de couple maximal est donnée par le premier étage de réduction, où cette contrainte est maximale. D'un autre côté, la limite de vitesse est donnée par le dernier étage ou celle-ci est maximale. Par conséquent, il est proposé ici que les expressions de l'évolution du couple maximal (3.37) et de la vitesse maximale (3.38) soient respectivement appliquées au premier et au dernier étage de réduction.

3.2.4. Exemple de composant mécanique complexe : les vis à billes ou à rouleaux

Les vis à billes ou à rouleaux opèrent une transformation de puissance mécanique entre la translation et la rotation. La puissance mécanique est transmise entre l'écrou et la vis via des éléments roulants, qui peuvent être des billes ou des rouleaux. L'utilisation de rouleaux au lieu de billes permet d'augmenter la surface de contact et permet ainsi de transmettre des efforts plus importants. D'un autre côté, le rendement est réduit. Dans une première approximation, on ne prend pas en compte le pré-chargement des vis à billes et à rouleaux. Comme l'illustre la figure 3.7, les principaux composants des vis à billes et à rouleaux sont :

- La vis,
- L'écrou et
- Le palier.

Une vis à billes ou à rouleaux est caractérisée par différents modes de fonctionnement, selon que la vis ou l'écrou est en rotation [Karam 2007]. On se concentre ici sur le cas particulier où la vis tourne, l'écrou se translate et l'effort axial résultant sur la vis est transmis au palier, qui maintient l'assemblage en position.



Figure 3.7 : Principaux composants des vis à billes et à rouleaux.

Les vis à billes et à rouleaux transforment la puissance mécanique rotative en une puissance mécanique translative au niveau de l'écrou. Selon la réversibilité de ces vis, la transformation inverse est possible. Dans le contexte du dimensionnement en puissance en phase amont de développement, les vis à billes et à rouleaux sont supposées rigides, sujettes à des pertes dues aux phénomènes de friction, et sujettes au phénomène de stockage et de restitution d'énergie via ses inerties. En conséquence, nous proposons un modèle de simulation incluant l'aspect fonctionnel suivant : • La transformation de mouvement rotation-translation.

Du point de vue des phénomènes parasites, nous proposons d'inclure dans le modèle :

- Le moment d'inertie de la vis,
- Des efforts de friction dépendant du quadrant d'opération et
- L'inertie de translation de l'écrou.

Comme le met en évidence le schéma de la figure 3.8, le modèle de simulation proposé pour le dimensionnement en puissance et basé sur les aspects précédemment cités, requiert au total 5 paramètres de simulation. Le modèle de simulation proposé inclut aussi un modèle de roulement représentatif du palier. Ce dernier modèle a été développé sur la même approche que pour tout autre composant à part entière. Le dimensionnement du palier est guidé par la charge dynamique, qu'il subit pour maintenir l'assemblage de la vis à bille et à rouleaux en position dans son corps. Pour prendre en compte ces efforts, les modèles du roulement et de la transformation de mouvement sont pourvus d'un port de transmission d'efforts 3D, qui permet de simuler la transmission des forces axiales (une composante), et radiales (deux composantes). Ici, la force axiale est exprimée par F_a et la force radiale équivalente par F_r . A partir de l'information de ces forces, le modèle du roulement calcule la charge dynamique équivalente C_{dyn} de la manière suivante :

$$\begin{cases} C_{dyn} = X_1 F_r + Y_1 F_a, \text{ si } F_a / F_r \le e \\ C_{dyn} = X_2 F_r + Y_2 F, \text{ si } F_a / F_r > e \end{cases}$$
(3.52)

où X_1 , X_2 , Y_1 , Y_2 et *e* sont des coefficients constants, qui permettent de prendre en compte la géométrie du roulement dans le calcul de la charge dynamique équivalente. Dans le cas des roulements à billes, Y_2 et *e* ne sont plus constants et varient en fonction de l'intensité de l'effort radial [Budynas 2007 ; SKF 2009].



Figure 3.8 : Modèle de simulation proposé pour les vis à bille et à rouleaux.

3.2.4.1. Paramètre de définition

Il est proposé ici de considérer trois paramètres de définition : la force nominale de sortie, le pas de la vis et la course utile. Un de ces paramètres est dimensionnant : la force nominale de sortie.

Typiquement, dans les catalogues de constructeurs de vis à billes et à rouleaux [Rexroth 2008 ; SKF 2009], le critère principal de sélection est la force nominale de sortie F_{nom} . Afin d'aider le concepteur dans la démarche de sélection de composants industriels, ce dernier critère a naturellement été choisi comme paramètre de définition du modèle des vis à billes et à rouleaux.

3.2.4.2. Paramètres d'intégration géométrique et de masse

Comme pour les réducteurs de vitesse, les lois d'échelle des vis à billes et à rouleaux sont basées sur une contrainte mécanique maximale fixe.

Par conséquent, les évolutions des dimensions et des masses des différents éléments mécaniques constituant les vis à billes et à rouleaux, à l'exception de la vis, sont obtenues de la même façon que celles des réducteurs de vitesse et tout composant mécanique simple :

$$l^* = F_{nom}^{*1/2} \tag{3.53}$$

et

$$M^* = F_{nom}^{*3/2} \tag{3.54}$$

La longueur de la vis dépend de la course utile requise pour l'application, c'est pourquoi les lois d'échelle basées sur une relation homothétique entre toutes les dimensions géométriques ne peuvent lui être appliquées. Le modèle proposé prend en compte la course de la vis à bille ou à rouleaux comme paramètre de définition. Il est donc intéressant de disposer des lois d'échelle représentant l'évolution de la masse linéique M_l de la vis :

$$M_l = \int \rho_m dS \Longrightarrow M_l^* = l^{*2} = F_{nom}^*$$
(3.55)

où ρ_m est la masse volumique de la vis et *S* sa section.

La masse de la vis est ensuite calculée en multipliant sa masse linéique par sa longueur totale. La longueur totale de la vis est la somme de sa course, de la longueur de l'écrou et de la longueur du palier. Finalement, la masse totale de la vis à billes ou à rouleaux est obtenue en faisant la somme des masses de ces différents composants (vis, écrou et palier).

3.2.4.3. Paramètres d'opération limite

Les vis à billes et à rouleaux sont sensibles aux déformations locales et l'effort statique maximal de sortie $F_{max,0}$ est proportionnel à la force nominale dimensionnante :

 $F_{\max,0}^* = F_{nom}^*$

Un autre facteur limitant l'effort maximal de sortie est le risque de flambage (en Anglais : « buckling ») de la vis. L'effort maximal qui peut être appliqué à la vis sous l'angle du risque de flambage est obtenu à l'aide d'un calcul usuel du premier mode de déformation (Euler) d'un cylindre monté sur deux supports simples. A cause d'une possible imprécision dans le montage, le résultat du calcul précédemment mentionné est généralement pondéré par un coefficient compris entre 3 et 5. A cela un facteur de montage est généralement ajouté, afin d'adapter le résultat à différentes configurations de montages possibles.

Aux hautes vitesses, l'imperfection de l'équilibrage de la vis peut causer des vibrations transversales endommageantes. La vitesse maximale de rotation correspondante est obtenue à l'aide de calculs standards du premier mode de vibration transversale d'un cylindre monté sur deux supports simples. Des facteurs de sécurité et de montage sont appliqués aux résultats des calculs précédents pour prendre en compte les imprécisions et des différentes possibilités de montage. L'autre limite de vitesse de la vis à billes ou à rouleaux est liée au mécanisme de l'écrou, et plus exactement à la limite de vitesse des éléments roulants de l'écrou.

Les lois d'échelle, ci-après, reflètent les limites de vitesse précédentes en incluant les facteurs de sécurité déjà présents dans la référence. La limite de vitesse de la vis à bille ou à rouleaux est donnée par la limite la plus basse, c'est-à-dire la plus restrictive.

$$\begin{cases} \omega_{\max,vib}^{*} = k_m F_{nom}^{*1/2} l_s^{*-1} \\ \omega_{\max,nut}^{*} = F_{nom}^{*-1/2} \end{cases} \text{ et } \omega_{\max}^{*} = \min(\omega_{\max,vib}^{*}; \omega_{\max,nut}^{*}) \end{cases}$$
(3.57)

où ω_{max} est la limite de vitesse de la vis, $\omega_{max,vib}$ est la limite de vitesse de la vis due aux vibrations, $\omega_{max,nut}$ est la limite de vitesse de la vis due à la vitesse maximale admissible des éléments roulants de l'écrou, l_s est la longueur totale de la vis et k_m est le facteur de montage.

3.2.4.4. Paramètres de simulation

Les paramètres de simulation du modèle proposé pour les vis à billes et à rouleaux sont :

- L'inertie en translation ou masse de l'écrou,
- Les moments d'inertie de la vis et de l'écrou,
- Les rendements directs et indirects de l'assemblage.

La masse en translation (inertie) de l'écrou est obtenue à partir de l'expression (3.54). Le moment d'inertie de l'écrou est obtenu de la même façon que pour la plupart des composants mécanique simple, comme le réducteur de vitesse. Ainsi, l'expression du moment d'inertie de l'écrou J_n s'obtient en réécrivant l'équation (3.40) de la manière suivante :

$$J_n^* = F_{nom}^{*5/2} \tag{3.58}$$

Le moment d'inertie de la vis dépend de sa longueur et donc de la course utile. Par conséquent, pareillement au calcul de la masse de la vis, il est intéressant d'exprimer le moment d'inertie linéique de la vis J_l dans un premier temps. Puis de multiplier le résultat par la longueur totale de la vis afin d'en déduire le moment d'inertie, dans un deuxième temps.

$$J_{l} = \int \rho_{m} r^{2} dS \Longrightarrow J_{l}^{*} = l^{*4} = F_{nom}^{*2}$$
(3.59)

Les rendements directs et indirects des vis à billes et à rouleaux dépendent essentiellement des frictions de roulement. Une analyse statique de la vis et de l'écrou montre que ces rendements sont fonction du frottement de contact entre la vis et les billes ou les rouleaux de l'écrou et de la tangente à l'angle d'hélice des filets de la vis. Un coefficient de friction équivalent est identifié a partir de mesures et en supposant un modèle de friction de vis à glissement (ACME) standard. Typiquement, le coefficient de friction équivalent se situe entre 0,0008 et 0,0065 pour les vis à billes et entre 0,038 et 0,01 pour les vis à rouleaux. La tangente de l'hélice peut être exprimée en fonction du pas et du diamètre nominal de la vis. Au final, les rendements direct et indirect peuvent être exprimés en fonction du coefficient de frottement, du pas et du diamètre de la vis [Rexroth 2008 ; SKF 2009].

3.2.5. Validation

Les lois d'échelle établies dans les sections 3.2.2, 3.2.3 et 2.4 et résumées dans la section 3.2.6 sont comparées ici aux données de catalogues constructeur [Danaher 2000 ; HD 2005 ; Sumitomo 2005 ; Parvex 2006 ; ETEL 2007 ; APEX 2009 ; SKF 2009] pour validation. Les figures 3.9 à 3.13 montrent les résultats dans des graphes log-log, qui ont l'avantage de pouvoir couvrir de nombreuses décades et de représenter les lois en puissance par des droites.

Les figures 3.9 à 3.11 valident les lois d'échelle établies pour la masse et l'inertie des réducteurs de vitesse et des moteurs brushless. La dispersion observée en début de gamme des moteurs annulaires traduit le fait que le constructeur n'a pas conçu toute sa gamme de produit à partir d'un changement d'échelle homothétique. En effet l'étude du catalogue correspondant montre que le constructeur n'a pas allongé la structure des moteurs homothétiquement avec les autres dimensions, mais a préféré étirer chaque moteur de diamètre donné, pour couvrir une plus grande gamme de besoins. Comme le mentionne B. Multon dans [Multon 2006], ce choix répond à la demande du marché pour des fortes capacités de couple tout en cherchant à minimiser les coût de production. En effet, pour accroître le couple, en conservant les mêmes dimensions radiales (mêmes tôles notamment), le constructeur peut allonger la structure du moteur. Il peut également changer les dimensions radiales. De la même façon, on observe que l'épaisseur de l'anneau n'est pas constante mais croît discrètement avec le diamètre. En outre, la figure 3.9 montre que les différentes technologies de réducteurs ont des couples massiques comparables, même si les réducteurs Harmonic Drive se distinguent sur ce point et sont suivis de près par les réducteurs cycloïdaux. Les données concernant les moteurs cylindriques incluent le corps du moteur, ce qui n'est pas le cas des moteurs annulaires qui s'en retrouvent sensiblement avantagés du point de vue de la donnée de masse.



Figure 3.9 : Masse en fonction du couple nominal électromagnétique des moteurs brushless et du couple nominal sur l'arbre lent des réducteurs de vitesse.



Figure 3.10 : Moment d'inertie du rotor en fonction du couple nominal électromagnétique des moteurs brushless et moment d'inertie de l'arbre rapide en fonction du couple nominal sur l'arbre lent des réducteurs de vitesse.



Figure 3.11 : Élasticité de torsion réfléchie sur l'arbre lent en fonction du couple nominal sur l'arbre lent des réducteurs de vitesse.



Figure 3.12 : Constante de temps thermique des moteurs brushless en fonction du couple nominal électromagnétique.

La figure 3.12 montre que les données constructeur suivent globalement les tendances tracées par les lois d'échelle pour les paramètres de simulation thermiques des moteurs

brushless. On remarque sur la figure 3.12 que la gamme de moteurs annulaires est caractérisée par environ huit constantes de temps différentes. Ce qui s'explique par le fait que cette gamme n'a pas été basée sur un changement d'échelle homothétique, mais pour huit épaisseurs d'anneaux distinctes sur toute la gamme.

De la même façon, la figure 3.13 confirme globalement les lois d'échelles établies pour la vitesse de rotation maximale. On remarque cependant que les moteurs annulaires ayant un couple nominal de plus de 40 Nm environ ne sont pas limités en vitesse par leurs pertes fer. L'observation du catalogue constructeur montre que ces moteurs sont en réalité limités par la tension maximale à leurs bornes. La limite de vitesse imposée par cette tension maximale est représentée en pointillé sur la figure 3.13. On peut supposer ici que ce choix résulte de la rationalisation de la gamme d'électronique de puissance associée aux moteurs. Les lois d'échelle développées ici, ont pour but de représenter les caractéristiques intrinsèques des composants. De ce fait, il est préférable de ne considérer que la loi d'échelle donnant la limite en vitesse des moteurs annulaires vis-à-vis des pertes fer.



Figure 3.13 : Vitesse maximale du rotor des moteurs brushless en fonction du couple nominal électromagnétique et vitesse maximale de l'arbre rapide des réducteurs de vitesse en fonction du couple nominal sur l'arbre lent.

En plus de valider les lois d'échelle présentées, les figures précédentes mettent en avant les caractéristiques supérieures de la technologie Harmonic Drive pour les réducteurs de vitesse, notamment du point de vue masse et élasticité de torsion. On remarque cependant, que les réducteurs Harmonic Drive sont suivis de près par les réducteurs cycloïdaux, qui apparaissent comme une alternative intéressante pour les actionneurs hautes performances.

De la même façon que pour les moteurs brushless et les réducteurs de vitesse, les lois d'échelle établies ici pour les vis à billes et à rouleaux sont comparées aux données constructeurs [Rexroth 2008 ; SKF 2009] dans les figures 3.14 à 3.17. Il apparaît distinctement une limite à la validité des lois d'échelle pour les roulements et les paliers. Cette limite se situe à de très hautes valeurs de l'effort dimensionnant pour les roulements, et à de très basses valeurs pour les paliers. A un dimensionnement particulièrement petit ou grand, les contraintes dimensionnantes peuvent changer. Par exemple, avec une charge dynamique dimensionnante inférieure à $6 \ 10^3$ N, les paliers sont bien plus petits qu'indiqué par la loi d'échelle établie ici. Puisqu'il est difficile et coûteux de fabriquer de très petits composants, qui risquent de ne concerner qu'un marché de niche, cet écart par rapport à la loi d'échelle établie peut être expliqué par des limites de taille dues aux contraintes de fabrication. Afin, de prendre en compte ce type de limite de la validité des lois d'échelle établies, une vérification des paramètres de définition en fonction des largeurs de gammes des constructeurs a été implémentée dans la structure générale proposée pour la modélisation des composants Figure 3.2-(10).



Figure 3.14 : Masse des roulements à une rangée de billes en fonction de la charge dynamique.



Figure 3.15 : Masse des paliers en fonction de la force nominale de sortie des vis à billes et à rouleaux.



Figure 3.16 : Masse des écrous en fonction de la force nominale de sortie des vis à billes et à rouleaux.



Figure 3.17 : Masse linéique des vis en fonction de la force nominale de sortie pour les vis à billes et à rouleaux.

Bien que les figures précédentes valident les lois d'échelle préalablement développées, il apparaît fréquemment une gamme de produits dispersés autour de la droite (dans un plan log-log) définie par la loi d'échelle et la référence. Cette apparente dispersion est due à la tendance des constructeurs à étendre leur gamme de produits en faisant varier certaines dimensions indépendamment des autres. Cependant, sur une grande échelle de variation, les proportions sont globalement maintenues et les lois d'échelle sont suivies. Dans tous les cas, toutes les lois d'échelle présentées conduisent à un produit existant ou concevable. Finalement, il est important de garder à l'esprit que la validité des lois développées couvre généralement plus de trois décades, alors que l'exploration de l'espace de solution d'un actionneur en couvre rarement plus d'une.

3.2.6. Bilan et tableaux de synthèse

L'approche de modélisation proposée ici et décrite dans la section 3.1.2 implique l'implémentation d'un sous-modèle de dimensionnement dans le modèle de chaque composant (cf. Figure 3.2). Les sous-modèles de dimensionnement sont basés sur les lois d'échelle développées dans les sections 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 et 3.2.4 précédentes et résumées dans les tableaux 3.1, 3.2 et 3.3 suivants.

Paramètre	Unité	Moteur cylindrique	Moteur annulaire	Eq.
Paramètre de définition				
Couple électromagnétique nominal	Nm	$C^*_{em,nom} = l^{*3.5}$	$C^*_{em,nom} = l^{*3}$	(3.15)
Paramètres d'intégration				
Longueur et diamètre	т	$l^* = C_{em,nom}^{*1/3.5}$	$l^* = C_{em,nom}^{*1/3}$	(3.16)
Masse	kg	$M^* = C_{em,nom}^{*3/3.5}$	$M^* = C_{em,nom}^{*2/3}$	(3.17)
Paramètres de simulation				
Moment d'inertie	$kg.m^2$	$J^* = C_{em,nom}^{*5/3.5}$	$J^{*} = C^{*4/3}_{em,nom}$	(3.13)
Coefficient de pertes Joule	$W/(Nm)^2$	$\alpha^* = C_{em,nom}^{*-5/3.5}$	$\alpha^* = C_{em,nom}^{*-4/3}$	(3.28)
Coefficient de pertes fer	W/(rad/s) ^b	$\beta^* = C_{em,nom}^{*3/3.5}$	$\beta^* = C_{em,nom}^{*(2+b)/3}$	(3.30)
Resistance thermique	K/W	$R_{th}^* = C_{em,nom}^{*-2/3.5}$	$R_{th}^* = C_{em,nom}^{*-2/3}$	(3.31)
Capacité thermique	J/K	$C_{th}^* = C_{em,nom}^{*3/3.5}$	$C_{th}^* = C_{em,nom}^{*2/3}$	(3.32)
Constante de temps thermique	S	$ au_{th}^{*} = C_{em,nom}^{*1/3.5}$	$\tau_{th}^* = 1$	(3.33)
Paramètres d'opération limite				
Couple crête	Nm	$C^*_{em,cr\hat{e}te} = C^*_{em,nom}$	$C^*_{em,cr\hat{e}te} = C^*_{em,\max}$	(3.18)
Vitesse max. admissible en régime transitoire	rad/s	$\omega_{abs,\max}^* = C_{em,nom}^{*-1/3.5}$	$\omega_{abs,\max}^* = C_{em,nom}^{*-1/3}$	(3.21)
Vitesse max. continue (pertes fer)	rad/s	$\omega_{cont,\max}^* = C_{em,nom}^{*\frac{-1}{3,5b}}$	$\omega_{cont,\max}^* = C_{em,nom}^{*-1/3}$	(3.25)

Tableau 3.1 : Lois d'échelle établies pour les moteurs brushless.

Paramètre	Unité	Réducteur de vitesse		
Paramètre de définition				
Couple nominal de sortie (axe lent)	Nm	$C_{s,nom}^* = l^{*3}$	(3.35)	
		$C_{s,nom,j}^{*} = \frac{C_{s,nom,n}^{*}}{k^{\left(1-\frac{j}{n}\right)\left(1-\frac{1}{a}\right)}\eta_{d}^{n-j}}, \ j \ge 2$	(3.45)	
Paramètres d'intégration				
Longueur et diamètre	т	$d^* = C_{s,nom}^{*1/3}$	(3.35)	
		$l_j^* = C_{s,nom}^{*1/3}, l_j \ge l_{j,\min}$	(3.47)	
		$l_{tot} = \sum_{i=1}^{ns} l_j$	(-)	
Masse	kg	$M_n^* = C_{s,nom}^*$	(3.36)	
		$M_{j}^{*} = C_{s,nom}^{*2/3} I_{j}^{*}, \ j \ge 2$	(3.48)	
		$M_{tot} = \sum_{i=1}^{n} M_{j}$	(-)	
Paramètres de simulation				
Moment d'inertie	$kg.m^2$	$J_n^* = C_{s,nom}^{*5/3}$	(3.40)	
		$J_{i}^{*} = C_{s,nom}^{*4/3} J_{i}^{*}, i \ge 2$	(3.49)	
		${J}_{eq}^{*} = \sum_{j=1}^{n} rac{{J}_{j}^{*}}{{k}^{2rac{j-1}{n}}}$	(3.50)	
Élasticité de torsion	Nm/rad	$K_n^* = C_{s,nom}^*$	(-)	
		$K_{j}^{*} = C_{s,nom}^{*4/3} I_{j}^{*-1}, \ j \ge 2$	(-)	
		$K_{j,eq} = \frac{K_j}{k^{\frac{2^{j-1}}{n}}}$	(-)	
		$K_{eq} = \prod_{j=1}^{n} K_{j,eq} / \sum_{j=1}^{n} K_{j,eq}, \ j \ge 2$	(-)	
Rendement direct	-	$\eta_{tot,d} = \eta_{j,d}^n$	(3.51)	
Rendement indirect	-	$\eta_{tot,i} = 2 - 1/\eta_{tot,d}$	(3.39)	
Paramètres d'opération limite				
Couple maximal	Nm	$C^*_{\max} = C^*_{1,nom}$	(3.37)	
Vitesse maximale	rad/s	$\omega_{\max}^* = C_{s,nom}^{-1/3}$	(3.38)	

Tableau 3.2 : Lois d'échelle établies pour les réducteurs de vitesse.

Paramètre	Unité	Roulements (incl. paliers)	Eq.	Vis à billes et à rouleaux (écrou et vis)	Eq.
Paramètre de définition	Ν	Charge dynamique nominale $F_{nom}^* = l^{*2}$	(3.53)	Force de sortie nominale $F_{nom}^* = l^{*2}$	(3.53)
Paramètres d'intégration					
Longueur, diamètre	т	$l^* = F_{nom}^{*1/2}$	(3.53)	$l^* = F_{nom}^{*1/2}$	(3.53)
Masse	kg	$M^* = F_{nom}^{*3/2}$	(3.54)	$M^* = F_{nom}^{*3/2}$	(3.54)
Masse par unité de longueur	kg/m	-	-	$M_l^* = F_{nom}^*$	(3.55)
Paramètres de simulation					
Moment d'inertie	$kg.m^2$	-	-	$J^* = F_{nom}^{*5/2}$	(3.58)
Moment d'inertie par unité de longueur	kg.m	-	-	$J_{l}^{*} = F_{nom}^{*2}$	(3.59)
Paramètres d'opération limite					
Force maximale	Ν	$F_{\max}^* = F_{nom}^*$	(3.56)	$F_{\max}^* = F_{nom}^*$	(3.56)
Vitesse angulaire maximale	rad/s	$\omega_{\max}^* = F_{nom}^{*-1/2}$	(3.57)	$\omega_{\max,vib}^* = k_m \cdot F_{nom}^{*1/2} I_s^{*-1}$ $\omega_{\max,nut}^* = F_{nom}^{*-1/2}$	(3.57)

Tableau 3.3 : Lois d'échelle établies pour les roulements et les vis à billes et à rouleaux.

Avec l'approche de modélisation proposée, nous avons pu développer des modèles pour le dimensionnement et la simulation, qui ne nécessitent qu'un nombre réduit de paramètres à manipuler par le concepteur. Le tableau 3.4 liste et totalise les quantités des différents types de paramètres nécessaires au dimensionnement en puissance des moteurs brushless, des réducteurs de vitesse et des vis à billes ou à rouleaux. En comparant le nombre élevé de paramètres requis avec le nombre réduit de paramètres de définition, que le concepteur doit effectivement manipuler, le tableau 3.4 met clairement en évidence l'intérêt de l'approche de modélisation proposée.

Tableau 3.4 : Paramètres des moteurs brushless, réducteurs de vitesse et vis à billes et à rouleaux.

Paramètre \ Composant	Moteur brushless	Réducteur de vitesse	Vis à billes et à rouleaux
Entrée : Définition	1	2	3
Sortie : (automatiquement calculés)			
Intégration	3	3	9
Opération limite	3	2	5
Simulation	5	3	5
Total	11	8	19

D'un côté, le développement des lois d'échelle des moteurs brushless et des réducteurs de vitesse a permis d'illustrer l'application de la méthode proposée avec des composants simples, dans une première approximation. D'un autre côté, l'exemple des lois d'échelle pour le modèle des vis à billes et à rouleaux a permis de montrer comment l'approche proposée peut aussi être efficacement appliquée à des composants plus complexes, dans le sens où ces composants sont composés de plusieurs éléments qu'il faut dimensionner et simuler en partie séparément. Précédemment, la comparaison entre les données constructeurs et les lois d'échelle établies a validé ces dernières sur des variations de paramètres de définition de plus de trois décades en général. Ceci confirme l'intérêt de leur utilisation pour l'exploration de l'espace de solution d'un actionneur, qui couvre rarement plus d'une décade de variation d'un paramètre de définition.

Finalement, la méthodologie présentée ici ne se limite pas aux quatre composants présentés ici pour l'illustrer. Les annexes présentent ainsi les mêmes types de résultats pour d'autres composants (roue/vis-sans-fin).

3.3. GRANDEURS DIMENSIONNANTES

3.3.1. Grandeurs dimensionnantes

Les grandeurs dimensionnantes sont calculées à partir du cycle de mission et caractérisent les points de fonctionnement nominaux des composants. La correspondance entre les grandeurs dimensionnantes et les paramètres de définition garantit un fonctionnement sûr tout au long de la durée de vie opérationnelle, à condition de rester dans la SOA (voir section 3.1.2). Pour illustrer le calcul de ces grandeurs, on prendra ici les exemples du couple nominal sur l'axe lent des réducteurs de vitesse et du couple RMS (« Root Mean Square ») des moteurs électriques.

3.3.2. Couple nominal des réducteurs de vitesse

Dans la plupart des cas, ni l'effort de charge, ni la vitesse d'opération ne sont constants. Il faut donc, à partir du profil de mission, pouvoir calculer l'effort constant équivalent ou effort nominal f_{nom} , qui est la grandeur dimensionnante représentative du phénomène de fatigue. Le calcul de l'effort nominal est basé sur l'hypothèse de la commutativité et de la linéarité des dommages aussi appelé loi de Palmgren-Miner [Budynas 2007] (cf. chapitre 4 section 4.2.1), qui permet d'écrire

$$f_{nom} = \left(\frac{1}{(t_f - t_0)v} \int_{t_0}^{t_f} \left| f(t)^a v(t) \right| dt \right)^{1/a}$$
(3.60)

où t_0 est le temps au début du cycle de mission, t_f est le temps à la fin du cycle de mission, et \overline{v} est la vitesse moyenne.

Expérimentalement, il a été établi que le paramètre a vaut 3 pour les roulements à billes [Budynas 2007]. Les réducteurs cycloïdaux sont constitués d'un grand nombre de roulements. En supposant, que la capacité de charge nominale de ces réducteurs est limitée par les roulements, la constante a associée à ces réducteurs vaut donc 3. Ce qui, à partir de l'équation précédente, conduit au calcul du couple nominal sur l'axe lent $C_{2,nom}$ suivant :

$$C_{2,nom} = \sqrt[3]{\frac{1}{(t_f - t_0)\omega_1}} \int_{t_0}^{t_f} |C_2(t)|^3 \omega_1(t)| dt$$
(3.61)

où ω_1 est la vitesse de l'axe rapide, C_2 est le couple sur l'axe lent et $\overline{\omega_1}$ est la vitesse moyenne de l'axe rapide sur le cycle de mission.

Le résultat précédent est confirmé par les formules de calcul renseignées dans les catalogues constructeurs de réducteurs cycloïdaux (par exemple : [Sumitomo 2005]).

3.3.3. Couple RMS et modèles thermiques des moteurs électriques

Le couple RMS est l'image de l'échauffement du moteur dû aux pertes Joule en régime permanent. Dans un premier temps, on néglige donc les pertes fer. Le bon fonctionnement d'un moteur électrique en régime permanent est largement conditionné par la tenue en température des isolants du bobinage et des matériaux d'agglomération et d'imprégnation [Lacroux 1994]. Dans ce sens, le couple RMS reflète la température interne du moteur. Classiquement, le calcul de ce couple est basé sur les hypothèses suivantes :

- La température ambiante est fixe,
- Les pertes Joule sont prépondérantes et
- En moyenne, le couple électromagnétique est sollicité sur des périodes de temps significativement longues par rapport à la constante de temps thermique du moteur et la température induite reste relativement bien lissée.

Pour bien saisir l'importance de cette dernière hypothèse, il est intéressant de considérer les deux types de profil de mission distincts représentés sur la figure 3.18. Le profil continu (A) de la figure 3.18 sollicite répétitivement, continuellement et sur de longues durées le moteur électrique en couple. Ce type de profil est représentatif d'une application industrielle traditionnelle (par exemple : chaîne de production). La sollicitation répétitive du moteur sur une durée supérieure à celle de sa constante de temps thermique conduit le moteur à atteindre une température d'équilibre T_{eq} .



Figure 3.18 : Couple électromagnétique et température interne d'un moteur brushless en fonction du temps pour un profil de mission d'apparence continue.
La puissance Joule dissipée P_J est donnée par le carré de l'intensité du courant traversant les conducteurs du moteur et la résistivité électrique des conducteurs du moteur. La puissance Joule dissipée est donc elle-même proportionnelle au couple électromagnétique au carré (cf. section 3.2.2.1). Le couple RMS C_{RMS} est la racine carré de la moyenne du couple électromagnétique au carrée [Groß 2001] :

$$C_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{(t_f - t_0)} \int_{t_0}^{t_f} C_{em}(t)^2 dt}$$
(3.62)

Le couple RMS reflète donc l'échauffement du moteur. Par conséquent, le couple RMS est un indicateur bien adapté aux applications industrielles traditionnelles, qui sont caractérisées par un cycle continuellement répété sur de longues durées.

Le profil de la figure 3.19 sollicite éventuellement répétitivement, mais de façon discontinue le moteur électrique en couple. En d'autres termes, les durées de sollicitations en couple sont plus courtes que la constante de temps thermique du moteur. Si bien que le moteur n'atteint pas de température d'équilibre. Ce type de profil est plus représentatif des missions d'actionneurs embarqués, dont les périodes de sollicitations peuvent être relativement courtes.



Figure 3.19 : Couple électromagnétique et température interne d'un moteur brushless en fonction du temps pour un profil de mission d'apparence discontinue.

Dans ce dernier cas, le calcul de couple RMS traditionnel n'est pas représentatif de la température de fonctionnement du moteur. Cependant, il n'y a pas aujourd'hui d'équivalent au couple RMS pour refléter la température du moteur dans le cas d'un profil de mission de type (B). Pour palier à cette lacune, il est proposé d'étendre au cas du couple moteur requis l'approche proposée par [Nfonguem 2006] pour le calcul de la puissance requise. Ce qui conduit à définir le couple filtré $C_{RMS,\tau th}$ image de la température maximale du moteur durant un profil de mission donné. Dans une première approximation, le comportement thermique du moteur est associé à un modèle du premier ordre (cf. section 3.2.2). Sur cette base, le calcul du couple $C_{RMS,\tau th}$ est :

$$C_{RMS,\tau_{th}} = \max\left(\sqrt{L^{-1}\left\{\frac{C_{em}^{2}(p)}{1+\tau_{th}.p}\right\}}\right)$$
(3.63)

où p est la variable complexe de Laplace.

Le choix de considération du couple RMS moyenné classique ou du couple filtré proposé doit être fait en fonction de la dynamique du couple lors de la mission de l'actionneur. Dans le cas d'un profil de mission répété continuellement ou sur une durée plus grande que la constante de temps thermique du moteur électrique (par exemple : profil de la figure 3.18), le couple RMS moyenné est le plus représentatif de la contrainte thermique du moteur. Dans le cas d'un profil de mission apparaissant discontinu, c'est-à-dire avec un intervalle de temps significatif entre les sollicitations en effort (par exemple : profil de la figure 3.19), le couple RMS filtré est le plus représentatif de la contrainte thermique du moteur.

Une augmentation de la température ambiante a pour effet de diminuer la dissipation thermique par convection du moteur. Il est donc important de prendre en compte cet aspect dans le calcul du couple RMS. Pour une température de fonctionnement nominal du moteur donnée, faire varier la température ambiante T_{amb} revient à faire varier l'échauffement ΔT . Pour un moteur donné ($R_{th} = 1$), l'équation (3.10) conduit à l'expression du déclassement en température suivante :

$$C_{RMS}^* = \Delta T^{*1/2} \tag{3.64}$$

En détaillant l'expression précédente on obtient :

$$C_{RMS,decl} = \sqrt{\frac{T_{nom} - T_{amb}}{T_{nom} - T_{amb,ref}}} \begin{cases} C_{RMS} \\ C_{RMS,\tau_{th}} \end{cases}$$
(3.65)

où $C_{RMS,decl}$ est le couple RMS après déclassement en température, T_{nom} est la température nominale d'opération du moteur, T_{amb} est la température ambiante et $T_{amb,ref}$ est la température ambiante de référence fournie par le constructeur.

Comme il a été mentionné ci-avant, les calculs du couple RMS moyenné traditionnel et filtré sont tout deux basés sur une prédominance des pertes Joules dans le comportement thermique du moteur. Ce cas est le plus général, cependant pour des applications hautes vitesses par rapport aux caractéristiques du moteur, il se peut que les pertes fer jouent aussi un rôle significatif dans l'échauffement du moteur. Dans ce dernier cas, le calcul du couple RMS ne suffit donc pas.

Pour prendre en compte à la fois les pertes Joule et les pertes fers dans l'échauffement du moteur, nous proposons d'implémenter les deux modèles thermiques distincts suivants dans le modèle des moteurs électriques :

- Un modèle thermique du premier ordre basé sur la résistance et la capacité thermique du moteur permet de calculer la température du moteur en fonction des pertes Joule et fer et de la température ambiante d'opération.
- Un modèle thermique basé sur la résistance thermique du moteur calculant la température d'équilibre en fonction des pertes Joule et fer et de la température ambiante d'opération.

Le modèle du premier ordre permet de comparer l'échauffement du moteur durant le cycle de mission avec son point de fonctionnement thermique optimal. De la même façon, le modèle de la température d'équilibre permet de vérifier l'échauffement d'un moteur utilisé sur un profil de mission d'apparence continue (Figure 3.18). Le tableau 3.5 résume les différentes approches traditionnelles et proposées pour prendre en compte la contrainte thermique dans le dimensionnement des moteurs électriques.

 Tableau 3.5 : Approches traditionnelles et proposées de prise en compte des phénomènes thermiques dans le dimensionnement des moteurs électriques, selon le type de profil de mission.

	Pertes Joule	Pertes Joule + fer
Profil de mission	Couple RMS moyenné	Modèle thermique : statique
Figure 3.18-(A)		
Profil de mission	Couple RMS filtré	Modèle thermique du premier
Figure 3.18-(B)		ordre

L'avantage de l'implémentation de ces différentes approches de calcul dans l'outil développé est de pouvoir identifier rapidement et efficacement dans quel cas de dimensionnement se placer. De plus, l'automatisation de ces calculs permet au concepteur de disposer simultanément les variables dimensionnantes correspondant aux différentes contraintes thermiques (couple RMS moyenné, couple RMS filtré, température d'équilibre et température interne durant le profil de mission).

3.4. IMPLEMENTATION DANS DYMOLA/MODELICA

L'implémentation dans Dymola/Modelica de la méthodologie et des outils développés prend la forme d'une librairie de composants électromécaniques, dont l'utilisation est illustrée sur la figure 3.20 avec la modélisation d'un actionneur de commande de vol primaire d'un avion (aileron).

La figure 3.21 illustre l'implémentation d'un composant avec l'exemple du modèle des réducteurs de vitesse (a). La partie (b) de la figure 3.21 montre l'interface graphique permettant la paramétrisation du modèle avant la simulation. On distingue les trois paramètres de définition caractérisant le modèle de réducteur de vitesse : le couple nominal dimensionnement, la durée de vie opérationnelle, et le rapport de transmission. Le choix d'une référence se fait aussi à partir de cette interface.



Figure 3.20 : Modélisation d'un actionneur électromécanique pour les surfaces de commandes de vol primaires d'un avion (aileron).



Figure 3.21 : Modèle du réducteur de vitesse (a), son interface graphique (b) et sa structure interne (c), (d).

La partie (c) de la figure 3.21 montre la structure interne du modèle de réducteur, qui suit l'architecture générale développée dans la section 3.1.2 et illustrée par la figure 3.2. On distingue :

- (1) Le modèle de simulation physique du réducteur, qui fournit le profil de mission du composant en amont de la chaîne de puissance par la simulation inverse.
- (2) Les lois d'échelle, qui calculent tous les paramètres nécessaires à la simulation à partir des paramètres de définition.
- (3) La validation, qui vérifie le domaine d'utilisation du composant par rapport à son SOA. En d'autres termes, ce bloc vérifie si les paramètres de définition choisis permettent bien au réducteur d'atteindre les performances demandées par le profil de mission tout en restant dans le SOA.
- (4) et (5) Le calcul des dommages cumulés et de la fiabilité du composant. Cet aspect sera détaillé de manière plus approfondie dans le chapitre suivant.
- (6) Le calcul de grandeurs dimensionnantes qui retourne le couple nominal dimensionnant du réducteur, qui permettrait d'atteindre une fiabilité standard (90%) sur le cycle de mission et pour la durée de vie opérationnelle définie.

Finalement, la partie (d) de la figure 3.21 montre l'intérieur du modèle de simulation physique. Ce modèle est constitué de blocs élémentaires de simulation mécaniques : inertie tournante (7), transformation rotation-rotation idéale (8) et couple de friction quatre quadrants proportionnel aux pertes (9), qui sont calculées à partir de rendements direct et indirect fixes.

Le modèle de simulation physique d'un composant est obtenu par la combinaison d'éléments de simulation de base disponibles en standard dans l'environnement de modélisation (par exemple : moment d'inertie, transformation de mouvement). Dans certain cas, il est nécessaire de développer des éléments basiques de simulation spécifiques (par exemple : effort de friction en fonction du rendement quatre quadrants). Cette approche modulaire permet de faciliter la réutilisation et la maintenance des modèles, qui s'avèrent particulièrement intéressantes pour développer des modèles de composants complexes (par exemple : les vis à billes et à rouleaux) composés de plusieurs éléments de simulation, voire de sous-composants (par exemple : le palier des vis à billes et à rouleaux, dont le modèle est assimilable à celui d'un roulement).

La vérification de l'utilisation du composant dans son SOA est réalisée en comparant les variables de puissance maximales (par exemple : couple et vitesse maximaux) durant le cycle de mission avec les valeurs fournies par les lois d'échelle (Figure 3.22). En plus de cette vérification, les rapports entre les valeurs maximales des variables de puissance et celles fournies par les lois d'échelle sont calculés, pour aider le concepteur dans la définition d'un composant plus adapté ou pour prendre en compte des marges d'opération (par exemple : marges de couple et de vitesse).

Les dommages cumulés durant le cycle mission peuvent prendre la forme de fatigue, d'usure, de vieillissement thermique, (etc.) selon la nature et le mode de fonctionnement du composant. Dans la section 4.2 du chapitre 4, nous proposons de ramener ces différents types de dommages à deux approches de calcul génériques : une pour les dommages mécaniques (fatigue, usure) et une pour le vieillissement thermique.



Figure 3.22 : Exemple de profil de mission et de SOA dans le plan puissance quatre quadrants couplevitesse.

3.5. CAS TEST : COMMANDE DE VOL PRIMAIRE (AILERON)

La présente section traite du dimensionnement en puissance d'un actionneur électromécanique pour les commandes de vol primaires (aileron) d'un avion de transport commercial court et moyen-courrier monocouloir (Figure 3.23). Le but de cette section est d'illustrer l'intérêt de l'outil développé pour tester l'intégration d'une nouvelle technologie et d'étudier l'influence des paramètres de conception. Pour ce faire, dans un premier temps, l'étude vise à dimensionner un actionneur qui remplacerait directement la technologie servo-hydraulique ou SHA (« Servo-Hydraulic Actuator ») actuellement utilisée. Dans un deuxième temps, l'influence de paramètres de conception est étudiée.



Figure 3.23 : Actionneur servo-hydraulique des commandes de vol primaires (aileron) d'un Airbus A320, images extraites de [Vorst 2007].

Dans la configuration actuelle, deux actionneurs servo-hydrauliques sont connectés en parallèle à chaque surface de contrôle (aileron). Un premier actionneur agit activement sur l'aileron pendant que le deuxième agit comme un amortisseur. Dans le cas d'une défaillance

de l'actionneur actif, celui-ci passe en mode amortisseur, pendant que l'actionneur jusque là en mode amortisseur passe en mode actif, pour assurer la continuité de l'accomplissement de la mission. Avec la technologie servo-hydraulique, l'amortissement est réalisé en reliant les deux chambres du cylindre hydraulique par un orifice calibré. De cette façon, l'actionneur amortissant n'empêche pas l'actionneur actif d'agir sur la surface de contrôle. En cas de défaillances multiples impactant les deux actionneurs d'une même surface, l'amortissement permet d'éviter le phénomène néfaste de battement de l'aileron (en Anglais : « flutter »). Dans le cas d'une solution électromécanique, le mode amortisseur nécessite de débrayer la voie de puissance concernée et implique la présence d'un moyen d'amortissement. Cependant, pour des raisons de simplification, le débrayage et l'amortissement ne sont pas considérés dans cette étude.

3.5.1. Modèle de charge et profil de mission

Comme l'illustre la figure 3.24, le modèle de charge de l'aileron développé pour la présente étude est constitué d'une inertie équivalente de 1 kgm² figure 3.24-(1) et d'un bras de levier de 0,045 m figure 3.24-(2). L'action antagoniste de l'actionneur en mode amortisseur est représenté par amortissement visqueux spécifié par l'avionneur et de l'inertie réfléchie par le vérin hydraulique. Cependant, comme ce dernier aspect n'impacte pas significativement le dimensionnement de l'aileron, il n'est pas pris en compte dans une première approximation. De la même façon, on néglige les faibles efforts de frottement dans les pivots de la cinématique de l'aileron. Finalement, les efforts aérodynamiques sont fournis comme partie intégrante du profil de mission en fonction du temps figure 3.24-(3).



Figure 3.24 : Modèle de charge de l'aileron développé dans Dymola/Modelica.

Les composants mécaniques sont dimensionnés par rapport aux efforts et aux vitesses maximaux, qu'ils doivent transmettre, et à la fatigue, qu'ils subissent tout au long de leur vie opérationnelle. D'un autre côté, le moteur électrique est dimensionné par rapport au couple et à la vitesse maximaux, qu'il doit fournir et atteindre, ainsi que par les contraintes thermiques (par exemple : température interne et couple RMS). Par conséquent, deux profils de mission distincts sont utilisés pour le dimensionnement de l'actionneur (Figure 3.25) :

- Un profil représentatif des efforts et des vitesses maximales de l'actionneur, ainsi que de la fatigue des éléments mécaniques et
- Un profil représentatif des contraintes thermiques.



Figure 3.25 : Profils de mission mécaniques (gauche) et thermiques (droite) normalisés de l'actionneur dans le plan puissance force-vitesse.

3.5.2. Dimensionnement en puissance

La méthodologie de dimensionnement proposée et appliquée à l'actionneur d'aileron est la suivante (Figure 3.26) :

- (1) Dans un premier temps, la solution d'actionneur identifiée est modélisée à l'aide de la librairie développée dans Dymola/Modelica (Figure 3.20).
- (2) Puis, le concepteur renseigne les paramètres de définition du composant s'interfaçant avec la charge (aileron). Dans le cas de la vis à rouleaux ces paramètres sont : la force de sortie nominale, le pas de la vis, la course utile et la durée de vie.
- (3) Ensuite, la simulation inverse permet d'obtenir les performances en puissance du composant durant le cycle de mission.
- (4) Les résultats de la simulation inverse permettent au concepteur de vérifier si le composant est bien utilisé dans son SOA. Pour aider le concepteur dans la démarche de dimensionnement, les marges d'opération (marges de couple et de

vitesse) ainsi que les valeurs nominales des variables dimensionnantes (force de sortie nominale) sont aussi fournies.

(5) a. Si les marges de fonctionnement et les valeurs nominales des variables dimensionnantes correspondent aux objectifs de dimensionnement et à un fonctionnement sûr du composant sur toute sa durée de vie, alors le concepteur passe au dimensionnement du composant suivant (Figure 3.26).
b. Sinon, le concepteur s'aide de ces derniers résultats pour affiner itérativement le dimensionnement du composant.

En suivant la procédure précédente, les composants sont dimensionnés les uns après les autres en remontant la chaîne d'actionnement selon le principe de la vague dimensionnante (cf. section 3.1.1). La méthodologie de dimensionnement proposée présente de nombreuses itérations. Cependant, grâce au nombre limité de paramètres à manipuler par le concepteur et à l'aide de l'outil de développé, ces itérations se font très rapidement.

L'utilisation d'un logiciel d'optimisation permettrait certainement d'obtenir plus rapidement de meilleurs résultats. D'un autre côté, l'approche abordée permet au concepteur de bien visualiser le potentiel de chaque architecture.



Figure 3.26 : Méthodologie de dimensionnement en puissance proposée.

Pour les besoins de la démonstration, on se restreint ici à faire varier le rapport de réduction de la transmission mécanique de l'actionneur. Les lois d'échelle développées dans ces travaux montrent que plus l'effort dimensionnant un réducteur ou un moteur est réduit, plus la masse est réduite. A l'opposé, on a vu que plus le couple dimensionnant est réduit, plus la vitesse maximale de ces composants est élevée. Par conséquent, dans un premier temps, on prend la plus petite valeur de pas admissible pour la vis à rouleaux (5 mm/rev), afin de minimiser le couple au réducteur. Puis, on relève la vitesse maximale que peuvent atteindre les moteurs dont la capacité de puissance crête correspond aux besoins de l'application (~110 W), et on fixe le rapport de réduction du réducteur de vitesse, pour que le moteur atteigne cette vitesse durant le cycle de mission. L'observation de catalogues constructeurs (par exemple : [Maxon 2009]) montre qu'une vitesse de 1047 rad/s correspond à la vitesse maximale des moteurs brushless caractérisés par la puissance crête de l'application. En conséquence, le rapport de réduction du réducteur de vitesse est réglé pour que le moteur atteigne cette vitesse.

3.5.3. Résultats

Les résultats du dimensionnement en puissance sont résumés dans le tableau 3.6. A partir de ces résultats, il est possible de réaliser des analyses efficaces de masse et d'intégration géométriques. La masse totale de l'actionneur est donnée par la somme des masses de chacun de ces composants, que fournissent les différents modèles correspondants. Le tableau 3.6 inclut aussi la description des composants de référence utilisés pour les lois d'échelle, ainsi que les composants commerciaux les plus proches des résultats obtenus. Il apparait clairement, que malgré des références généralement très éloignées des résultats du dimensionnement (par exemple : le couple nominal du réducteur de vitesse de référence est plus de vingt fois plus grand que celui dimensionné), les caractéristiques géométriques et de masse des composants obtenues par lois d'échelle correspondent assez précisément aux composants du commerce.

La comparaison entre les composants dimensionnés et commerciaux dans le tableau 3.6 illustre la précision de l'approche développée. Cependant, on observe que la masse totale de l'actionneur construit avec des composants commerciaux est environ 23% plus importante que celle de l'actionneur basé sur des composants dimensionnés. Cette différence s'explique en grande partie par le fait que le choix d'un composant commercial se fait en majorant le composant dimensionné, si aucune correspondance exacte n'est trouvée. De plus, le réducteur commercial sélectionné offre un rapport de réduction plus petit que celui sélectionné. En conséquence, le moteur électrique a un couple RMS plus important et est plus lourd.

A partir des dimensions fournies dans le tableau 3.6, la géométrie de l'actionneur peut être projetée dans le profil de l'aile et ainsi permettre de vérifier son intégrabilité (Figure 3.27). La longueur maximale de l'actionneur est donnée par la distance entre les pivots d'accrochage avec la structure porteuse (pivot 1) et d'accrochage à la charge (pivot 2). La figure 3.27 montre que le montage en ligne de tous les composants ne permet pas d'intégrer l'actionneur entre ces deux pivots. Une solution d'intégration pourrait être de monter le moteur et le réducteur en parallèle de la vis à rouleaux à l'aide d'un engrenage à train droit, qui serait placé entre la sortie du réducteur et l'entrée de la vis à rouleaux.

	Moteur brushless	Réducteur de vitesse épicyclique	Vis à rouleaux (course = 0,04 m)	
Référence	MAXON EC-60-167131, Couple RMS = 0,83 Nm. Diamètre = 0,06 m, longueur = 0,129 m, masse = 2,45 kg.	REDEX-ANDANTEX SRP1, Couple nominal = 370 Nm, rapport de red. = 7.Diamètre= 0,17 m, longueurlongueur= 0,18 m, masse= 13,8 kg.	SKF TRK 44 (vis-écrou),SKF BLRU 4 (palier),Foce nominale= $86,9$ kN.Diamètre ext.= $0,086$ m,longueur totale= $0,3$ m,masse totale= $11,4$ kg.	
Dimensionné	Couple RMS [*] = 0.23 Nm. Diamètre = 0.04 m, longueur = 0.09 m, masse = 0.8 kg.	Couple nominal* $= 17$ Nm, rapport de red. $= 71.$ Diamètre $= 0,064$ m, longueur $= 0,078$ m, masse $= 0,8$ kg.	Force nominale ^{**} = 26 kN, pas = 7,96 10^{-4} m/rad. Diamètre ext. = 0,047 m, longueur totale = 0,142 m, masse totale = 1,5 kg.	Masse de l'actionneur = 3,1 kg.
Commercial	MAXON EC-45-136212,RMS torque $= 0.28$ Nm.Diamètre $= 0,045$ m,longueur $= 0,101$ m,masse $= 1,1$ kg.	NEUGART PLE 60, Couple nominal= 18 Nm, rapport de réd.Diamètre= 64.Diamètre= 0,063 m, longueure 0,118 m, masse= 1,1 kg.	SKF TRK 21 (vis-écrou),Force nominale $= 27,85$ kN,pas $= 7,96$ 10 ⁻⁴ m/rad.SKF BLRU 2 (palier),Force nominale $= 27,9$ kN.Diamètre ext $= 0,049$ m,longueur totale $= 0,162$ m,masse totale $= 1,8$ kg.	Masse de l'actionneur = 4 kg.

Tableau 3.6 : Dimensionnement de l'actionneur pour la configuration de base (bras de levier de 0,045 m, durée de vie de 48 000 heures et configuration d'opération actif/amortisseur).

* Dimensionné sur l'effort maximal transitoire.

** Dimensionné sur la durée de vie.



Figure 3.27 : Géométrie de l'actionneur dimensionné (cf. tableau 3.6) dans le profil de l'aile.

3.6. CAS TEST : ORIENTATION DE TRAIN D'ATTERRISSAGE

Dans cette section, le cas test de l'orientation du train d'atterrissage, présenté dans les chapitres 1 et 2, illustre l'intérêt de l'outil pour le dimensionnement et la comparaison de différentes architectures concurrentes.

3.6.1. Profil de mission

Pour des raisons de confidentialité, dans ce rapport de thèse, le profil de mission, ainsi que le modèle de la jambe du train d'atterrissage du cas test d'origine du projet DRESS (Airbus A320) ont été adaptés à l'échelle d'un avion de taille plus réduite : le CRJ1000 de Bombardier [Bombardier 2009].

On suppose que l'actionneur réalise en moyenne 35 000 fois le profil de mission décrit dans cette section tout au long de sa vie opérationnelle. Ce qui correspondant à deux allerretour par jour pendant 23 années d'exploitation. Le profil de mission donne l'angle d'orientation de la roue du train avant en fonction du temps ainsi que du couple requis. Les trois principales phases d'utilisation du train avant sont représentées par :

- Parking, avion à l'arrêt.
- Roulage, l'avion roule à faible vitesse.
- Décollage et atterrissage, l'avion roule à haute vitesse.

Le couple en fonction du temps peut être obtenu à partir du déplacement angulaire de la roue en utilisant un modèle mécanique de la jambe du train. Dans le cas présent, les profils de l'angle d'orientation de la roue et du couple correspondant sont fournis sous la forme de tableaux de données filtrées. La figure 3.28 illustre l'implémentation de ce profil de mission pour la simulation inverse dans Dymola/Modelica.



Figure 3.28 : Modèle de charge de la direction du train avant et profil de mission implémentés dans Dymola/Modelica pour la simulation inverse.

3.6.2. Dimensionnement en puissance

Les trois architectures candidates définies dans le chapitre 2 section 2.3.4 ont été réduites à un unique chemin de puissance pour des raisons de simplification, et modélisées à partir de l'assemblage de composants de la librairie développée dans le cadre de nos travaux pour Dymola/Modelica (Figure 3.20). Les modèles d'architecture obtenus sont illustrés sur la figure 3.29. Chaque architecture a été dimensionnée avec la méthodologie décrite dans la section 3.5.2.

Afin de réduire la masse des moteurs électriques, leur couple d'opération a été minimisé en maximisant le rapport de transmission global de la partie mécanique de l'actionneur. De cette façon, le rapport de transmission global est défini pour que les moteurs atteignent leur vitesse maximale durant le profil de mission. Cette démarche a été appliquée en prenant en compte les limites d'opération des différents composants (notamment en vitesse) et les exigences fonctionnelles, par exemple : la vis a rouleaux, la vis sans fin et le réducteur droit doivent être réversibles afin de permettre le remorquage, ce qui limite leurs rapports de transmission maximal admissible.



Figure 3.29 : Architectures modélisées avec la librairie développée dans Dymola/Modelica.

3.6.3. Résultats

Les résultats du dimensionnement sont comparés dans le tableau 3.7 :en termes de masse pour chaque composant et chaque architecture. Afin d'illustrer la pertinence des lois d'échelle utilisées, quelques composants de l'architecture (B) sont détaillés et comparés à un produit industriel équivalent dans les tableaux 3.8 à 3.10.

Architecture A	Masse	Architecture B	Masse	Architecture C	Masse
	(kg)		(kg)		(kg)
Electronique de		Electronique de		Electronique de	
puissance	0,6	puissance	0,4	puissance	0,5
Moteur brushless	1,1**	Moteur brushless	2,7**	Moteur brushless	1,6**
Réducteur		Réducteur		Réducteur	
cycloïdal (179)	3,1*	cycloïdal (179)	7*	cycloïdal (29)	0,7*
Embrayage	3,6*	Embrayage	6,2*	Embrayage	1,1*
Vis sans fin (15)	7,8*	Pignon (5)	0,6*	Vis à rouleaux (81)	2*
-		-		Crémaillère	0,9*
Total	16,2		16,9		6,8

Tableau 3.7 : Comparaison des architectures.

* Dimensionné sur l'effort maximal transitoire.

** Dimensionné sur la durée de vie.

	Résultats obtenus à l'aide des lois d'échelle et Modelica	Composant commercialisé le plus proche : PARVEX NX310 [Parvex 2006]
Couple nominal	1,9 Nm	2 Nm
Masse	2 kg	2,1 kg
Moment d'inertie	10 10 ⁻⁵ kgm ²	8 10 ⁻⁵ kgm ²
Diamètre	7,4 cm	7,1 cm
Longueur	14 cm	14,7 cm

Tableau	3.8	:Moteur	brushless	(architecture B)
1 abreau	5.0	moteur	or usiness	(areniceture D	,

Remarque : Le couple nominal du moteur ayant servi de référence est de 4 Nm.

Tableau 3.9 : Réducteur cycloïdal (architecture B)

2.000	Résultats	Composant
	obtenus à l'aide	commercialisé le
a (200 ai/ c	des lois	plus proche :
2000	d'échelle et	FC-A25
	Modelica	[Sumitomo 2005]
Couple nominal axe lent	315 Nm *	349 Nm
Rapport de réduction	179	179**
Vitesse axe rapide max.	5200 tr/min	5050 tr/min
Masse	6,8 kg	7,5 kg
Moment d'inertie	10 10 ⁻⁵ kgm ²	13 10 ⁻⁵ kgm ²
Longueur	56 mm	70 mm
Diamètre	134 mm	155 mm

<u>Remarque :</u> Le couple nominal axe lent du réducteur ayant servi de référence est de 1390 Nm. * Dimensionné sur l'effort maximal transitoire.

** Pour le composant sélectionné, le catalogue constructeur ne fournit qu'un rapport de transmission maximal de 119. Il est donc nécessaire de demander au constructeur d'étendre la capacité de réduction de se produit à 179, comme c'est le cas pour d'autres produits de ce constructeur.

	Résultats	Composant
(· · · ·)	obtenus à	commercialisé le plus
	l'aide des lois	proche :
Harmon and a manual	d'échelle et	GDF134P
	Modelica	[TELCOMEC 2009]
Couple maximal	630 Nm*	600 Nm
Masse	6,7 kg	6 kg
Moment d'inertie	18 10 ⁻³ kgm ²	13 10 ⁻³ kgm ²
Diamètre	146 mm	134 mm
Longueur	74 mm	83 mm

Tableau 3.10 : Embrayage électromécanique (Architecture B)

<u>Remarque :</u> Le couple maximal de l'embrayage ayant servi de référence est de 2000 Nm. * Dimensionné sur l'effort maximal transitoire.

Grâce à l'automatisation des calculs des marges de fonctionnement et des efforts nominaux, il apparaît rapidement que les composants mécaniques des architectures sont dimensionnés en fonction de des efforts et des vitesses maximales, alors que les moteurs électriques sont dimensionnés en fonction de la contrainte thermique.

La simulation inverse montre que les pertes fer sont négligeables devant les pertes Joule. De plus, les précédents dimensionnements du moteur électrique ont été basés sur l'hypothèse de la répétition du profil de mission jusqu'à atteindre la stabilisation thermique de ce dernier. En conséquence, les précédents dimensionnements prennent en compte le couple RMS moyenné (cf. Tableau 3.5). Si on considère qu'entre le décollage et l'atterrissage, le moteur a le temps de se refroidir, il convient alors de dimensionner le moteur sur l'évolution en temps réel de sa température de fonctionnement durant le profil de mission. Dans ce cas, le couple RMS filtré dimensionnant le moteur est réduit de 25% par rapport au couple RMS moyenné précédent.

3.7. CONCLUSION

L'utilisation de la modélisation et de la simulation offre un fort potentiel de réduction des coûts de développement et d'amélioration de la qualité de conception. Notamment, en permettant d'étudier et de tester un plus grand nombre de concepts d'architecture et de décisions techniques majeures avant de ne passer à la réalisation d'un prototype physique. Cependant, malgré les nombreux travaux portant sur le prototypage virtuel, il y a un manque de modèles de simulation adaptés à la conception préliminaire.

L'approche de modélisation développée dans ce travail de thèse répond à ce manque en se basant sur les lois d'échelle pour réaliser des modèles expressifs, homogènes, reflétant l'état de l'art technologique et n'ayant qu'un nombre limité de paramètres d'entrée. Un autre avantage majeur de l'utilisation des lois d'échelle est qu'elles ne nécessitent ni le développement, ni la maintenance de bases de données de composants, mais se basent sur une référence unique par technologie. Cependant, l'établissement de ces lois sur la base des phénomènes physiques qui dominent le dimensionnement des composants, est une tâche difficile. Elle nécessite une connaissance approfondie des composants et de leurs technologies, ainsi que des contraintes physiques les dimensionnant et limitant leur domaine de fonctionnement. L'approche développée a été illustrée avec l'exemple de trois composants largement utilisés dans les actionneurs électromécaniques : les moteurs brushless, les réducteurs de vitesse et les vis à billes et à rouleaux. Les lois d'échelle obtenues ont été comparées avec des données constructeur. Cette comparaison a permis de valider ces lois d'échelle tout en cadrant leur domaine d'application, qui s'étend généralement sur plus de trois décades du paramètre de définition (couple nominal), alors que le domaine classique de conception d'un actionneur couvre rarement plus d'une décade.

L'approche de modélisation proposée a été appliquée dans la création d'un outil logiciel d'aide à la conception préliminaire prenant la forme d'une librairie de composants électromécaniques implémentée dans la plateforme de simulation Dymola/Modelica. En suivant l'approche proposée dans l'introduction et à l'aide de librairie de modélisation développée, des actionneurs électromécaniques pour les commandes de vols primaires (aileron) et la direction de train d'atterrissage d'avions monocouloirs court et moyen-courriers ont pu être rapidement dimensionnés. A côté des résultats intéressants, ces cas test ont montré que la méthodologie proposée ici et l'outil logiciel associé facilitent et supportent efficacement la comparaison de différentes architectures.

REFERENCES

- [Ahmed 2004] H. Ben Ahmed, B. Multon et P.E. Cavarec. Actionneurs linéaires directs et indirects : performances limites Journées du club EEA : « Avion et électricité » Université Cergy-Pontoise 18-19 mars 2004.
- [APEX 2009] APEX Dynamics. AF Series Catalogue, 2009. http://www.apexdyna.com/
- [Bals 2003] J. Bals, G. Hofer, A. Pfeiffer et C. Schallert. Object-Oriented Inverse Modelling of Multi-Domain Aircraft Equipment Systems and Assessment with Modelica. 3rd International Modelica Conference, Linköping, Sweden, Peter Fritzson, 2003.
- [Barenblatt 2003] G.I. Barenblatt. Scaling.Cambridge Texts in Applied Mathematics, Cambridge University Press, 2003.
- [Bombardier 2009] Bombardier Aerospace. "Bombardier Website." from <u>www.Bombardier.com</u>, 2009.
- [Budynas 2007] R. Budynas et J. K. Nisbett. Shigley's Mechanical Engineering Design, SI version.McGraw-Hill series in mechanical engineering, New York, McGraw-Hill, 2007.
- [Cellier 1991] F. E. Cellier. Continuous system modeling, New York, Springer Verlag, 1991.
- [ControlEng 2009] ControlEng Corporation. ServoSoft, v.2.8,2009. http://www.controleng.ca/
- [Copperhill 2009] Copperhill Media. VisualSizer, v.5,2009. http://www.copperhillmedia.com/
- [Danaher 2000] Danaher-Kollmorgen. Synchronous Servomotors Series GOLDLINE[™] BH, Technical description, Installation, Commissioning, 2000. <u>http://www.kollmorgen.com/</u>
- [Danaher 2009] Danaher Motion. Linear Motioneering, v.4.5,2009. http://www.danahermotion.com/
- [Emerson 2009] Emerson Control Techniques. CTSize, v.1.1.8,2009. http://www.emersonct.com/
- [ETEL 2007] ETEL Motion technology. Torque Motors Data Sheets, TMB Series, 2007. http://www.etel.ch/
- [Ferretti 1999] G. Ferretti, S. Filippi, C. Maffezzoni, G. Magnani et P. Rocco. "A modular approach to dynamic virtual reality modeling of robotic systems." IEEE Robotics and Automation Magazine 6(4): 13-23, 1999.
- [Grellet 1989] G. Grellet. "Pertes dans les machines tournantes." Techniques de l'Ingénieur, 1989.
- [Groß 2001] H. Groß, J. Hamann et G. Wiegärtner. Motion Diagrams. Electrical Feed Drives in Automation: Basics, Computation, Dimensioning, MCD corporate Publishing, SIEMENS: 260-290, 2001.
- [HD 2005] Harmonic Drive. Units CSG-2UH Digital Catalogue, 2005. http://www.harmonicdrive.net/
- [Jardin 2008] A. Jardin, W. Marquis-Favre, D. Thomasset, F. Guillemard, Franck et F. Lorenz. Study of a Sizing Methodology and a Modelica Code Generator for the Bond Graph Tool MS1. Modelica 2008. T. M. Association. Bielefeld, Germany, 2008.

- [Jasnocha 2001] U. Jasnocha et S. Haasb. "A collaborative environment based on distributed objectoriented databases " Computers in Industry 29(1-2): 51-61 2001.
- [Jufer 1996] M. Jufer. Design and Losses Scaling Law Approach. Nordic Research Symposium Energy Efficient Electric Motors and Drives, Skagen, Denmark, 1996.
- [Jufer 1998] M. Jufer. Traite d'électricité vol. 9 :transducteurs.Traité d'Electricité, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes (PPUR), 1998.
- [Karam 2007] W. Karam. Générateurs de Forces Statiques et Dynamiques à Haute Puissance en Technologie Electromécanique. Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse, équipe ASCOM. Toulouse, Université de Toulouse. Ph. D.: 175, 30 novembre 2007.
- [Kim 1990] S. W. Kim et J. S. Park. "Computer aided optimum motor selection for d.c. servo drive systems." International Journal of Machine Tools and Manufacture 30(2): 227-236, 1990.
- [Lacroux 1994] G. Lacroux. Les actionneurs électriques pour la robotique et les asservissements, Paris, Technique et documentation Lavoisier, 1994.
- [Maxon 2009] Maxon Motor. Brushless DC Motors, 2009. http://www.maxonmotor.com/
- [Multon 2006] B. Multon, H. Ben Ahmed, M. Ruellan et G. Robin. "Comparaison du couple massique de diverses architectures de machines tournantes synchrones à aimants." Société de l'Electricité, de l'Electronique et des Technologies de l'Information et de la Communication (SEE)(8): 85-93, 2006.
- [Murray-Smith 2000] D. J. Murray-Smith. "The inverse simulation approach: a focused review of methods and applications." Mathematics and Computers in Simulation 53(4-6): 239-247, 2000.
- [Nfonguem 2006] G. Nfonguem. Contribution au développement d'actionneurs plus électriques -Modélisation inverse et composants mécaniques spécifiques a une application aéronautique. Modélisation et Commande des dispositifs A Fluide (MECAF). Toulouse, INSA Toulouse. Ph. D.: 157, 6 janvier 2006.
- [Pahl 2007] G. Pahl, W. Beitz, L. Blessing, J. Feldhusen, K.-H. Grote et K. Wallace. Engineering Design : A Systematic Approach, London, Springer-Verlag London Limited, 2007.
- [Paredis 2001] C. J. J. Paredis, A. Diaz-Calderon, R. Sinha, P. K. Khosla. "Composable Models for Simulation-Based Design." Engineering with Computers 17(2): 112-128, 2001.
- [Parvex 2006] SSD Parvex. NX motor datasheets, 2006. http://www.parvex.com/
- [Rexroth 2008] Rexroth Bosch Group. Precision ball screw assemblies, 2008. http://www.boschrexroth-us.com/
- [Rexroth 2009] Rexroth Electric Drives and Controls. IndraSize, v.3.11,2009. http://www.boschrexroth.com/
- [Ricci 1983] G. Ricci. "Weight and rated characteristics of machines: positive displacement pumps, motors and gear sets." Mechanism and Machine Theory 18(1): 1-6, 1983.
- [Ricci 1992] G. Ricci. "Mass and rated characteristics of planetary gear reduction units." Meccanica 27(1): 35-45, 1992.

[Rockwell 2009] Rockwell Automation. Motion Analyzer, 2009. http://www.ab.com/

- [Roos 2007] F. Roos. Towards a methodology for integrated design of mechatronic servo systems, KTH, Machine Design: viii-203, 2007.
- [Roos 2006] F. Roos, H. Johansson et J. Wikander. "Optimal selection of motor and gearhead in mechatronic applications." Mechatronics 16(1): 63-72, 2006.
- [SKF 2009] SKF. Catalogue technique interactif, 2009. http://www.skf.com/
- [Spinnler 2005] G. Spinnler. Conception des machines : principes et applications. 3, Dimensionnement, Lausanne, Presses polytechniques et universitaires romandes, Paris, 2005.
- [Sumitomo 2005] Sumitomo Drive Technologies. Fine Cyclo Catalogue, 2005. <u>http://www.sumitomodriveeurope.com/</u>
- [Szirtes 1997] T. Szirtes. Applied Dimensional Analysis and Modeling, Toronto, Ontario Canada, McGraw-Hill Professional, 1997.
- [Taylor 1974] E. S. Taylor. Dimensional analysis for engineers, Oxford, Clarendon Press, 1974.
- [TELCOMEC 2009] TELCOMEC. GDF Series Electromagnetic tooth clutches, 2009. http://www.telcomec.it/
- [van de Straete 1999] H. J. van de Straete, J. De Schutter et R. Belmans. "An efficient procedure for checking performance limits in servo drive selection and optimization." Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on 4(4): 378-386, 1999.
- [van de Straete 1998] H.J. van de Straete, P. Degezelle, J. De Schutter et R. J. M. Belmans. "Servo motor selection criterion for mechatronic applications." Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on 3(1): 43-50, 1998.
- [Vorst 2007] R. van der Vorst. A guide to space and aircraft actuators operational vibration testing. LMS Conference Europe. Stuttgart, Allemagne, 17-18 avril.

[Wittenstein 2009] Wittenstein. Cymex - Alpha, v.3,2009. http://www.motioncontrol.com/

CHAPITRE 4

EFFET DE LA DUREE DE VIE ET DE LA FIABILITE SUR LE DIMENSIONNEMENT

ACRONYMES	118
NOMENCLATURE	118
INDICES	118
EXPOSANT	119
4.1. LES DIFFERENTS TYPES DE DOMMAGES RENCONTRES DANS LES	
ACTIONNEURS ELECTROMECANIQUES	120
4.1.1. Fatigue des éléments roulants	120
4.1.2. Usure des éléments glissants	122
4.1.3. Dégradation thermique des isolants	123
4.2. LIEN ENTRE GRANDEURS DIMENSIONNANTES, DOMMAGES ET DUREE DE	E VIE
	123
4.2.1. Fatigue mécanique	124
4.2.2. Usure	125
4.2.3. Généralisation et applications aux réducteurs de vitesse et vis-sans-fin	125
4.2.3.1. Généralisation	126
4.2.3.2. Exemple de composant soumis à la fatigue : Les réducteurs de vitesse cycloïdaux	127
4.2.3.3. Exemple de composant soumis à l'usure : Les vis-sans-fin	127
4.2.4. Dégradation thermique	128
4.2.5. Application aux moteurs électriques	129
4.3. LIEN ENTRE DUREE DE VIE ET FIABILITE	131
4.3.1. Distribution de Weibull	131
4.3.2. Calculs des variables de fiabilité	132
4.3.3. Application aux réducteurs de vitesse	133
4.3.4. Application aux moteurs électriques	134
4.4. IMPLEMENTATION DANS DYMOLA/MODELICA	134
4.4.1. Exemple du modèle des vis à billes et vis à rouleaux	136
4.4.2. Exemple du modèle des moteurs électriques	138
4.5. PRISE EN COMPTE DE LA DUREE DE VIE ET DE LA FIABILITE DANS LES C	AS
TEST	140
4.5.1. Commandes de vol	140
4.5.2. Direction de train d'atterrissage	141
4.6. CONCLUSION	143
REFERENCES	144

ACRONYMES

НО	Heure d'opération	RMS	« Root Means Square »
MTBF	« Meant Time Between Failure »	SOA	« Safe operating Area »
MTTF	« Mean Time To Failure »		

NOMENCLATURE

a_R	Facteur de fiabilité d'adaptation de la durée de vie	(-)
a _{RC}	Facteur de fiabilité d'adaptation du couple dimensionnant	(-)
b	Paramètre de forme de la distribution des temps de défaillance	(-)
Ε	Constant expérimentale	(-)
f(t)	Fonction de distribution des temps de défaillance	(-)
k	Constante de Boltzmann	(eV/K)
L	Durée de vie	(-)
α	Constante expérimentale	(-)
β	Constante expérimentale	(-)
Γ(t)	Fonction gamma	(-)
θ	Caractéristique avant défaillance	(h)
λ	Taux de défaillance	(/h)

INDICES

Ch	Chevalier	h	Exprimé en heure
des	Désiré	nom	Nominal
dim	Dimensionnant	р	Palier
eq	Equivalent	ref	Référence
f	Fin	spec	Spécifié
fat	Fatigue	US	Usure

р	Constante expérimentale	(-)
Q	Quantité de dommages cumulés	(-)
q	Dommages instantané	(-)
R	Probabilité de succès	(-)
Т	Température	(K)
t	Temps	(h)
U	Tension	(V)
V	Viellissement	(-)
v	Vitesse (angulaire, linéaire)	(-)

σ	Charge de service	(-)
φ	Energie d'activation de réaction chimique	(J)
υ	Vitesse moyenne de vieillissement	(-)

V	Vis-écrou	vr	Vis à rouleaux ou a billes
0	Initial	10	Caractérisé par une probabilité de défaillance de 10%

EXPOSANT

- Moyenne

Dans le chapitre précédent, nous avons décrit et illustré l'approche de dimensionnement en puissance proposée pour la phase de conception système. En se basant sur les lois d'échelle et la simulation, cette approche permet de prendre en compte l'aspect multidisciplinaire et les différentes interactions entre les composants avant l'intervention de spécialistes métiers. Nous avons aussi vu, que l'approche de dimensionnement proposée a pour objectif d'assurer que le profil de mission est bien contenu dans les SOA et dans les limites d'opération continue des différents composants. D'un côté, un profil de mission contenu dans les SOA prévient de l'apparition de dégradations rapides. D'un autre côté, un profil de mission dans les limites d'opération continue prend en compte les dégradations lentes et garantit un fonctionnement sûr sur toute la durée de vie du composant.

Les limites d'opération continue incluent les notions de durée de vie et de fiabilité. Certaines applications, et notamment les applications aéronautiques, peuvent avoir des exigences particulières en termes de durée de vie et de fiabilité. Il est donc important de prendre en compte ces exigences dans l'approche de dimensionnement proposée, sous la forme de paramètres ou de résultats de conception. En d'autres termes, il s'agit ici de développer une capacité de conception fiabiliste à l'aide d'un dimensionnement probabiliste.

Dans cette optique, la section 4.1 de ce chapitre décrit les principaux types de dommages rencontrés dans les différents composants d'actionneurs électromécaniques. Puis, la section 4.2 fait le lien entre ces dommages les grandeurs dimensionnantes et la durée de vie des composants. Dans la section 4.3, nous faisons le lien entre la durée de vie et la fiabilité. Ce qui permet au final de lier le dimensionnement et la durée de vie à la fiabilité en fonction des dommages causés durant le profil de mission. Les liens précédents sont illustrés avec des exemples de composants mécaniques (réducteurs de vitesse et vis sans fin) et électriques (moteurs brushless cylindriques). La section 4.4 est consacrée à l'implémentation des méthodes de calcul développées dans l'outil logiciel présenté dans le chapitre précédent. Dans la section 4.5, les nouvelles capacités de l'outil sont appliquées aux cas test des commandes de vol et de la direction de train avant d'atterrissage. L'exemple des commandes de vol illustre l'influence des paramètres de conception (par exemple : durée de vie) sur le dimensionnement. D'un autre côté, l'exemple de l'orientation de train avant d'atterrissage illustre le dimensionnement en fiabilité des composants critiques des architectures A et C (cf. chapitre 2 section 2.4.7.1). Finalement, les résultats obtenus, la méthode et l'outil logiciel développés sont discutés dans la section 4.6.

4.1. LES DIFFERENTS TYPES DE DOMMAGES RENCONTRES DANS LES ACTIONNEURS ELECTROMECANIQUES

Dans cette section, les principaux mécanismes de défaillance des différents composants des actionneurs électriques sont présentés. On se concentre ici, sur les défaillances liées aux composants mécaniques et aux isolants électriques.

4.1.1. Fatigue des éléments roulants

Si un élément roulant est propre, correctement lubrifié, monté et étanchéifié contre l'intrusion d'éléments extérieurs comme la poussière ou la saleté, si de plus cet élément est entretenu dans ces conditions et opère dans une gamme de températures raisonnables, alors seule la fatigue métallique pourra être cause de défaillance.

La fatigue caractérise la présence et la propagation de microfissures dans le matériau d'un dispositif soumis à des contraintes ou à des déformations répétées. La présence de microfissures tend à réduire la résistance aux efforts. La fin du processus mécanique de fatigue est caractérisée par une rupture, qui peut conduire à une défaillance fonctionnelle de du dispositif. Par exemple : la rupture de la dent d'un engrenage (Figure 4.2) peut conduire à une augmentation critique du jeu et de la précision de la transmission de mouvement, voire à un grippage.

Comme l'illustre la figure 4.1, l'endurance d'un dispositif à la fatigue est caractérisée par les trois domaines distincts suivants [Duprat 1997]:

- Le domaine oligocyclique, dans lequel les contraintes dépassent ou avoisinent le niveau de la limite d'élasticité plastique (faible nombre de cycles : inférieur à 10⁴).
- Le domaine d'endurance limitée, dans lequel la défaillance intervient après un nombre limité de cycles compris approximativement entre 10⁴ et 10⁶; c'est le domaine dans lequel travaillent les composants qui, pour diverses raisons, doivent avoir des masses et des volumes réduits (par exemple : cas des applications aéronautiques).
- Le domaine d'**endurance illimitée** ; en-dessous d'un certain niveau de contrainte (limite d'endurance), quelque soit le nombre de cycles effectués, il n'y a pas défaillance du dispositif.

Nous nous concentrons ici sur les domaines d'endurance limitée et illimitée.



Figure 4.1 : Charge de service σ (force, couple, contrainte mécanique, etc.) en fonction de la durée de vie *L* (heures, jours, nombre de tours, etc.) d'un composant mécanique soumis au phénomène de fatigue.



Figure 4.2 : Rupture classique de la dent d'un engrenage due à un phénomène de fatigue induit par les efforts de flexion causés par la transmission de couple, extrait de [Neal 2009].

4.1.2. Usure des éléments glissants

L'usure désigne la dégradation d'une surface conduisant à une production de débris. Le plus généralement l'usure est la combinaison de différents processus de dégradation évolutifs et irréversibles : frottement abrasif (Figure 4.3), frottement adhésif, corrosion, érosion, fatigue, etc.

Le phénomène d'usure apparaît lors du glissement relatif de deux surfaces en contact sur lesquelles est appliquée une charge. Le processus d'évolution du phénomène d'usure peut être décomposé en trois étapes principales [Warburton 1998] :

- Initialement, les surfaces ont des accélérations et des vitesses relatives nulles et la majorité de la charge est portée par les aspérités de ces surfaces. Les aspérités de contact sont semblables à des jonctions, qui doivent être rompues avant de permettre tout mouvement. Pour cette raison, des forces de friction initiales sont généralement relativement élevées.
- Avec une vitesse relative croissante, le fluide lubrifiant se propage entre les surfaces, porte une part plus importante de la charge normale appliquée, et les forces de frictions diminuent en conséquence. Dans l'idéal, le film lubrifiant permet d'éviter tout contact solide entre les surfaces en mouvement. Dans la réalité, le film peut être mince à certains endroits et il y a une proportion significative de contacts métal-métal, qui causent une usure importante. L'usure conduit à l'accumulation de débris et peut accentuer l'exposition de la surface dégradée à la corrosion. En elles mêmes, l'accumulation de débris et la corrosion sont des facteurs d'accélération du phénomène d'usure (par exemple : par usures abrasives et adhésives).
- Finalement, l'usure peut conduire à la défaillance d'un dispositif de différentes manières : désalignement des surfaces (par exemple : cas des roulements à billes), augmentation des efforts de frottement conduisant à un grippage, perte de précision dans la transmission de mouvement, etc.

Au niveau de la durée de vie opérationnelle des dispositifs :

 Initialement, le phénomène d'usure tend à améliorer l'état de surface et permet ainsi généralement de procéder au rodage des dispositifs (en Anglais : « runin »).

- Au cours de la durée de vie utile, ce phénomène conduit à l'élimination progressive de la couche superficielle de surfaces en contact sous formes de petites écailles (en Anglais : « run-out »).
- Finalement, en fin de vie, l'usure devient sévère et peu aboutir à une mise hors d'usage ou à une défaillance fonctionnelle.



Figure 4.3 : Usure abrasive de la roue d'un mécanisme de vis-sans-fin.

4.1.3. Dégradation thermique des isolants

On s'intéresse ici au vieillissement thermochimique des isolants, qui affecte leurs propriétés de résistivité électrique [Gieras 1997]. Ceci peut conduire à terme à l'apparition de divers phénomènes de défaillances : arcs électriques, courts circuits, fuites de courants, etc. La cinétique du vieillissement dépend fortement de la température. C'est pourquoi, on parle ici de processus thermochimique et de dégradation thermique.

4.2. LIEN ENTRE GRANDEURS DIMENSIONNANTES, DOMMAGES ET DUREE DE VIE

Les mécanismes de défaillance présentés dans la section précédente limitent la durée de vie des dispositifs en dégradant progressivement et irréversiblement leurs propriétés. Le premier objectif de cette section est d'évaluer la durée de vie d'un dispositif à partir du profil de mission. Pour ce faire, dans un premier temps, nous proposons une approche consistant à traduire la dégradation progressive d'un dispositif, due aux mécanismes de défaillance précédents, sous la forme d'une cumulation de dommages calculés à partir du profil de mission.

Les composants proposés dans le commerce ont des durées de vie qui varient d'un type de composant et d'un constructeur à l'autre. De plus, il est rare que la durée de vie « catalogue » corresponde à l'application considérée. Dans le cas des composants mécaniques, la durée de vie est caractérisée par un nombre de cycles de charge (par exemple : nombre de révolutions), mais on préfère généralement l'exprimer en unité de temps (heures) pour une vitesse moyenne d'opération donnée. La problématique précédente s'applique aussi à la vitesse moyenne d'opération. C'est pourquoi, dans cette section, nous nous attachons dans un deuxième temps à adapter la charge nominale dimensionnante en fonction de la durée de vie et, pour les composants mécaniques, de la vitesse moyenne d'opération, afin d'aider le concepteur dans la sélection d'un composant catalogue compatible avec l'application.

4.2.1. Fatigue mécanique

La durée de vie ou endurance d'un composant mécanique soumis au phénomène de fatigue est typiquement représentée dans un graphe log-log de la contrainte mécanique en fonction du nombre de cycles de charge avant défaillance (Figure 4.1). Ce graphe représente généralement les résultats de tests conduits afin d'établir le nombre de cycles réalisés (par exemple : nombre de tours) en fonction d'une charge donnée σ , que 90% des composants testés atteignent sans dommage apparent. La probabilité de défaillance sur la durée de vie obtenue, ici exprimée en nombre de cycle de charge, est donc de 10%, c'est pourquoi on la dénote par L_{10} .

Comme mentionné précédemment, nous nous concentrons ici sur les domaines d'endurance limitée et illimitée. Dans une première approximation, il convient de considérer que toute contrainte en-dessous de la limite de fatigue ne cause pas de dommage. De plus, le graphe log-log de la figure 4.1 fait ressortir la caractéristique suivante pour le domaine d'endurance limitée [Budynas 2007] :

$$\sigma^{p}L_{10} = Q \Longrightarrow \sigma^{p}L_{h,10}v = Q \tag{4.1}$$

où p est une constante expérimentale, Q est une constante représentant la quantité de dommages cumulés avant l'apparition des premières traces d'usure, v est la vitesse d'opération constante et $L_{h,10}$ est la durée de vie en unité de temps.

Pour une fiabilité donnée (par exemple : 90%), la quantité de dommage cumulée est fixe [Budynas 2007]. Ce qui permet d'écrire :

$$L_{h,10}^* = \sigma^{*-p} v^{*-1} \tag{4.2}$$

Dans la plupart des cas, durant un cycle de mission, ni la charge, ni la vitesse d'opération ne sont constants. Il faut donc, à partir du profil de mission, pouvoir calculer la charge constante équivalente ou nominale $\sigma_{nom,fat}$, qui est la grandeur dimensionnante représentative du phénomène de fatigue. D'après l'hypothèse de Palmgren-Miner [Budynas 2007], la quantité de dommages cumulés est linéaire et cumulative. Ce qui permet d'écrire :

$$Q = \int_{t_0}^{t_f} q(t)dt \Leftrightarrow \sigma_{nom,fat}^p \left(t_f - t_0\right)\overline{v} = \int_{t_0}^{t_f} \left|\sigma(t)^p v(t)\right|dt \Leftrightarrow \sigma_{nom,fat} = \left(\frac{1}{\left(t_f - t_0\right)\overline{v}}\int_{t_0}^{t_f} \left|\sigma(t)^p v(t)\right|dt\right)^{1/p} (4.3)$$

où q(t) est le dommage instantané, $\sigma(t)$ est l'effort de charge instantané, v(t) est la vitesse instantanée et v est la vitesse moyenne sur tout le cycle.

Finalement, comme on souhaite adapter la charge nominale équivalente, pour obtenir la charge nominale dimensionnante, qui correspond à la durée de vie et à la vitesse d'un composant du commerce, on peut écrire à partir de (4.2):

$$\sigma_{nom,fat}^* = \left(L_{h,10}^* \overline{v}^* \right)^{-1/p}$$
(4.4)

4.2.2. Usure

Comme on a vu dans la section 4.1.2, le processus d'usure fait intervenir de nombreux phénomènes dont les interactions peuvent être complexes à prendre en compte. Afin de pouvoir évaluer la dégradation par usure induite par le profil de mission, il convient, dans une première approximation, d'adapter le modèle classique de calcul du débit de débris formulé par Achard [Peterson 1980], pour ne prendre en compte que les effets de la variation de la charge et de la vitesse d'opération. Dans cette optique, nous proposons l'expression de la durée de vie suivante :

$$L_{10}\sigma^{\alpha}v^{\beta} = Q \Leftrightarrow (L_{h,10}v)\sigma^{\alpha}v^{\beta} = Q \Longrightarrow L_{h,10}^{*} = \sigma^{*-\alpha}v^{*-(\beta+1)}$$

$$(4.5)$$

qui permet d'écrire

$$\sigma_{nom,us}^{\alpha}(t_{f}-t_{0})\overline{v}^{(\beta+1)} = \int_{t_{0}}^{t_{f}} \left|\sigma(t)^{\alpha}v(t)^{(\beta+1)}\right| dt \Leftrightarrow \sigma_{nom,us} = \left(\frac{1}{(t_{f}-t_{0})\overline{v}^{(\beta+1)}}\int_{t_{0}}^{t_{f}} \left|\sigma(t)^{\alpha}v(t)^{(\beta+1)}\right| dt\right)^{1/\alpha}$$
(4.6)

où α et β sont des constantes expérimentales caractérisant respectivement l'influence de la charge et de la vitesse sur le phénomène d'usure.

Finalement, comme on souhaite adapter la charge nominale équivalente, pour obtenir la charge nominale dimensionnante, qui correspond à la durée de vie et à la vitesse d'un composant du commerce. On peut écrire à partir de (4.5):

$$\sigma_{nom,us}^* = L_{h,10}^{*-1/\alpha} v^{-*-\frac{\beta+1}{\alpha}}$$
(4.7)

où $\sigma_{nom,us}$ est la charge équivalente (par exemple : force, couple, contrainte mécanique) vis-àvis du phénomène d'usure.

4.2.3. Généralisation et applications aux réducteurs de vitesse et vis-sans-fin

Afin de réduire l'effort d'implémentation des calculs des grandeurs dimensionnantes et de fiabilité dans un environnement de simulation, il est préférable de converger vers un nombre minimum de modèles de calcul différents. Pour cette raison, dans cette section, une approche de calcul générique pour les phénomènes de fatigue et d'usure est développée. Dans un deuxième temps, afin de préparer les calculs de fiabilité décris dans la section 4.3, cette section traite aussi de l'évaluation de la durée de vie effective des composants.

4.2.3.1. Généralisation

Le modèle de calcul d'usure proposé précédemment a l'avantage de permettre de reproduire le modèle de fatigue en choisissant une valeur de β égale à zéro, c'est-à-dire en annulant l'influence de la vitesse sur l'intensité des dommages. Par conséquent, nous proposons ici d'utiliser le modèle d'usure pour l'approche générale de calcul des dommages, qui couvre la fatigue et l'usure. A partir du modèle d'usure la quantité de dommage est calculée à partir du profil de mission de la manière suivante :

$$Q = \int_{t_0}^{t_f} \left| \sigma(t)^{\alpha} v(t)^{\beta + 1} \right| dt$$
(4.8)

Pour exprimer la quantité de dommage en fonction de la durée de vie du dispositif, il est intéressant de pouvoir dans un premier temps calculer la quantité de dommages équivalente par unité de temps q:

$$q = \frac{Q}{t_f - t_0} = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} \left| \sigma(t)^{\alpha} v(t)^{\beta + 1} \right| dt$$
(4.9)

qui permet d'obtenir la charge nominale équivalente de la manière suivante :

$$\sigma_{nom} = q^{\frac{1}{\alpha}} v^{-\frac{\beta+1}{\alpha}}$$
(4.10)

L'adaptation de la charge nominale équivalente, pour obtenir la charge nominale dimensionnante, qui correspond à la durée de vie et à la vitesse d'un composant du commerce est réalisée à l'aide de l'équation (4.7).

Finalement, afin de pouvoir procéder aux calculs de fiabilité décrits dans la section 4.3, on cherche à calculer la durée de vie $L_{h,10}$ d'un composant du commerce correspondant au dimensionnement spécifié. A partir de la quantité de dommages équivalente par unité de temps, le calcul de ce paramètre s'écrit :

$$L_{h,10}^* = q^{*-1} \tag{4.11}$$

4.2.3.2. Exemple de composant soumis à la fatigue : Les réducteurs de vitesse cycloïdaux

L'étude de catalogues constructeurs (par exemple : [Sumitomo 2005]) montre que, dans le cas des réducteurs de vitesse cycloïdaux, la contrainte de charge est généralement représentée par le couple C_2 sur l'axe lent, la vitesse est la vitesse angulaire ω_1 de l'axe rapide, α vaut 3 et β vaut 0. On note, que cette valeur de α est semblable à celle des roulements à billes [Budynas 2007], qui sont très présents dans les réducteurs cycloïdaux. A partir de l'équation (4.6), on obtient le calcul du couple nominal $C_{2,nom}$ sur l'axe lent suivant :

$$C_{2,nom} = \sqrt[3]{\frac{1}{(t_f - t_0)\omega_1}} \int_{t_0}^{t_f} |C_2(t)^3 \omega_1(t)| dt$$
(4.12)

où $\overline{\omega_1}$ est la vitesse moyenne de l'axe rapide sur le cycle de mission.

De la même façon, l'expression (4.7) devient :

$$C_{2,nom}^{*} = \left(L_{h,10}^{*} \overline{\omega_{1}}\right)^{-1/3} \Leftrightarrow C_{2,nom,dim} = C_{2,nom} \left(\underbrace{\frac{L_{h,10}}{L_{h,10,ref}} \overline{\omega_{1}}}_{a_{L}}\right)^{1/3}$$
(4.13)

où $C_{2,nom,dim}$ est le couple nominal dimensionnant adapté à la durée de vie spécifiée $L_{h,10}$ et à la vitesse moyenne d'opération $\overline{\omega}_1$ du dispositif, a_L est le facteur de longévité, $L_{h,10,ref}$ et $\overline{\omega}_{1,nom,ref}$ sont la durée de vie et la vitesse moyenne d'opération correspondant au composant du commerce.

En appliquant l'approche générale de calcul décrite dans la section précedente, le calcul de la quantité de dommage par unité de temps (heures) et le couple nominal s'écrivent :

$$q = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} \left| C_2(t)^3 \omega_1(t) \right| dt \text{ et } C_{2,nom} = \left(\frac{q}{\overline{\omega_1}}\right)^{\frac{1}{3}}$$
(4.14)

4.2.3.3. Exemple de composant soumis à l'usure : Les vis-sans-fin

La durée de vie des vis-sans-fin est limitée par le phénomène d'usure lié au glissement entre les filets de la vis et les dents de la roue [Sharif 2006]. L'étude de catalogues constructeurs (par exemple : [CAVEX 2005 ; CMD 2005 ; Dynabox 2008]) montre que, dans le cas des vis-sans-fin, la contrainte de charge est généralement représentée par le couple C_2 sur l'axe de la roue et la vitesse est la vitesse angulaire ω_1 de la vis.

Les valeurs des coefficients α et β varient selon les constructeurs et les différents types de produits qu'ils proposent. Par exemple : dans [CMD 2005], on observe que α vaut 10/3 et

que β est quasi-nul. Ce qui équivaut à un phénomène de fatigue. On note, que cette valeur de α est semblable à celle des roulements à rouleaux ou coniques [Budynas 2007], qui sont présents dans les vis-sans-fin et absorbent d'importants efforts pour le guidage de la vis. Dans [Framo 2005], les roue et vis sont fournies indépendamment des roulements, on observe que α vaut 2 et que β vaut -1,33. En effet, comme il a été mentionné dans la section 4.1.2, avec une vitesse croissante, le fluide lubrifiant se propage entre les surfaces et porte une part plus importante de la charge appliquée, et les forces de friction diminuent en conséquence. C'est pourquoi, dans une certaine mesure, une vitesse plus élevée réduit les dommages d'usure.

En prenant l'exemple des vis sans fin proposées dans [Framo 2005], où α est pris égal à 2 et β à -1,33, le calcul des dommages mécaniques par unité de temps prend la forme suivante :

$$q = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} \left| C_2(t)^2 \omega_1(t)^{-0.33} \right| dt$$
(4.15)

où $C_2(t)$ est le couple instantané sur la roue et $\omega_1(t)$ est la vitesse instantanée de la vis.

L'équation précédente permet de calculer la durée de vie effective à l'aide de l'expression (4.11), et d'obtenir le couple nominal équivalent de la roue $C_{2,nom}$ de la manière suivante :

$$C_{2,nom} = q^{0.5} \overline{\omega_1}^{0.165}$$
(4.16)

4.2.4. Dégradation thermique

La dégradation thermique des isolants est une réaction thermochimique progressive et irréversible. Par conséquent, il est possible d'en prédire l'évolution avec la relation d'Arrhenius, qui régit la cinétique des réactions chimiques de la manière suivante [Brancato 1992; Lacroux 1994]:

$$t = Ee^{\frac{\varphi}{kT}} \Leftrightarrow \log(t) = \log(E) + \frac{\varphi}{kT}$$
(4.17)

où *t* est la durée de la réaction, *T* est la température à laquelle celle-ci se produit, *E* est une constante obtenue expérimentalement, φ est l'énergie d'activation et $k = 0,8617 \ 10^{-4} \ (eV/K)$ est la constante de Boltzmann.

D'après l'expression (4.17), la variation de la durée de vie en fonction de la variation de température s'écrit [Brancato 1992]:

$$L_{h}^{*} = e^{\frac{\varphi}{k} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}}\right)}$$
(4.18)

où T est la température d'opération équivalente du cycle de mission et T_{ref} la température d'opération de référence.

Dans la démarche de généralisation des calculs des grandeurs dimensionnantes et de fiabilité engagée dans la section précédente, nous proposons ici de formuler la dégradation thermique sous la forme d'un niveau de vieillissement *V*. A partir de l'expression précédente, le niveau de vieillissement peut s'écrire :

$$L_h e^{-\frac{\Phi}{kT}} = V \tag{4.19}$$

La température de fonctionnement étant généralement variable durant le cycle de mission, il est utile de pouvoir calculer une température de fonctionnement équivalente sur tout le cycle de mission, pour procéder au calcul de durée de vie précédent. L'hypothèse d'un vieillissement progressif, cumulatif et irréversible [Gökdere 2005] permet de calculer la vitesse moyenne de vieillissement v à partir du cycle de mission, de la manière suivante :

$$V = \int_{t_0}^{t_f} e^{-\frac{\Phi}{kT}} dt \Longrightarrow \upsilon = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} e^{-\frac{\Phi}{kT}} dt$$
(4.20)

qui permet d'obtenir la température de fonctionnement équivalente du cycle de mission T_{eq} de la manière suivante :

$$T_{eq} = -\frac{\varphi}{k\log(\upsilon)} \tag{4.21}$$

Finalement, la durée de vie L_h d'un composant du commerce opérant à la température équivalente précédente peut aussi être obtenue à partir de l'expression suivante :

$$L_h^* = v^{*-1} \tag{4.22}$$

4.2.5. Application aux moteurs électriques

Le bon fonctionnement des moteurs électriques est en grande partie influencé par le phénomène de dégradation thermique des isolants, du bobinage et des matériaux d'agglomération et d'imprégnation [Lacroux 1994]. Pour cette raison, la durée de vie des moteurs électriques peut être modélisée à partir du modèle de dégradation thermique développé dans la section précédente.

L'énergie d'activation ainsi que la température de bobinage maximale d'un moteur dépendent de sa classe d'isolation thermique. Indépendamment de la classe d'isolation, la durée de vie standard d'un moteur électrique est généralement de 20 000 heures. Le tableau 4.1 résume les différentes classes d'isolation thermiques existantes avec les températures du bobinage et les énergies d'activation correspondantes, extraites de [Brancato 1992].

Tableau 4.1 : Classes d'isolation thermique des moteurs électriques ($L_h = 20\ 000\ h$).

A partir des informations fournies par le tableau 4.1, les équations décrites dans la section précédentes permettent le calcul de la durée de vie effective d'un moteur en fonction de la température de son bobinage (Figure 4.4). Par exemple, pour un moteur de classe d'isolation B (standard industriel), on obtient :

$$\upsilon = \frac{1}{t_f - t_0} \int_{t_0}^{t_f} e^{-\frac{9280}{T(t)}} dt , \ T_{eq} = -\frac{9280}{\log(\upsilon)} \text{ et } L_h^* = e^{9280 \left(\frac{1}{T_{eq}} - \frac{1}{403, 15}\right)}$$
(4.23)

Les calculs du couple RMS présentés dans le chapitre précédent, permettent de dimensionner un moteur pour une durée de vie correspondant à celle de référence (20 000 h). Cependant, à partir du couple RMS issu du profil de mission et du couple RMS issu du dimensionnement, il n'est pas possible de remonter à la durée de vie effective d'un moteur. Pour ce faire, il est nécessaire de passer par les calculs précédents, qui se basent sur l'information de la température du bobinage du moteur durant le profil de mission.



Figure 4.4 : Durée de vie effective des moteurs électriques en fonction de la température du bobinage pour les classes d'isolations thermiques A, B, F et H.

On se concentre ici sur l'influence de la température sur la durée de vie de l'isolant du bobinage du moteur. Il y a cependant d'autres paramètres qui influencent cette durée de vie comme la tension appliquée ou plutôt le champ électrique. Il serait intéressant de prendre en compte cet aspect dans de futurs travaux. Par exemple, à l'aide du modèle de Chevalier. Ce modèle, empirique, donne pour les isolants, la durée de vie en fonction de la tension aux bornes du dispositif et est conventionnellement appliqué aux condensateurs [Schwob 1969] :

$$t = k_{Ch} U^{-p_{Ch}}$$
(4.24)

où U est la tension appliquée aux bornes du dispositif, k_{Ch} et p_{Ch} sont des constantes expérimentales, avec p_{Ch} qui est fonction de la température et de l'isolant considéré.

L'application du précédent modèle nécessite cependant des informations constructeur dont on ne dispose pas aujourd'hui : la variation de p_{Ch} en fonction de la température. Il convient donc d'aborder une autre approche dans de futurs travaux ou de changer les habitudes au niveau des données fournies par les constructeurs.

4.3. LIEN ENTRE DUREE DE VIE ET FIABILITE

Pour de nombreuses applications, en particulier les applications aéronautiques, la fiabilité est un critère de conception majeur. Il est donc utile de pouvoir dimensionner un dispositif en fonction de la fiabilité.

Les trois variables de fiabilité les plus couramment utilisées sont [Hecht 2004] :

- La probabilité de succès *R* sur une durée d'opération donnée,
- Le taux de défaillance λ par heure d'opération et
- Le temps moyen *MTTF* (ou *MTBF*¹) entre deux défaillances consécutives.

Ces variables sont définies plus en détail dans l'annexe A.

Dans cette section, dans un premier temps, le modèle générique choisi pour les calculs de fiabilité (distribution de Weibull) est présenté. Puis, l'approche de calcul proposée, pour évaluer les différentes variables de fiabilité d'un dispositif en fonction de sa durée de vie opérationnelle, est décrite. Pour ce faire, nous nous appuyons sur les résultats des calculs de durées de vie effective développés dans la section précédente. Finalement, les expressions obtenues sont illustrées avec les applications aux réducteurs de vitesse et aux moteurs électriques.

4.3.1. Distribution de Weibull

¹ Le *MTBF* (« Mean Time Between Failure ») est généralement confondu avec le *MTTF* (« Mean Time To Failure »). En réalité le *MTBF* est la somme du *MTTF* et du temps moyen de réparation *MTTR* (« Mean Time To Repair »). La confusion est due au fait que le temps moyen de réparation est généralement négligeable devant le temps moyen de défaillance.

Un modèle de calcul de fiabilité se base sur une loi stochastique. Il existe de nombreuses lois stochastiques : loi exponentielle, loi de Rayleigh, loi normale, etc. Nous choisissons ici la loi de Weibull, qui est souvent utilisée dans le domaine de l'analyse de la durée de vie, en raison de sa flexibilité. En effet, elle permet de représenter de façon suffisamment précise, une infinité de lois de probabilité fonctions du temps.

La loi de Weibull décrit la distribution des temps de défaillance f(t) (cf. Annexe A) de la manière suivante [O'Connor 2002] :

$$f(t) = \frac{b}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{b-1} e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{b}}$$
(4.25)

où *t* est le temps d'exposition à une défaillance ou temps d'opération, θ est le temps caractéristique avant défaillance (63% de chance de défaillance), *b* est le paramètre de forme de la distribution.

A partir de l'équation précédente, les variables de fiabilité s'expriment [O'Connor 2002] :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{b}}, \ \lambda(t) = \frac{b}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{b-1} \text{ et } MTTF = \theta \Gamma\left(\frac{1}{\theta} + 1\right)$$
(4.26)

où Γ est la fonction gamma définie par :

$$\Gamma(n) = \int_{0}^{+\infty} e^{-x} x^{n-1} dx$$
 (4.27)

Plus le dispositif est complexe et le processus de défaillance imprévisible, plus le facteur de forme b se rapproche de 1. On remarque, que pour un facteur de forme égal à 1, la loi de Weibull est similaire à la loi exponentielle (cf. chapitre 2 section 2.4.3). En effet, la loi exponentielle représente des défaillances catalectiques, c'est-à-dire, qui semblent survenir de façon aléatoire.

4.3.2. Calculs des variables de fiabilité

A partir de l'équation (4.26) de la loi de Weibull, il est possible d'exprimer la fiabilité d'un dispositif en fonction de la durée de vie effective $L_{h,10}$ et spécifiée $L_{h,spec}$, de la manière suivante :

$$\log(R(t)) = -\left(\frac{t}{\theta}\right)^{b} \Leftrightarrow \frac{\log(R)}{\log(R_{ref})} = \left(\frac{L_{h,spec}}{L_{h,10}}\right)^{b} \Leftrightarrow R = R_{ref} \left(\frac{L_{h,spec}}{L_{h,10}}\right)^{b}$$
(4.28)

où R est la probabilité de succès pour durée de vie spécifiée, R_{ref} est la probabilité de succès de référence correspondant à la durée de vie effective.
De la même façon, il est possible de calculer le temps caractéristique avant défaillance de la manière suivante :

$$\theta = L_{h,10} \left(-\log(R_{ref}) \right)^{-1/b}$$
(4.29)

On en déduit le taux de défaillance à partir de l'expression (4.26).

L'expression (4.28) permet aussi d'établir le facteur de fiabilité a_R , qui sert à corriger la durée de vie $L_{h,10}$ d'un composant du commerce, pour une fiabilité R_{spec} différente de la fiabilité de référence :

$$L_{h,spec} = a_R L_{h,10} \text{ avec } a_R = \left(\frac{\log(R_{spec})}{\log(R_{ref})}\right)^{1/b}$$
(4.30)

ici $L_{h,spec}$ est la durée de vie spécifiée, qui correspond à la fiabilité R_{spec} .

4.3.3. Application aux réducteurs de vitesse

Pour les réducteurs de vitesse, le mécanisme de défaillance (fatigue) est relativement bien connu et prédictible. En concordance avec cette précédente remarque, l'observation des catalogues constructeurs montre que b est usuellement pris égal à 1,5. On note que cette valeur de b est similaire à celle prise usuellement pour les roulements [Budynas 2007], qui sont présents en nombre dans les réducteurs de vitesse.

Ici, les variables de fiabilités sont illustrées avec l'exemple des réducteurs de vitesse cycloïdaux proposés dans [Sumitomo 2005]. Typiquement, la fiabilité d'un composant mécanique disponible dans le commerce est de 90%. Les réducteurs de vitesse du catalogue pris comme exemple ont une durée de vie effective de 50 000 h. Pour un dimensionnement adéquat et des conditions d'opération semblables à celles spécifiées dans le catalogue, on obtient les variables de fiabilité suivantes :

$$\begin{cases} R(t) = 0.9^{\left(\frac{t}{50000}\right)^{1.5}} \\ MTTF \approx 2.24.10^5 h \\ \lambda(t) \approx 1.4.10^{-8} \sqrt{t} \end{cases}$$
(4.31)

A partir de l'expression de la fiabilité précédente, il est possible d'estimer la fiabilité d'un des réducteurs de vitesse en fonction de sa durée de vie. Par exemple, pour une durée de vie deux fois plus courte que la durée effective (25 000 h), la fiabilité devient 96 %.

Dans une approche d'aide à la conception, il est intéressant d'établir un tableau de valeurs de a_R , qui permet d'adapter la durée de vie effective, pour obtenir une plus grande fiabilité *R*. Il est ensuite intéressant de calculer le facteur a_{RC} à partir de l'équation (4.2), et qui permet d'adapter le couple dimensionnant pour la fiabilité désirée.

Les valeurs de a_R et a_{Rc} résumées dans le tableau 4.2, sont respectivement obtenues à l'aide de l'expression (4.30) et (4.2), où *b* est prise égale à 1,5, *p* est prise égale à 3 et la fiabilité de référence à 0,9 :

$$a_{R} = \left(\frac{\log(R_{des})}{\log(0.9)}\right)^{1/1.5} \text{ et } a_{RC} = (a_{R})^{-1/3}$$
(4.32)

Tableau 4.2 : Correction de la durée de vie effective par a_R ou du couple dimensionnant par a_{RC} en fonction de la fiabilité R_{des} désirée pour les réducteurs de vitesse.

R _{des}	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_R	1	0,93	0,86	0,78	0,70	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21
a_{RC}	1	1,02	1,05	1,09	1,13	1,17	1,24	1,31	1,45	1,68

4.3.4. Application aux moteurs électriques

Dans le cas des moteurs électriques, deux grands types de défaillances se distinguent : les défaillances mécaniques et électriques [Gieras 1997]. Les défaillances mécaniques sont liées aux roulements et à la possibilité de rupture du rotor du moteur. Les défaillances électriques sont liées aux bobinages. Nous nous concentrons ici sur les défaillances du bobinage.

Pour le bobinage des moteurs électriques, *b* est usuellement pris égal à 1. Ce qui reflète un mécanisme de défaillance lié au vieillissement des isolants, qui est à la fois complexe et difficile à prédire. En l'absence d'information sur la fiabilité des moteurs des différentes classes d'isolations, il n'est pas possible de procéder directement aux calculs de fiabilité décris dans la section 4.3.2. D'un autre côté, on dispose d'une valeur usuelle du *MTTF* de 10^6 h en conditions nominales d'opération [Gieras 1997]. Ce qui donne un taux de défaillance ~ 10^{-6} h⁻¹ et permet de calculer une probabilité de succès de ~98% pour la durée de vie standard des moteurs électriques (20 000 h). A partir de ce résultat, il est possible de d'appliquer les équations précédentes pour le calcul des variables de fiabilité :

$$\begin{cases} R(t) = 0.98^{\left(\frac{t}{20000}\right)} \\ MTTF \approx 9.9.10^5 h \\ \lambda = 10^{-6} h^{-1} \end{cases}$$
(4.33)

A partir de l'expression de la fiabilité précédente, il est possible d'estimer la fiabilité d'un bobinage de moteur électrique en fonction de sa durée de vie. Par exemple, pour une durée de vie deux fois plus courte que la durée effective (10 000 h) la fiabilité devient ~99 %, et pour une durée de vie deux fois plus longue (40 000 h) on obtient ~96 %.

4.4. IMPLEMENTATION DANS DYMOLA/MODELICA

Dans cette section, les calculs de fiabilité sont illustrés avec les exemples de composants mécaniques et électriques, afin de présenter l'implémentation des deux grands types de modèles de fiabilité proposés : mécanique et thermique. Dans un premier temps, l'implémentation des calculs de fiabilité mécanique est illustrée avec le modèle des vis à billes et vis à rouleaux, dont les différents éléments sont particulièrement sensibles au phénomène de fatigue. Dans un deuxième temps, l'implémentation des calculs de fiabilité thermique est illustrée avec le modèle des moteurs brushless cylindriques, dont le bobinage est sensible aux dégradations thermiques.

4.4.1. Exemple du modèle des vis à billes et vis à rouleaux

La particularité du modèle des vis à billes et vis à rouleaux est qu'il inclut deux souscomposants mécaniques : le système vis-écrou et le palier de la vis. Ces deux souscomposants peuvent être dimensionnés indépendamment l'un de l'autre. En conséquence, les calculs de fiabilité sont aussi réalisés indépendamment avant d'être combinés. L'implémentation dans Dymola/Modelica du modèle des vis à billes et vis à rouleaux est illustrée sur la figure 4.5. Les différents éléments de ce modèle sont :

- (1) Modèle de simulation physique d'une vis à billes ou à rouleaux.
- (2), (3) Lois d'échelle.
- (4) Calculs des paramètres de simulation (par exemple : rendements directs et indirects en fonction de la géométrie de la vis).
- (5), (6) Entrées et sorties de puissance mécanique du composant.
- (7), (8) Interfaces mécaniques avec le corps ou le bâti de l'actionneur.
- (9) Mesure de la force axiale appliquée sur l'écrou, la vis, le palier, etc.

(10) Mesure de la vitesse de rotation de la vis.

(11), (12) Validation des SOA du système vis-écrou et du palier (vitesse de rotation et force axiale maximales).

(13), (14) Calculs de la charge nominale équivalente, de la vitesse moyenne équivalente et de la quantité de dommages cumulés par heure pour le système visécrou et le palier.

(15), (16) Calculs de la durée de vie effective, puis de la fiabilité en fonction de la durée de vie désirée pour le système vis-écrou et le palier.

(17), (18) Calcul des grandeurs dimensionnantes (vis-écrou : force nominale de sortie ; palier : charge dynamique nominale) pour atteindre la fiabilité de référence (90%) sur la durée de vie désirée.

La fiabilité totale de la vis à bille ou à rouleaux est obtenue à partir de la combinaison (intersection) de la fiabilité R_{ν} du système vis-écrou et de la fiabilité R_p du palier, et s'exprime donc de la manière suivante (cf. chapitre 2 section 2.4.2) :

$$R_{vr} = R_v R_p \tag{4.34}$$

A partir du résultat précédent, il est possible de procéder aux calculs des autres variables de fiabilité (*MTTF* et λ) à l'aide des équations (4.31). Le système vis-écrou et les roulements partagent les mêmes paramètres de fatigue (α =3 et β =0) que les réducteurs.



Figure 4.5: Modèle des vis à billes et à rouleaux implémenté dans Dymola/Modelica.

4.4.2. Exemple du modèle des moteurs électriques

Contrairement au modèle des vis à billes et à vis rouleaux précédent, le modèle des moteurs brushless cylindriques suivant n'est pas basé sur l'assemblage de sous-composants. Cependant, ce modèle doit prendre en compte les deux cas de fonctionnement distincts décrits dans la section 3.3 du chapitre 3. A savoir, un profil de mission *continu* ou *discontinu* du point de vue de la thermique du moteur. L'implémentation dans Dymola/Modelica du modèle des moteurs brushless cylindriques est illustrée sur la figure 4.6. On remarque ici la prise en compte du variateur de vitesse dans le modèle. En effet, bien que la modélisation du variateur de vitesse sorte du cadre de ce rapport de thèse, celui-ci a été implémenté dans l'outil logiciel proposé. Les différents éléments du modèle des moteurs brushless cylindriques sont :

- (1) Modèle de simulation acausal liant : couple électromagnétique, puissance électrique consommée, puissance thermique dissipée par effet Joule et dans le variateur de vitesse.
- (2) Lois d'échelle du moteur et du variateur de vitesse.
- (3) Calculs de paramètres de simulation (par exemple : coefficients de pertes Joule et fer).
- (4), (5) Connexion électrique.
- (6) Modèle de simulation des pertes fer.
- (7) Mesure du couple électromagnétique.
- (8) Modèle de simulation de l'inertie du rotor.
- (9) Interface de puissance mécanique.
- (10), (11) Calcul des couples RMS moyennés et filtrés.

(12), (13) Adaptation des grandeurs dimensionnantes (couples RMS filtrés et moyennés) en fonction de la température ambiante.

(14) Mesure de la vitesse du rotor.

(15) Validation du SOA (couple électromagnétique maximal et vitesse angulaire maximale) du moteur.

(16) Modèle de simulation thermique, qui calcule la température en temps réel du moteur dans le cas d'un profil de mission *discontinu*, et la température d'équilibre du moteur dans le cas d'un profil *continu*.

(17), (18) Calculs de la température équivalente d'opération (pour information) et du vieillissement moyen par unité de temps.

(19), (20) Calculs de la durée de vie effective, puis de la fiabilité en fonction de la durée de vie désirée pour le moteur.

- (21) Commande de couple électromagnétique, pour la simulation directe.
- (22) Interface mécanique avec le corps ou le bâti de l'actionneur.
- (23) Modèle de simulation thermique du variateur de vitesse.
- (24) Port d'interface thermique du variateur de vitesse.

Le modèle de moteurs brushless cylindriques proposé est basé sur la conduite en parallèle de la simulation et des calculs de fiabilité des cas de fonctionnement *continus* et *discontinus* du moteur. Le principal avantage résulte du fait qu'il est difficile de savoir à priori lequel de ces deux cas sera la plus contraignant du point de vue de la conception. Le modèle proposé évite de devoir procéder à deux simulations distinctes pour les deux cas de fonctionnement et permet une comparaison rapide des résultats obtenus. Ceci permet un dimensionnement plus efficace en puissance et en fiabilité pour le moteur.



Figure 4.6: Modèle de simulation des moteurs électriques + variateur de vitesse implémenté dans Dymola/Modelica.

4.5. PRISE EN COMPTE DE LA DUREE DE VIE ET DE LA FIABILITE DANS LES CAS TEST

Les calculs de fiabilité et de durée de vie présentés précédemment dans ce chapitre, et implémentés dans les modèles de composants développés dans Dymola/Modelica, permettent de prendre en compte ces deux aspects durant la phase de dimensionnement. Dans cette section, l'impact de la fiabilité et de la durée de vie est illustré avec les exemples d'actionneurs des commandes de vol primaires et de la direction de train d'atterrissage, qui ont déjà été abordés et dimensionnés en puissance dans le chapitre précédent.

Plus précisément, l'exemple des commandes de vol illustre l'influence des principaux paramètres de conception (cinématique de charge, durée de vie, configuration de fonctionnement) sur le dimensionnement de l'actionneur. D'un autre côté, l'exemple de l'orientation du train d'atterrissage avant, illustre une approche basée sur le surdimensionnement, pour atteindre de plus hauts niveaux de fiabilité. Ce dernier exemple illustre aussi les limites d'une telle approche.

4.5.1. Commandes de vol

Afin de profiter du modèle de l'actionneur développé dans Dymola/Modelica (voir la figure 3.20 du chapitre 3), des explorations plus approfondies du domaine de conception sont conduites. La première exploration consiste à étudier l'influence de la variation de la longueur du bras de levier de l'aileron. La deuxième, consiste à évaluer l'influence de la durée de vie spécifiée. La dernière exploration consiste à établir l'intérêt apporté par le passage d'une configuration d'opération amortisseur/actif à actif/actif. Pour ce faire, la longueur du bras de levier est passée de 0,045 m à 0,065 m (bras de levier augmenté). Dans un deuxième temps, on procède au dimensionnement pour une durée de vie de 24 000 heures au lieu de 48 000 (durée de vie réduite). Finalement, le dimensionnement est réalisé pour un profil de mission et un modèle de charge correspondant à deux actionneurs agissant en parallèle (configuration actif/actif). Les résultats sont résumés dans le tableau 4.3.

	Configuration de base	Bras de levier augmenté	Durée de vie réduite	Configuration actif/actif
Activité (%)	100	100	100	50
Durée de vie (h)	48 000	48 000	24 000	48 000
Longueur bras de levier (m)	0.045	0.065	0.045	0.045
Vis à rouleaux (kg)	1.5*	1.1**	1.5*	1.5*
Réducteur de vitesse (kg)	0.8^*	0.6*	0.8^{*}	0.8*
Moteur électrique (kg)	0.9**	0.7**	0.7**	0.9**
Masse totale (kg)	3.2	2.4	3	3.2
Bénéfice de masse (kg)		-0.8	-0.2	-0

Tableau 4.3 : Masses de l'actionneur pour différentes longueurs de bras de levier, durées de vie et pourcentages d'activité.

* Dimensionné sur l'effort maximal transitoire.

** Dimensionné sur la durée de vie.

Comme le montre le tableau 4.3, l'augmentation du bras de levier permet de réduire d'environ 25% la masse de l'actionneur en impactant le dimensionnement de tous les composants. Grâce à l'automatisation des calculs des marges de fonctionnement et des efforts nominaux, il apparaît rapidement que :

- Dans la configuration de base, le dimensionnement de la vis sans fin et du réducteur est dominé par l'effort maximal à transmettre, alors que le moteur est dimensionné par rapport aux considérations thermiques.
- La modification de la durée de vie n'impacte que le dimensionnement du moteur et de ce fait a peu d'influence sur la masse totale de l'actionneur (bénéfice de masse d'environ 6%). Ce qui concorde avec la remarque précédente. On note que diviser la durée de vie par deux implique une augmentation significative des temps et coûts de maintenance.
- Le dimensionnement d'une configuration actif/actif est identique à celui de la configuration de base. En effet, dans une configuration actif/actif, la charge de l'actionneur est divisée par deux. Cependant, en cas de défaillance d'une des voies de puissance, l'autre voie doit pouvoir assurer à elle seule l'accomplissement de la mission en cours. C'est pourquoi, les efforts et vitesse maximales ainsi que la contrainte thermique restent les mêmes.

En conclusion, il apparaît clairement que le remplacement direct de la technologie hydraulique par la technologie électrique n'est pas optimal. En effet, l'outil et la méthode de dimensionnement proposés ont montré que la longueur du bras de levier est un paramètre de conception influant, et qu'il est important de l'optimiser lors de ce changement de technologie, pour réduire la masse de l'actionneur.

4.5.2. Direction de train d'atterrissage

La section 2.4.7.4 du chapitre 2 conclut sur la spécification d'un taux de défaillance de $2 \ 10^{-9}$ /HO pour les composants en contact avec le tube tournant de la jambe du train, c'est-àdire : le réducteur droit (architecture A), la vis à rouleaux (architecture B) et la vis sans fin (architecture C). Un taux de défaillance plus élevé que celui des composants standards peut être obtenu par un surdimensionnement.

Bien que le surdimensionnement permette d'atteindre de plus hauts niveaux de fiabilité, il faut prendre en compte ses limites. La première limite est physique. Par exemple [SKF 2009] : Pour garantir un fonctionnement satisfaisant des roulements à billes et à rouleaux, ceux ci doivent être soumis à une certaine charge minimale, en particulier s'ils tournent à vitesse élevée, dans le cas de fortes accélérations ou de changements rapides du sens de la charge. Dans ces conditions, les forces d'inertie agissant sur les billes et la cage, ainsi que les frottements dans le lubrifiant sont susceptibles d'engendrer des mouvements de glissement nuisibles entre les billes et les bagues. Ce qui peut causer un phénomène d'usure rapide des ses éléments roulant. L'amélioration de la fiabilité par le surdimensionnement est aussi limitée par des calculs basés sur l'hypothèse d'un dispositif opérant dans des conditions nominales durant toute sa vie opérationnelle. Par conséquent, les erreurs de maintenance, l'impact de défaillances de dispositifs voisins, etc. ne sont pas pris en compte.

L'exigence d'un taux de défaillance de 10⁻⁹ /HO, donnée dans le chapitre 2, n'est pas compatible avec la réalité d'un taux de défaillance des composants mécaniques, qui est variable (croissant) dans le temps. C'est pourquoi, cette exigence est interprétée ici comme étant la valeur du taux de défaillance atteinte à la fin de la vie du composant. Les composants dimensionnés en fiabilité sont constitués de plusieurs éléments mécaniques (par exemple : vis-écrous et palier pour la vis à rouleaux). Pour les besoins de la démonstration, l'exigence du taux de défaillance a été répartie équitablement entre ces différents éléments. Les roulements de la vis sans fin sont dimensionnés indépendamment. Ce qui permet de prendre en compte leur limite de fatigue (cf. Figure 4.1). La fiabilité des roulements est ainsi garantie en les dimensionnant pour une durée de vie infinie. Le tableau 4.4 résume les résultats obtenus pour le dimensionnement en fiabilité de la vis à rouleaux et de la vis sans fin pour une durée de vie complète (35 000 cycles), puis divisée par deux (17 500 cycles).

		<i>L</i> = 35 000 cycles	<i>L</i> = 17 500 cycles
Vis à rouleaux	Masse (gain [*])	16,8 kg (x 5,8)	15 kg (x 5,2)
(palier et vis-écrou)	Fiabilité sur L_h	99,97 %	99,98 %
	Durée de vie L_{10} (tours)	$\sim 334 \ 10^6$	$\sim 261 \ 10^6$
	Rapport effort	6,9	6,4
	dimensionnant**/nominal***		
Vis sans fin	Masse (gain [*])	29,6 kg (x 3,8)	29,6 kg (x 3,8)
	Fiabilité sur L_h	99,99 %	99,99 %
	Durée de vie L_{10} (tours ou	vis-roue : ~12,4 10^6	vis-roue : ~12,4 10^6
	tours de vis)	rlts à billes : infini	rlts à billes : infini
		rlts coniques : infini	rlts coniques : infini
		rlts cyl : infini	rlts cyl : infini
	Rapport effort	vis-roue : 1,8	vis-roue : 1,8
	dimensionnant**/nominal***	rlts à billes : 43	rlts à billes : 43
		rlts coniques : 5,9	rlts coniques : 5,9
		rlts cyl : 7,6	rlts cyl : 7,6

Tableau 4.4 : Dimensionnement de la vis à rouleaux et de la vis sans fin pour un taux de défaillance de 2 10^{-9} /HO.

^{*} gain de masse par rapport à la solution dimensionnée en puissance.

** réfère au dimensionnement pour le niveau de fiabilité exigé.

*** réfère aux contraintes du cycle de mission pour un niveau de fiabilité standard.

Le tableau 4.4 montre que la vis sans fin est moins impactée par le surdimensionnement en fiabilité que la vis à rouleaux. La vis sans fin est composée d'une vis, d'une roue et de leurs roulements. La vis et la roue sont dimensionnées par l'effort maximal à transmettre, qui conduit à un taux de fiabilité satisfaisant (~8 10^{-10} /HO) par rapport à l'objectif. Le dimensionnement en fiabilité de la vis sans fin n'impacte donc que ses roulements, d'où la variation limitée de sa masse totale. Pour la même raison, la variation de la durée de vie n'influence pas le dimensionnement de la vis sans fin. D'un autre côté, le dimensionnement en puissance de la vis a rouleaux conduit à un taux de défaillance (~8 10^{-7} /HO) éloigné de l'objectif de fiabilité, d'où l'impact conséquent du surdimensionnement.

Finalement, on remarque que :

 Les fiabilités et les durées de vie L₁₀ des composants atteignent des ordres de grandeur relativement importants par rapport aux données des catalogues. Il convient de vérifier auprès du constructeur, s'il peut effectivement garantir des fiabilités (de 99,97% à 99,99%) aussi élevées pour de longues durées de vie (de 12,4 10^6 à 334 10^6 de tours).

 La réduction par moitié de la durée de vie spécifiée n'a pas d'impact sur le dimensionnement de la vis sans fin, et un impact limité sur le dimensionnement de la vis à rouleaux. D'un autre côté, diviser la durée de vie par deux implique une augmentation significative des temps et coûts de maintenance.

4.6. CONCLUSION

Certaines applications, en particulier aéronautiques, ont des exigences de fiabilité et de durée de vie très élevées. Il est donc important de pouvoir prendre en compte ces aspects dès la phase de conception préliminaire.

Pour ce faire, dans un premier temps, nous avons développé dans ce chapitre une approche de calcul de durée de vie et de fiabilité en fonction du dimensionnement et des dommages imposés durant le profil de mission. Dans un deuxième temps, ces approches de calculs ont été implémentées dans l'outil logiciel d'aide à la conception, déjà présenté dans le chapitre précédent, et développé dans un environnement Dymola/Modelica. Puis, l'outil réalisé a été utilisé pour le dimensionnement des cas test des actionneurs électriques des commandes de vol et de la direction du train d'atterrissage. En plus de résultats intéressants, ces cas test ont démontré l'intérêt de l'outil pour procéder à un dimensionnement en fiabilité rapide et efficace et pour étudier l'influence de la durée de vie sur le dimensionnement. De cette façon, pour chacun des cas test considérés, le dimensionnement en fiabilité de l'actionneur a pris environ 45 minutes.

Dans le cadre de l'approche de dimensionnement probabiliste proposée, les erreurs de maintenance, l'impact de défaillances de dispositifs voisins, (etc.) ne sont pas pris en compte. On considère que la durée de vie et la fiabilité d'un dispositif sont essentiellement influencées par la dégradation lentes de ses propriétés internes (par exemple : résistance mécanique, résistivité électrique). Les résultats obtenus sont donc à relativiser en fonction des conditions réelles d'utilisation du dispositif. De plus, on dit généralement qu'il y a défaillance dès l'apparition des premières traces d'usure dans un dispositif. Ce qui peut laisser une marge relativement importante avant l'apparition d'une défaillance fonctionnelle. Malgré les précédentes limites de l'approche de dimensionnement en fiabilité proposée, il apparaît clairement que l'implémentation de cette dernière dans notre outil d'aide à la conception apporte une capacité préliminaire significative de conception fiabiliste à l'utilisateur.

REFERENCES

- [Brancato 1992] E. L. Brancato. "Estimation of Lifetime Expectancies of Motors." IEEE Electrical Insulation Magazine 8(3): 5-13, 1992.
- [Budynas 2007] R. Budynas et J. K. Nisbett. Shigley's Mechanical Engineering Design, SI version.McGraw-Hill series in mechanical engineering, New York, McGraw-Hill, 2007.
- [CAVEX 2005] Flender Drives and Automation. Worm Gear Units, 2005. http://flender.com/
- [CMD 2005] CMD Transmissions. Réducteurs Durand, 2005. http://www.cmd-transmissions.com/
- [Duprat 1997] D. Duprat. "Fatigue et mécanique de la rupture des pièces en alliage léger." Techniques de l'Ingémieur, traité Génie mécanique, 1997.
- [Dynabox 2008] Girard Transmission Precision gearheads. Right angle servo gearheads, 2008. http://www.girard-transmissions.com/
- [Framo 2005] Framo Morat. Worm Gear Sets, 2005. http://www.framo-morat.com
- [Gieras 1997] J. F. Gieras et M. Wing. Maintenance. Permanent Magnet motor Technology Design and Applications. M. Decker: 373-379, 1997.
- [Gökdere 2005] L. U. Gökdere, S. Chiu, K. Keller et J. Vian. Lifetime Control of Electromechanical Actuators. Aerospace Conference, 2005 IEEE. Big Sky, MT: 3523 3531, 5-12 March, 2005.
- [Hecht 2004] H. Hecht. System Reliability & Failure Prevention, Artech House, 2004.
- [Lacroux 1994] G. Lacroux. Les actionneurs électriques pour la robotique et les asservissements, Paris, Technique et documentation Lavoisier, 1994.
- [Neal 2009] Neal Consulting Engineers. "Gear Failures: Tooth breakage." from <u>www.tribology.co.uk</u>, 2009.
- [O'Connor 2002] P. D. T. O'Connor. Practical Reliability Engineering, Wiley, 2002.
- [Peterson 1980] M. B. Peterson et W. O. Winer. Wear Control Handbook, New York, American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1980.
- [Schwob 1969] M. Schwob, G. Peyrache. Traité de fiabilité, Masson & Cie, 1969.
- [Sharif 2006] K. J. Sharif, H. P. Evans et R. W. Snidle. "Wear modelling in worm gears." IUTAM Symposium on Elastohydrodynamics and Micro-Elastohydrodynamics 134: 371-383, 2006.
- [SKF 2009] SKF. Catalogue technique interactif, 2009. http://www.skf.com/
- [Sumitomo 2005] Sumitomo Drive Technologies. Fine Cyclo Catalogue, 2005. http://www.sumitomodriveeurope.com/
- [Warburton 1998] D. Warburton, J. E. Strutt et K. Allsopp. "Reliability prediction procedures for mechanical components at the design stage." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E-Journal of Process Mechanical Engineering 212(E4): 213-224, 1998.

CHAPITRE 5

EVALUATION DES PERFORMANCES EN BOUCLE FERMEE

ACRON	VYMES	146
NOME	NCLATURE	146
INDICE	S	146
5.1. PR	OBLEMATIOUE DE CONCEPTION	149
5.1.1.	Démarche adoptée	149
5.1.2.	Boucle de position	151
5.1.3.	Boucle de vitesse	153
5.1.4.	Boucle de courant	155
5.1.5.	Boucles de vitesse et de courant	158
5.1.6.	Boucle de position et de vitesse	160
5.1.7.	Conclusion partielle	161
5.2. M	ODELISATION ET ANALYSE	162
5.2.1.	Modèles évolutifs	162
5.2.2.	Influence du modèle d'élasticité de la transmission mécanique	164
5.2.3.	Prise en compte des interfaces mécaniques	165
5.2.4.	Implémentation dans Dymola/Modelica	168
5.3. CA	AS TEST : ACTIONNEUR DE POUSSEE VECTORIELLE DU PREMIER ETAGE I	ЭE
PR	COPULSION DU LANCEUR EUROPEEN VEGA	169
5.3.1.	Cahier des charges	170
5.3.2.	Profil de mission filtré	171
5.3.3.	Implémentation du modèle de charge dans Dylmola/Modelica	174
5.3.4.	Recherche du rapport de réduction global minimisant la masse de l'actionneur à l'aide des	S
	lois d'échelle	176
5.	3.4.1. Recherche du rapport de réduction minimisant le couple crête d'un moteur donné po	our
	un point de fonctionnement critique donné	178
5.	3.4.2. Recherche du rapport de réduction minimisant la masse du moteur, pour un moteur	
	choisi en fonction du couple crête	180
5.	3.4.3. Influence de la vitesse maximale admissible du moteur sur le choix du rapport de	
	réduction	181
5.	3.4.4. Conclusion partielle	182
5.3.5.	Dimensionnement en puissance	183
5.3.6.	Analyse modale	184
5.	3.6.1. Spécification des composants en fonction de l'objectif de rapidité de l'asservissemen	nt
	en position	185

5.4.	CONCLUSION	187
REF	ERENCES	189

ACRONYMES

FEM FTBF	Force électromotrice Fonction de transfert en boucle fermée	PI SOA	Correcteur proportionnel intégral « Safe Operating Area »
FTBO	Fonction de transfert en boucle ouverte		

NOMENCLATURE

			1		
A	Constante	(-)	k	Elasticité en torsion	(Nm/rad)
С	Couple	(Nm)	L	Impédance électrique	(H)
Ε	Chute de tension due à la FEM	(V)	l	Longueur du bras de levier	(m)
F	Force	(N)	Ν	Rapport de réduction	(-)
fv	Frottement visqueux en rotation	(Nm/(rad/s))	р	Variable complexe de Laplace	(-)
Ι	Intensité	(A)	R	Résistance électrique	(Ohm)
J	Moment d'inertie	(kgm ²)	<i>U</i> , <i>V</i>	Tension	(V)
K	Gain	(-)	X	Position linéaire	(m)
θ	Position angulaire	(rad)	ϕ_m	Marge de phase	(°)
ζ	Coefficient d'amortissement	(-)	Ω	Vitesse angulaire	(rad/s)
τ	Constante de temps	(s)	ω	ruisation	(rad/s)

INDICES

acc	Accrochage	com	Commande
anc	Ancrange	el	Electrique
AR	Anti-résonnance	em	Electromagnétique
С	Courant	f	Filtrage
Ch	Charge	H	Convertisseur statique

	1		
Ι	Intégral	R	Résonance
М, т	Moteur	Red	Réducteur
max	Maximal	ref	Référence
Ν	Notch	Т	Rotulage de la tuyère
n	Propre	и	Unitaire
opt	Optimal	vb	Vis à billes
p	Proportionnel	VR	Vis à rouleaux
θ	Position angulaire	5%	Réponse indicielle à 5%
0 0	Vitesse angulaire	570	Reponse indicience d 570
22	v nesse angulane		

Les chapitres 3 et 4 ont traité du dimensionnement et de la sélection de composants sous les aspects puissance et fiabilité. Seuls les paramètres influençant de manière importante les variables de puissance étaient pris en compte (par exemple : frottements). Nous nous intéressons ici aux aspects du dimensionnement ayant une influence sur les performances dynamiques en boucle fermée. Un système peu performant à la base peut être amélioré avec une commande avancée. Cependant, il est préférable de chercher à se mettre dans le cas le plus favorable et ainsi d'éviter l'utilisation d'une telle commande [Townsend 1989]. Dans cette optique, ce chapitre aborde l'influence de phénomènes non pris en compte jusqu'à maintenant (par exemple : les élasticités) sur les performances dynamiques du dispositif asservi.

L'architecture matérielle usuelle d'un actionneur électromécanique, avec sa commande, est présentée sur la figure 5.1. On distingue :

- Un modulateur de puissance électrique (par exemple : variateur de vitesse).
- Un transformateur de puissance électromécanique (par exemple : moteur électrique sans balais).
- Un transformateur de puissance mécanique, qui prend la forme d'une chaîne de transmission mécanique (par exemple : réducteur de vitesse, vis à billes, bras de levier).
- Une commande, généralement classique, c'est à dire élaborée à partir des approches fréquentielles de l'automatique linéaire.
- Des capteurs, qui permettent de mesurer les grandeurs à doser (par exemple : position, vitesse, accélération, effort transmis à la charge) dans le cadre d'un asservissement en boucle fermée.





Dans le cadre d'une conception préliminaire, notre objectif ici est d'évaluer, voire de spécifier les composants électriques, mécaniques et les interfaces, pour atteindre les objectifs et les performances en boucle fermée du cahier des charges, sans entrer dans le détail des capteurs et de la commande. En d'autres termes, on cherche à définir la chaîne de transmission de puissance de l'actionneur, pour qu'elle soit naturellement bonne vis-à-vis des performances en boucle fermée, sans connaître les détails des capteurs et de la commande.

Dans cette optique, dans la **section 5.1** de ce chapitre, on cherche à propager les objectifs de performance globaux de l'actionneur (vitesse d'asservissement en position) au niveau des composants. La **section 5.2** présente l'approche de modélisation proposée, pour procéder à l'analyse modale. L'implémentation de cette approche est illustrée avec l'exemple du modèle de simulation de la vis à rouleaux développé dans l'environnement Dymola/Modelica. Puis, dans la **section 5.3** l'approche logicielle mise au point est illustrée avec un exemple industriel : l'actionneur de contrôle vectoriel de poussée du lanceur européen VEGA (en Italien : « Vettore Europeo di Generazione Avanzata¹ »). Finalement, les résultats obtenus, la méthode et l'outil logiciel développés sont discutés dans la **section 5.4**.

5.1. PROBLEMATIQUE DE CONCEPTION

Cette section décrit les paramètres et les choix de conception, qui peuvent avoir une influence sur les performances finales en boucle fermée. La présente étude s'intéresse essentiellement à la rapidité de l'asservissement en position. Les aspects précision, effets des perturbations extérieures et robustesse par rapport à la dispersion des paramètres ne sont pas traités. La rapidité d'un asservissement en boucle fermée est directement liée à la bande passante [Townsend 1989 ; Kasier 2007]. Nous nous attacherons donc ici à étudier l'influence des paramètres et des choix de conception sur la bande passante de l'asservissement en position.

5.1.1. Démarche adoptée

La figure 5.2 illustre une architecture classique d'asservissement en position de type boucles imbriquées en cascade. Ce type d'architecture d'asservissement est basé sur l'imbrication d'une boucle de correction de courant proportionnelle intégrale dans d'une boucle de correction de vitesse de l'axe moteur proportionnelle intégrale, qui elle-même est imbriquée dans une boucle de correction de position de charge proportionnelle. Cette structure de commande à boucles imbriquées est classiquement rencontrée dans le pilotage des moteurs électriques [Grellet 1989 ; Louis 2002 ; Ellis 2004]. Sur l'exemple de la figure 5.2, on distingue aussi la présence d'une boucle de correction du courant moteur.

¹ En Français : « lanceur européen nouvelle génération ».



Figure 5.2 : Architecture classique d'asservissement en position par boucles imbriquées.

Une boucle imbriquée est plus rapide qu'une boucle imbriquante. Ainsi, sur la figure 5.2, la boucle de courant est plus rapide que la boucle de vitesse, et la boucle de vitesse est plus rapide que la boucle de position. En d'autres termes, une boucle externe est limitée en rapidité par sa boucle interne. Dans la pratique, les actionneurs industriels asservis en position, semblables à celui de la figure 5.2, sont typiquement caractérisés par [Ellis 2004]:

- Une boucle de courant avec une bande passante de l'ordre de 800 Hz.
- Une boucle de vitesse avec une bande passante de l'ordre de 75 à 200 Hz.
- Une boucle de position avec une bande passante de l'ordre de quelques Hz à 30 Hz.

On cherche ici à étudier l'influence des modes naturels de l'actionneur sur la bande passante de l'asservissement en position en boucle fermée. L'objectif final est de pouvoir passer d'un objectif global, la rapidité de l'asservissement en position en boucle fermée, à un objectif local, la spécification des composants. Pour ce faire, dans un premier temps, nous négligerons les effets des boucles de correction internes (boucle de vitesse moteur et boucle de courant) pour étudier l'influence de la transmission mécanique [Moscrop 1999 ; Roos 2006]. Dans un deuxième temps, nous étudierons l'influence de ces boucles internes. De cette manière, il sera possible d'établir une approche de spécification des propriétés des parties mécaniques et électriques de l'actionneur vis-à-vis de l'objectif de rapidité d'asservissement en position, et en prenant en compte leurs influences respectives.

Dans le cadre de la présente étude, nous supposons que le dimensionnement en puissance, réalisé au préalable, a permis d'écarter les effets des phénomènes de saturation (par exemple : couple moteur maximal admissible). En conséquence, on se place dans le cas d'un comportement dynamique de l'actionneur non limité en fort signaux.

5.1.2. Boucle de position

Dans cette première partie, nous nous plaçons dans le cas où la boucle de vitesse fermée à une pulsation propre très élevée et n'influe pas la boucle de position. De plus, pour simplifier la présente étude, nous proposons de réduire la transmission de puissance électromécanique de l'actionneur à la combinaison des phénomènes suivants : deux inerties, une élasticité et un amortissement visqueux. Il en résulte une modélisation simple (Figure 5.3), mais représentative des problématiques d'asservissement en position des actionneurs électromécaniques [Coelingh 2000 ; Dequidt 2000 ; Moscrop 2001 ; Van Amerongen 2003 ; Roos 2006]. La première inertie est assimilée à celle du rotor du moteur électrique. L'élasticité, l'amortissement visqueux et la deuxième inertie sont représentatives de la transmission mécanique et d'une charge purement inertielle.

L'architecture de commande par boucles imbriquées en cascade classique (Figure 5.2) est basée sur un correcteur proportionnel pour la boucle de position. Contrairement à cette architecture classique, nous supposons ici, que le correcteur de la boucle de position est basé sur un filtre réjecteur (en Anglais : « Notch filter »). Ce qui permet une compensation efficace des problèmes de résonnance caractérisant les servomécanismes [Ellis 2004]. Dans la pratique, l'utilisation de ce type de filtre n'est pas idéale, notamment à cause de la sensibilité de son réglage [Moscrop 2001]. Ce qui explique pourquoi il n'est pas présent dans l'architecture par boucles imbriquées en cascade classique. Cependant, l'objectif ici n'est pas de développer un contrôleur, mais d'évaluer les performances en boucle fermée, que peut atteindre le mécanisme étudié. Dans cette optique, considérer un filtre réjecteur avec un réglage optimal permet d'obtenir efficacement une évaluation majorée des performances du mécanisme sans entrer dans les détails de conception d'un contrôleur.

Comme mentionné précédemment, dans cette première étude, on idéalise les boucles de courant et de vitesse. Ce qui revient à les assimiler à des gains purs. La figure 5.3 représente le modèle de simulation de l'actionneur électromécanique considéré, dans cette première étape de l'étude de l'influence des modes naturels sur la rapidité de l'asservissement en position.



Figure 5.3 : Schéma bloc de la boucle de position de l'actionneur électromécanique.

A partir du modèle de l'actionneur représenté sur la figure 5.3, on obtient la fonction de transfert de la position de la charge θ_{Ch} en fonction de la vitesse du moteur Ω_M suivante :

$$H_{\theta}(p) = \frac{\theta_{Ch}(p)}{\Omega_{M}(p)} = \frac{1}{p} \frac{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n}}p}{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n}}p + \frac{p^{2}}{\omega_{n}^{2}}}$$
(5.1)

avec

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{J_{Ch}}} \text{ et } \xi = \frac{f_v \omega_n}{2k}$$
(5.2)

où ω_n est la pulsation propre de la transmission, *k* est la élasticité de torsion de la transmission réfléchie à l'axe moteur, J_{Ch} est le moment d'inertie de la transmission et de la charge réfléchie à l'axe moteur, ζ est le coefficient d'amortissement de la transmission et f_v est le frottement visqueux de la transmission réfléchi à l'axe moteur.

Un filtre réjecteur est un filtre coupe bande du deuxième ordre avec deux zéros et deux pôles. Ce filtre atténue le signal autour d'une pulsation ω_N donnée, dite pulsation de rejection. Pour des performances optimales, les paramètres du filtre sont idéalement alignés sur ceux du système à commander ($\omega_N = \omega_n$ et $\xi_H = \xi$). Il en découle la fonction de transfert en boucle ouverte du système asservi suivante :

$$FTBO_{\theta}(p) = \frac{K_{N}K_{\Omega}}{p} \frac{1 + \frac{2\xi_{H}}{\omega_{N}}p + \frac{p^{2}}{\omega_{N}^{2}}}{1 + \frac{2\xi_{N}}{\omega_{N}}p + \frac{p^{2}}{\omega_{N}^{2}}} \frac{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n}}p}{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n}}p + \frac{p^{2}}{\omega_{n}^{2}}} = \frac{K_{N}K_{\Omega}}{p} \frac{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n}}p}{1 + \frac{2\xi_{N}}{\omega_{n}}p + \frac{p^{2}}{\omega_{n}^{2}}}$$
(5.3)

où K_{Ω} est le gain pur représentatif de la boucle de vitesse fermée, K_N est le gain proportionnel du filtre réjecteur et ζ_N est le coefficient d'amortissement du dénominateur du filtre réjecteur.

Typiquement, ζ_N est pris égal à 0,7, afin de minimiser le temps de réponse à l'échelon. K_N est choisi de manière à obtenir une marge de phase de 45° de la commande en position.

Pour simplifier la démonstration, dans une première approximation, on néglige les effets du frottement visqueux de la transmission électromécanique. De cette façon, en imposant une marge de phase de 45° comme critère de stabilité, on obtient l'expression de la pulsation de gain unitaire en boucle ouverte ω_u suivante :

$$\omega_u = \omega_n \left(\sqrt{\xi_N^2 + 1} - \xi_N \right) \approx \frac{\omega_n}{2} \tag{5.4}$$

Comme l'illustre la figure 5.4, la fréquence de gain unitaire boucle ouverte est proche de la bande passante du dispositif en boucle fermée. C'est pourquoi, dans une première approximation, il convient de considérer que ces deux grandeurs sont semblables. En conséquence, le résultat précédent illustre clairement l'influence directe de la pulsation propre sur la bande passante.



Figure 5.4 : Exemple de diagramme de Bode (gain) de la réponse en boucle ouverte et en boucle fermée d'un système d'ordre deux.

En conclusion, nous avons montré ici que, dans le cas où la boucle de vitesse fermée à une bande passante très élevée et n'influe pas sur la boucle de position, la majoration de la bande passante obtenue pour la boucle de position fermée est deux fois plus petite que la pulsation propre du mécanisme. Nous pouvons donc spécifier l'élasticité du mécanisme ou l'inertie de la charge en fonction de l'objectif de rapidité de l'asservissement en position.

5.1.3. Boucle de vitesse

Dans cette sous-section, nous étudions la boucle de vitesse et ses limites pour pouvoir évaluer et prendre en compte son influence sur la boucle de position. La figure 5.5 illustre le modèle de simulation de la boucle de vitesse de l'actionneur considéré dans cette étude. Dans un premier temps, la boucle de courant est assimilée à un gain pur.



Figure 5.5 : Schéma bloc de la boucle de vitesse de l'actionneur électromécanique étudié.

A partir du modèle de simulation représenté sur la figure 5.5, on obtient l'expression de la fonction de transfert de la vitesse du moteur en fonction du couple électromagnétique C_{em} suivante :

$$H_{\Omega}(p) = \frac{\Omega_{M}(p)}{C_{em}(p)} = \frac{1}{p(J_{M} + J_{Ch})} \frac{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n,AR}} p + \frac{p^{2}}{\omega_{n,AR}^{2}}}{1 + \frac{2\xi}{\omega_{n,R}} p + \frac{p^{2}}{\omega_{n,R}^{2}}}$$
(5.5)

avec

$$\omega_{n,R} = \sqrt{\frac{k}{J_{eq}}}, \ J_{eq} = \frac{J_M J_{Ch}}{J_M + J_{Ch}} \text{ et } \omega_{n,AR} = \sqrt{\frac{k}{J_{Ch}}}$$
(5.6)

où $\omega_{n,R}$ est la pulsation de résonnance, $\omega_{n,AR}$ est la pulsation d'anti-résonnance et J_{eq} est le moment d'inertie équivalent de la transmission électromécanique exprimés au niveau de l'axe moteur.

On remarque, que dans tous les cas on a :

 $\omega_{n,R} > \omega_{n,AR} \tag{5.7}$

La fonction de transfert $H_{\Omega}(p)$ est caractérisée par une intégration pure combinée à une paire de pôles et de zéros complexes. La paire de zéros complexes crée un phénomène d'antirésonnance, qui est suivi par le phénomène de résonnance causé par la paire de pôles complexes. L'intégration pure cause un déphasage initial de -90°. La paire de zéros fait passer le déphasage à +90° à la pulsation $\omega_{n,AR}$. Finalement, le phénomène de résonnance ramène le déphasage à -90° à la pulsation $\omega_{n,R}$. La réponse fréquentielle (gain et phase) de la précédente fonction de transfert $H_{\Omega}(p)$ est illustrée par un diagramme de Bode sur la figure 5.6. Le déphasage limité à $\pm 90^{\circ}$ de la boucle ouverte de vitesse permet d'appliquer un correcteur basé sur un gain pur très élevé, et d'obtenir ainsi une bande passante en boucle fermée de vitesse très rapide. En conséquence, la boucle fermée de vitesse peut être assimilable à un gain pur. On en conclut, que l'actuel niveau de détail ne permet pas d'appréhender les limites de la boucle de vitesse. C'est pourquoi, dans la suite de cette étude, nous prenons en compte la boucle fermée de courant.



Figure 5.6 : Réponse fréquentielle (gain et phase) de $H_{\Omega}(p)$ dans un diagramme de Bode.

5.1.4. Boucle de courant

On cherche ici dans un premier temps à étudier les limites de la bande passante de la boucle fermée de courant, pour en évaluer par la suite l'influence sur la boucle fermée de vitesse. Dans une première approximation et pour supporter la présente démonstration, on suppose que le circuit électrique du variateur de vitesse et du moteur est équivalent à une combinaison hacheur et moteur à courant continu. De plus, on considère que le hacheur est approximé par un filtre du premier ordre. La figure 5.7 illustre le modèle de simulation de la boucle fermée de courant considérée ici.



Figure 5.7 : Schéma bloc de la boucle de courant de l'actionneur électromécanique étudié.

La force électromotrice (FEM) du moteur est une grandeur proportionnelle à la vitesse de rotation et varie lentement par rapport au courant induit. Dans une première approximation, il est donc judicieux de la considérer comme une perturbation dans la fonction de transfert tension U(p) - courant I(p) en la négligeant. A partir du modèle illustré sur la figure 5.7, on obtient la fonction de transfert pour le circuit électrique équivalent suivante :

$$H_{el}(p) = \frac{U_{com}(p)}{I(p)} = \frac{K_H}{1 + \tau_H p} \frac{1/R}{1 + \tau_{el} p}$$
(5.8)

avec τ_{el} la constante de temps électrique du moteur :

$$\tau_{el} = L/R \tag{5.9}$$

où U_{com} est la commande de tension produite par le correcteur PI de la boucle de vitesse, *I* est le courant moteur, τ_H est la constante de temps caractérisant le retard pur du hacheur, K_H est le gain pur du hacheur, *R* est la résistance électrique du moteur et *L* son inductance.

Le correcteur PI de la boucle de vitesse est paramétré en appliquant la méthode de la compensation de pôle dominant. La fonction de transfert d'un correcteur PI s'écrit :

$$C_{\Omega}(p) = K_p \left(1 + \frac{K_i}{p} \right)$$
(5.10)

où K_p est le gain proportionnel et K_i est le gain intégral du correcteur.

Typiquement, la constante de temps τ_H du hacheur est caractérisée principalement par le découpage et le traitement numérique (filtre anti-repliement, échantillonnage, temps de calcul, etc.). Par soucis de simplification, on suppose ici que les deux précédentes opérations sont équivalentes à des retards purs approximés par des filtres du premier ordre. Les périodes de découpage et de traitement numérique typiques sont de l'ordre de 125 µs chacune (8 kHz [Parvex 2006]). Ce qui nous conduit à prendre une constante de temps τ_H égale à moitié de leur somme soit également 125 μ s. D'un autre côté, la constante de temps électrique du moteur est typiquement de l'ordre de 0,01s. Par conséquent, c'est la constante de temps électrique qui domine et qui est compensée par le correcteur PI de la boucle de vitesse. On en déduit l'expression du gain intégral suivante :

$$K_{i} = \frac{1}{\tau_{el}} = R/L$$
(5.11)

Après la compensation du pôle dominant, on obtient la fonction de transfert de la boucle de vitesse ouverte suivante :

$$FTBO_{I}(p) = \frac{I_{com}(p)}{I(p)} = \frac{K_{p}}{L} \frac{1}{p(1 + \tau_{H}p)}, \text{ avec } K = K_{p}K_{H}$$
(5.12)

qui permet d'écrire la fonction de transfert de la boucle fermée de vitesse :

$$FTBF_{I}(p) = \frac{I_{com}(p)}{I(p)} = \frac{FTBO_{I}(p)}{1 + FTBO_{I}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_{el}}{\omega_{el}}p + \frac{p^{2}}{\omega_{el}^{2}}}$$
(5.13)

avec

$$\omega_{el}^{2} = \frac{K}{L\tau_{H}} \text{ et } K = \frac{L\omega_{el}}{2\xi_{el}}$$
(5.14)

où ξ_{el} est le coefficient d'amortissement de la boucle de courant fermée et ω_{el} est la pulsation propre de cette boucle.

Généralement le gain du correcteur, soit ici K, est choisi pour obtenir un coefficient d'amortissement égal à 0,7 afin d'obtenir un asservissement stable et rapide. Ce qui conduit à l'expression de la fréquence propre de la boucle de courant fermée suivante :

$$\omega_{el} \approx \frac{1}{1,4\tau_{H}} \tag{5.15}$$

Pour une constante de temps τ_H représentative des retards du hacheur et du traitement numérique de l'ordre de 125 μ s, on obtient une fréquence électrique propre de l'ordre de 5700 rad/s (~900 Hz).

L'expression précédente permet de faire le lien entre la bande passante de la boucle fermée de courant et le retard pur imposé par le hacheur. De cette manière, il est possible de transformer une exigence de rapidité de la boucle de courant fermée en exigence de rapidité du convertisseur statique.

5.1.5. Boucles de vitesse et de courant

Dans cette sous-section, le modèle de la boucle de courant fermée précédemment étudiée est injecté dans le modèle de la boucle de vitesse. L'objectif est d'étudier l'influence de la boucle de courant sur les performances en rapidité de la boucle de vitesse. De cette manière, il sera possible d'estimer les limites de la boucle de vitesse fermée et ainsi de prendre en compte son influence sur les performances en rapidité de la boucle de position.

Dans une structure de commande à boucles imbriquées, la commande de vitesse est basée sur un correcteur PI. Cette boucle est réalisée après le réglage de la boucle de courant. La figure 5.8 représente le modèle de simulation de la boucle de vitesse considérée pour le réglage du correcteur associé.



Figure 5.8 : Schéma bloc de la boucle de vitesse fermée prenant en compte la boucle de courant fermée.

Pour simplifier les calculs du réglage de la boucle de vitesse, on néglige le terme le plus « rapide » de la fonction de transfert de la boucle de courant fermée : p^2/ω_{el}^2 . Ce qui permet d'obtenir la fonction de transfert pour la boucle de courant fermée suivante :

$$FTBF_{I}(p) = \frac{I_{com}(p)}{I(p)} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_{el}}{\omega_{el}}p} = \frac{1}{1 + \tau_{el}p}$$
(5.16)

avec

$$\tau_{el} = \frac{2\xi_{el}}{\omega_{el}} \tag{5.17}$$

où τ_{el} est la constante de temps du modèle de la boucle de courant fermée équivalent à un filtre du premier ordre.

A l'aide de l'expression et du modèle illustré sur la figure 5.8, on obtient la fonction de transfert de la boucle de vitesse suivante :

$$H_{\Omega}(p) = \frac{\Omega(p)}{I_{com}(p)} = \frac{K_c}{f_{v,M}} \frac{1}{1 + \tau_{el} p} \frac{1}{1 + \tau_M p}$$
(5.18)

avec

$$\tau_M = \frac{J_M}{f_{\nu,M}} \tag{5.19}$$

où τ_M est la constante de temps mécanique du moteur et $f_{v,M}$ est le coefficient de frottement visqueux du moteur électrique.

Le correcteur PI est défini par la méthode de la compensation de pôle dominant. Ici le pôle dominant est donné par la constante de temps mécanique du moteur, qui est typiquement plus grande que la constante de temps électrique de la boucle fermée de courant. On en déduit l'expression du gain intégral suivante :

$$K_{i} = \frac{1}{\tau_{M}} = \frac{f_{v,M}}{J_{M}}$$
(5.20)

Après compensation, on obtient la fonction de transfert de la boucle de vitesse ouverte suivante :

$$FTBO_{\Omega}(p) = \frac{\Omega(p)}{\Omega_{com}(p)} = \frac{K_c K_p}{J_M} \frac{1}{p(1 + \tau_{el} p)}$$
(5.21)

qui permet d'écrire la fonction de transfert de la boucle de vitesse fermée suivante :

$$FTBF_{\Omega}(p) = \frac{\Omega(p)}{\Omega_{com}(p)} = \frac{FTBO_{\Omega}(p)}{1 + FTBO_{\Omega}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi_{\Omega}}{\omega_{\Omega}}p + \frac{p^2}{\omega_{\Omega}^2}}$$
(5.22)

avec

$$\omega_{\Omega} = \frac{1}{2\xi_{\Omega}\tau_{el}} = \frac{\omega_{el}}{2\xi_{\Omega}} \text{ et } K_{p} = \frac{J_{M}}{4\xi_{\Omega}^{2}\tau_{el}K_{c}}$$
(5.23)

où ξ_{Ω} est le coefficient d'amortissement de la boucle de vitesse fermée, ω_{Ω} est la pulsation propre de la boucle de vitesse fermée et K_p est le gain proportionnel du correcteur PI.

L'expression précédente fournit un lien entre les performances de rapidité de la boucle fermée de courant et la boucle fermée de vitesse. Il est donc possible de propager une exigence de rapidité de la boucle de vitesse à la boucle de courant. Puis, à partir des résultats de la sous-section précédente, de faire remonter cette exigence au niveau des performances du hacheur.

5.1.6. Boucle de position et de vitesse

Nous reprenons ici l'étude de la boucle de position en prenant en compte l'influence de la boucle fermée de vitesse. L'objectif est de pouvoir prendre en compte cette influence dans une démarche de propagation de l'exigence de rapidité globale de l'actionneur au niveau des composants.



Figure 5.9 : Schéma bloc de la boucle de position fermée incluant la boucle de vitesse.

Pour simplifier la démonstration, dans une première approximation, nous négligeons les effets des frottements visqueux de la transmission mécanique. Ce qui conduit à la fonction de transfert de la boucle de position ouverte suivante :

$$FTBO_{\theta}(p) = \frac{\theta_{Ch}(p)}{\theta_{Ch,com}(p)} = \frac{K_N}{p} \frac{1}{1 + \frac{2\xi_N}{\omega_n} p + \frac{p^2}{\omega_n^2}} \frac{1}{1 + \frac{2\xi_\Omega}{\omega_\Omega} p + \frac{p^2}{\omega_\Omega^2}}$$
(5.24)

Pour obtenir un asservissement en position rapide et stable, nous imposons une marge de phase φ_m de 45° comme critère de stabilité. Ce qui conduit à l'égalité suivante :

$$-90^{\circ} - \arctan\left(\frac{2\xi_{N}\frac{\omega_{\theta,u}}{\omega_{n}}}{1 - \frac{\omega_{\theta,u}^{2}}{\omega_{n}^{2}}}\right) - \arctan\left(\frac{2\xi_{\Omega}\frac{\omega_{\theta,u}}{\omega_{\Omega}}}{1 - \frac{\omega_{\theta,u}^{2}}{\omega_{\Omega}^{2}}}\right) = -180^{\circ} + \varphi_{m} = -135^{\circ}$$
(5.25)

L'expression précédente lie la pulsation propre du mécanisme ω_n à la bande passante de la boucle de vitesse fermée ω_{Ω} pour une pulsation de coupure ou bande passante $\omega_{\theta,u}$ de la boucle de position fermée donnée. La figure 5.9 représente la précédente égalité dans le plan pulsation propre du mécanisme relative $\omega_n/\omega_{\theta,u}$ et pulsation de la boucle vitesse relative $\omega_{\Omega}/\omega_{\theta,u}$.



Figure 5.10 : Pulsation propre relative du mécanisme $\omega_n/\omega_{\theta,u}$ en fonction de la bande passante relative de la boucle de vitesse fermée $\omega_{\Omega}/\omega_{\theta,u}$.

Pour une bande passante $\omega_{\theta,u}$ de l'asservissement en position donnée, le graphique précédent permet de procéder à un allocation par compromis entre la pulsation propre du mécanisme ω_n et la bande passante de vitesse ω_{Ω} . Dans un deuxième temps, la relation (5.23) permet de propager l'exigence de bande passante de vitesse au niveau de la bande passante ω_{el} de la boucle de courant. Finalement, à partir de l'exigence de la bande passante de la boucle de courant, la relation (5.15) permet de spécifier la constante de temps équivalente maximale admissible du convertisseur statique.

5.1.7. Conclusion partielle

En conclusion, nous avons montré ici qu'il est possible de passer d'un objectif global, la rapidité de l'asservissement en position, à des objectifs locaux, des modes naturels du

mécanisme jusqu'à la constante de temps équivalente du convertisseur statique. Ceci à l'aide des expressions établies dans cette section et résumées ci-dessous :

 Tableau 5.1 : Relations remarquables pour procéder à la propagation de l'exigence de rapidité de l'asservissement en position.

$\arctan\left(\frac{2\xi_N}{1-}\right)$	$\frac{\frac{\omega_{\theta,u}}{\omega_n}}{\frac{\omega_{\theta,u}^2}{\omega_n^2}}\right) + \arctan(\frac{\omega_{\theta,u}}{\omega_n^2})$	$\underbrace{\left(\frac{2\xi_\Omega \frac{\omega_{\theta,u}}{\omega_\Omega}}{1-\frac{\omega_{\theta,u}^2}{\omega_\Omega^2}}\right)}$	$=45^{\circ} (5.25)$	$\omega_{\Omega} = \frac{\omega_{el}}{2\xi_{\Omega}} (5.23)$	$\omega_{el} \approx \frac{1}{1,4\tau_H} (5.15)$
---	--	---	----------------------	--	--

Afin de supporter le concepteur dans une démarche de spécification, nous développons dans les prochaines sections une approche de modélisation, qui permet d'étendre la capacité de l'outil logiciel, présenté dans les précédents chapitres, à l'analyse modale de l'actionneur. De plus, dans le cas où l'analyse modale révèlerait que les premiers modes naturels de la transmission mécanique ne sont pas satisfaisants du point de vue de l'objectif de rapidité de l'asservissement en position, le concepteur peut avoir à procéder au redimensionnement des différents composants de l'actionneur. En général, le comportement dynamique de la transmission peut être amélioré en réduisant les inerties ou en augmentant les raideurs. Cependant, il est difficile de prédire quels sont les degrés de liberté du concepteur, pour améliorer ces performances. De la même façon, il est difficile de conclure sur les résultats des modifications réalisées. Dans ce cas là, il est aussi intéressant de disposer d'un outil permettant de procéder rapidement et efficacement à une analyse modale de l'actionneur.

5.2. MODELISATION ET ANALYSE

Typiquement, le dimensionnement en puissance, l'analyse modale et la synthèse de la commande sont conduits à l'aide de modèles de simulation spécifiques et distincts. Développer et manipuler différents modèles de simulation peut avoir un impact significatif sur les temps de développement et l'intégrité des approches. Ce qui limite, entre autres, le nombre de solutions différentes, qui peuvent être étudiées.

Dans cette section, nous étudions dans un premier temps les besoins et les problématiques de simulation spécifiques au dimensionnement en puissance, à l'analyse modale et à la synthèse de la commande. Dans un deuxième temps, nous proposons une approche de modélisation, dont l'objectif et d'éviter d'avoir à réaliser et manipuler un modèle de simulation différent pour chacun des types d'études considérés ici.

5.2.1. Modèles évolutifs

Pour le dimensionnement en puissance, il est judicieux de prendre en compte les phénomènes de pertes de puissance (par exemple : pertes Joule, frottements). D'un autre côté, les élasticités de la transmission mécanique ont généralement une influence négligeable sur la consommation en puissance de l'actionneur, il convient donc ici de ne pas les considérer. Finalement, il est également préférable de ne pas inclure de phénomènes discontinus (par exemple : butées) pour procéder à la simulation inverse. Par exemple, dans le cas du modèle d'une vis-à-billes, la course de l'écrou peut être limitée par la modélisation de butées au niveau de son déplacement. Au cours de la simulation inverse, le déplacement imposé de la charge peut correspondre à un déplacement de l'écrou, qui est plus important que la course de la vis à bille limitée par les butées. Dans ce cas, nous proposons de ne pas prendre en compte les butées pour la simulation inverse, et à la place de renseigner le concepteur sur la course totale parcourue par l'écrou durant la simulation.

Nous avons montré dans la section 5.1 de ce chapitre, qu'il est possible d'évaluer les performances de rapidité de l'asservissement en position, à partir des modes naturels de l'actionneur. Nous proposons ici d'estimer les modes naturels d'un dispositif en se basant sur la linéarisation du modèle de simulation physique. Ce qui implique de procéder par simulation directe. Dans le cadre de l'analyse modale, le modèle de simulation de la vis à billes doit être configuré, pour être représentatif de l'influence de ce composant sur les modes naturels de la transmission mécanique. Pour ce faire, contrairement à la simulation pour le dimensionnement en puissance, il est nécessaire ici de prendre en compte les élasticités du composant. D'un autre côté, il n'est pas nécessaire d'inclure les effets des frottements pour évaluer les modes naturels tant que l'amortissement est faible [Spinnler 2001]. Ces derniers ne sont donc pas pris en compte ici. Le principe de la linéarisation est d'obtenir une représentation linéaire du modèle autour d'un point de fonctionnement donné. Des discontinuités durant simulation peuvent conduire à des aberrations dans les résultats de la linéarisation (par exemple : gain infini). Il est donc préférable ici de ne pas prendre en compte de phénomènes discontinus dans le modèle de simulation.

Finalement, la synthèse d'une commande requiert un modèle de simulation le plus représentatif possible des différents comportements dynamiques du dispositif. Pour ce faire, le modèle correspondant doit prendre en compte l'ensemble des phénomènes : élasticités, pertes, phénomènes continus, discontinus, etc.

Les différentes configurations de modèles proposées précédemment pour le dimensionnement en puissance, l'analyse modale et la synthèse d'une commande sont résumées dans le tableau 5.2.

	Électicités	Pertes (frotte-	Phénomènes
	Liasticites	ments, Joule, etc.)	discontinus
Dimensionnement		V	
en puissance		X	
Analyse			
modale	Х		
Synthèse de la	v	v	V
commande	X	X	Х

Tableau 5.2 : Configurations types de modélisation pour le dimensionnement, l'analyse modale et la synthèse d'une commande.

Afin de réduire le nombre de modèles de simulation différents à développer et à manipuler, et ainsi accélérer le processus de développement, nous proposons ici d'appliquer une approche de modélisation évolutive en développant des modèles de simulation reconfigurables [Vries 1993 ; Paredis 2001]. Un modèle de simulation reconfigurable peut prendre en compte différents phénomènes ou différents niveaux de détails. De cette manière, une sélection judicieuse des phénomènes et niveaux de détails à prendre en compte permet d'adapter le modèle aux différents types d'études, que l'on veut conduire. Nous obtenons une

grande flexibilité de configuration du modèle à l'aide d'une structure globale (Figure 5.14), qui inclut l'ensemble des phénomènes physiques et des niveaux de détail à considérer durant le dimensionnement en puissance, l'analyse modale et la synthèse de la commande. Afin de passer aisément d'une étude à l'autre, nous proposons ici des modèles, qui disposent d'une interface graphique permettant à l'utilisateur de choisir les différents phénomènes et niveaux de détail pris en compte durant la simulation.

5.2.2. Influence du modèle d'élasticité de la transmission mécanique

La prise en compte de nouveaux paramètres de simulation, comme les élasticités, soulève la question de leur placement dans les modèles de simulation, ainsi que de l'influence de ce placement sur l'estimation des performances de rapidité de l'asservissement en position de l'actionneur. Aujourd'hui, on ne sait pas comment distribuer les élasticités de la transmission en général, et des réducteurs de vitesse en particulier (par exemple : réducteurs harmonic drive [Martineau 1999]). Nous allons ici étudier l'influence du choix de ce placement sur les performances estimées de rapidité de l'asservissement en position. Dans cette optique, on considère l'exemple de l'actionneur utilisé dans la section 5.1. Comme l'illustre la figure 5.11, l'élasticité de la transmission peut être réduite à deux endroits distincts dans le modèle de simulation considéré : côté moteur (Figure 5.11-A) ou côté charge (Figure 5.11-B).



Figure 5.11 : Modèles de simulation de la transmission électromécanique dans le cas d'une élasticité placée côté moteur (A) et côté charge (B).

On reprend ici la structure de commande à boucles imbriquées classique proposée dans la section 5.1. Comme nous l'avons montré dans la cette première section, avec une structure de commande à boucles imbriquées classique, les bandes passantes des boucles fermées de courant et de vitesse ne sont pas influencées par l'élasticité de la transmission mécanique, mais par les performances de rapidité du convertisseur statique. D'un autre côté, nous avons aussi montré que la boucle de position fermée dépendait en partie de la transmission mécanique, dont la pulsation propre est naturellement fonction de l'élasticité de la transmission et du moment d'inertie de la charge réduite à l'axe moteur. Par conséquent, le placement de l'élasticité dans modèle de la transmission mécanique influence la bande passante calculée pour la boucle fermée de position.

Nous proposons ici d'évaluer l'écart relatif e entre les pulsations propres de la transmission mécanique dans les deux cas de placement de l'élasticité identifiés précédemment et illustrés sur la figure 5.11. Les pulsations propres de la transmission mécanique dans les configurations A et B sont obtenus à partir de l'équation (5.2) et s'expriment de la manière suivante :

$$\omega_{n,A} = \sqrt{\frac{k}{J_{Ch}}} \text{ et } \omega_{n,B} = \sqrt{\frac{k}{J_{Ch} + J_{\text{Red}}}}$$
(5.26)

où $\omega_{n,A}$ est la pulsation propre de la transmission mécanique de la configuration A, $\omega_{n,A}$ est la pulsation propre de la transmission mécanique de la configuration B, k est l'élasticité de la transmission réduite à l'axe moteur et J_{Red} est le moment d'inertie du réducteur donné au niveau de l'axe rapide ou axe moteur.

A partir des expressions précédentes, on obtient l'écart relatif entre les pulsations propres suivant :

$$e = \frac{\omega_{n,A} - \omega_{n,B}}{\omega_{n,A}} = 1 - \sqrt{\frac{1}{1 + J_{\text{Red}}/J_{Ch}}}$$
(5.27)

L'expression précédente fait clairement apparaitre, que plus le moment d'inertie du réducteur est important par rapport à l'inertie de charge réduite, plus le placement de l'élasticité dans le modèle de simulation a d'influence sur la pulsation propre de la transmission mécanique et donc sur le calcul de la bande passante de la boucle fermée de position.

Puisqu'aujourd'hui, on ne sait pas quel placement est le plus fidèle à la réalité, nous proposons ici d'avoir une approche conservatrice dans l'estimation de la bande passante de la boucle de position fermée, et de placer l'élasticité du côté du moteur dans les modèles de simulation des composants de transmissions mécaniques (configuration B). Cependant, le placement proposé n'est pas le cas le plus conservateur pour toutes les architectures d'actionneur possibles. Il serait donc intéressant, dans de futurs travaux, de permettre à l'utilisateur de tester les différents placements de l'élasticité dans le modèle.

5.2.3. Prise en compte des interfaces mécaniques

Jusqu'ici, nous avons considéré un modèle de transmission mécanique représentatif des problématiques d'asservissement en position dans le cas général d'un corps d'actionneur, d'un accrochage à la structure porteuse et à la charge parfaitement rigides. Cependant, dans certains cas, l'élasticité de ces derniers éléments peut avoir une influence significative sur les performances en boucle de position fermée [Coelingh 2000].

Pour pouvoir prendre en compte l'influence de l'élasticité du corps et des accrochages à la charge et à la structure porteuse, nous proposons d'inclure des ports d'interfaces mécaniques dans les modèles de simulation des composants électromécaniques. Ces ports sont développés sur le principe du bilan d'effort nul, qui est caractérisé par les deux hypothèses suivantes :

- La somme des efforts appliqués au composant, c'est à dire entrant et sortant des ports d'interface mécanique, est nulle.
- Le mouvement relatif d'un composant par rapport à un support fixe est la différence entre son mouvement propre et la déflection de son accrochage (ou suspension) par rapport au support fixe.

La figure 5.12 illustre l'implémentation d'interfaces mécaniques avec l'exemple du modèle de simulation des vis à billes et vis à rouleaux.



Figure 5.12 : Représentation cinématique du modèle de simulation des vis à billes et vis à rouleaux avec ports d'interfaces mécaniques rotationnels et translationnels.

La figure 5.13 illustre, avec l'exemple des modèles développés pour les moteurs sans balais et les vis à billes et à rouleaux, comment l'implémentation d'interfaces mécaniques dans les modèles de simulation des composants permet de couvrir l'ensemble des cas basiques d'asservissement en position d'actionneurs électromécaniques.



Figure 5.13 : Modélisations d'actionneurs caractérisés par une transmission souple en torsion (a), un accrochage moteur souple en torsion (b) et un accrochage vis à billes souple en translation (c).

5.2.4. Implémentation dans Dymola/Modelica

La figure 5.14 illustre l'approche de modélisation développée dans cette section avec l'exemple du modèle de vis à bille et à rouleaux implémenté dans Dymola/Modelica. Les différents éléments du modèle de simulation global sont :

- (1) Interface mécanique rotative.
- (2) (a) Connexion mécanique directe, (b) modèle de frottements quatre-quadrant pouvant inclure des phénomènes de frottement secs, (c) modèle de frottements quatre-quadrant continu².
- (3) (a) Connexion mécanique directe, (b) élasticité en torsion.
- (4) Moment d'inertie équivalent des éléments en mouvement.
- (5) Transformation mécanique pure rotation↔translation.
- (6) Interfaces mécaniques avec le corps ou le bâti de l'actionneur.
- (7) Mesure de la force axiale appliquée sur l'écrou, la vis, le palier, etc.
- (8) (a) Butées de mouvement en translation, (b) Connexion mécanique pure.
- (9) Interface mécanique translationnelle.

Pour certains phénomènes, il peut y avoir plusieurs alternatives de modélisation. Les alternatives sont annotées par une lettre : (a), (b) ou (c). Ainsi, l'élément de simulation (3a) permet de négliger les pertes durant l'analyse modale. L'élément (3b) permet de prendre en compte différents types de frottements (par exemple : frottements secs) durant la synthèse de la commande. Finalement, l'élément (3c) permet de prendre en compte les principales pertes par frottement pour le dimensionnement en puissance. Pour ce faire, ce dernier élément n'inclut pas de phénomènes discontinus. Les différentes configurations du modèle de simulation des vis à billes et à rouleaux sont illustrées en fonction du type d'étude sur la figure 5.14.

² Le passage d'un quadrant à l'autre est rendu continu à l'aide d'une fonction tangente hyperbolique.


Figure 5.14 : Modèle de simulation physique reconfigurable des vis à billes et vis à rouleaux développé dans Dymola/Modelica.

5.3. Cas test : Actionneur de poussee vectorielle du premier etage de propulsion du lanceur europeen vega

Le développement du lanceur européen VEGA a démarré en 1998 [ESA 2009]. Le premier lancement commercial est prévu pour fin 2010. Ce projet répond à une demande de mise en orbite basse et polaire, à coûts réduits, de satellites scientifiques ou d'observation de la terre, dont la masse peut aller jusqu'à 2000 kg. La minimisation des coûts s'appuie sur l'implémentation de technologies avancées déjà disponibles et l'utilisation des installations des lanceurs Ariane.

On se propose ici d'étudier le système de contrôle vectoriel de poussée (en Anglais : « Thrust Vector Control ») du premier étage de propulsion P80 (Figure 5.15). D'une longueur

de dix mètres, le P80 est chargé de 88 tonnes de propergol solide. Ceci lui permet de disposer d'une poussée maximale de 3000 kN et d'un temps de combustion de 107 secondes. Alors que sur Ariane 5 le pilotage vectoriel de la poussée est assuré par des dispositifs à source de puissance hydraulique, sur le P80 cette tâche est assurée par des dispositifs à source de puissance électrique (en Anglais : « Power By Wire »).



Figure 5.15 : Actionneur électromécanique d'orientation de la poussée vectorielle du premier étage de propulsion du lanceur européen VEGA.

La tuyère est montée via une liaison cardan sur l'étage de propulsion, ce qui permet un mouvement à point fixe avec deux degrés de liberté angulaire. Les mouvements de la tuyère sont contrôlés par deux actionneurs électromécaniques placés dans des plans respectivement orthogonaux, et agissants chacun sur un degré de liberté (Figure 5.15). L'objectif de cette étude est de dimensionner ces actionneurs électromécaniques de manière à répondre au mieux aux spécifications présentées dans la sous-section suivante. Pour ce faire, dans une première approximation, nous négligeons l'interaction entre les deux degrés de liberté de mouvement de la tuyère.

5.3.1. Cahier des charges

Le cahier des charges définit les principales performances de l'actionneur demandées par le client sous la forme d'un débattement angulaire maximal de la tuyère de $+/-6^{\circ}$ (Figure 5.15), de divers temps de réponses maximaux pour différents débattements (Tableau 5.3), d'un profil de mission correspondant à des consignes typiques en position sur la durée du vol (Figure 5.16) et d'une description des principales caractéristiques du modèle équivalent de la tuyère (Figure 5.17), qui constitue la charge à mouvoir.



Figure 5.16 : Profil typique durant un vol de la consigne de position angulaire de la tuyère en fonction du temps.



Figure 5.17 : Schéma cinématique équivalent de rotulage de la tuyère.

5.3.2. Profil de mission filtré

Le profil de mission fourni (Figure 5.16) correspond à la consigne en position et non à la position réelle de l'actionneur. Le système bouclé final suivra la consigne avec une dynamique limitée par les performances de la commande de l'actionneur. Cependant, à ce stade du développement, la commande n'est pas encore définie. Pour pouvoir procéder au dimensionnement à l'aide de la simulation inverse, nous avons vu dans la section 3.1.1 du chapitre 3, qu'il faut disposer d'un profil de mission représentatif des performances attendues de l'actionneur. La forme brute initiale du profil de mission fourni implique des variations de

vitesses discontinues, et donc des pics de puissance illimités au niveau de l'actionneur. Pour pouvoir procéder au dimensionnement, il est donc nécessaire de filtrer le profil de mission sur la base des performances dynamiques spécifiées pour l'actionneur.

Le modèle le plus simple permettant de représenter un comportement dynamique de façon réaliste est du type deuxième ordre :

$$G(p) = \frac{\theta_{r\acute{e}el}(p)}{\theta_{com}(p)} = \frac{1}{1 + \frac{2\xi}{\omega_f} p + \frac{p^2}{\omega_f^2}}$$
(5.28)

où $\theta_{r\acute{e}el}$ et θ_{com} sont respectivement la position angulaire réelle et de consigne, ω_f est la pulsation propre de filtrage du signal et ξ est le coefficient d'amortissement.

Pour être représentatif d'une commande stable et rapide de l'actionneur, le coefficient d'amortissement ξ est pris égal à 0,7. En conséquence, le temps de réponse indiciel à 5% $t_{5\%}$ s'exprime en fonction de la pulsation propre par :

$$t_{5\%} = \frac{2.9}{\omega_f} \tag{5.29}$$

A l'aide de l'expression précédente, il est possible de remonter aux pulsations propres du système d'ordre deux modélisant le déplacement angulaire de la tuyère, et correspondant aux divers temps de réponses imposés par le cahier des charges (Tableau 5.3). Si pour de petits déplacements la bande passante de l'asservissement est la principale limite à la dynamique, pour de plus grands déplacements les limitations physiques de l'actionneur vont devenir prépondérantes. Ces limitations sont ici le couple et la vitesse maximaux (SOA) du moteur, qui vont limiter l'accélération et la vitesse maximale sur la charge.

Tableau 5.3 : Temps de réponses du cahier des charges avec pulsation propres, accélérations et vitesses maximales du système minimal équivalent du deuxième ordre.

Cahier des charges			Système é saturé en	quivalent du se accélération et	cond ordre en vitesse
Consigne d'échelon	Amplitude de la consigne (°)	Temps de réponse à 5% (s)	Pulsation propre (rad/s)	Accélération maximale (rad/s ²)	Vitesse maximale (rad/s)
de 0° à 0,5°	0,5	0,07	41,43	15	0,17
de 0° à 1°	1	0,1	29	-	0,18
de 1° à 4,5°	3,5	0,3	9,67	-	0,20
de 0° à 5,5°	5,5	0,5	5,80	-	-

A l'aide d'un générateur d'état à partir de la consigne d'ordre deux (Figure 5.18), il est possible de mettre le système minimal précédent sous la forme d'un schéma bloc faisant intervenir uniquement des intégrateurs et des gains. Il est alors simple de choisir et de limiter les variables d'état, qui décrivent le système à partir de cette forme. Le filtre obtenu permet de transformer le profil de mission carré fourni en profil de mission filtré au deuxième ordre et représentatif du comportement spécifié dans le cahier des charge (Figure 5.19). Le profil de mission ainsi rendu réaliste peut être exploité pour le dimensionnement en puissance. Cependant, pour pouvoir procéder au filtrage, il faut dans un premier temps identifier les accélérations et les vitesses maximales correspondant aux exigences du cahier des charges et à renseigner dans générateur d'état.



Figure 5.18 : Générateur d'état à partir de la consigne d'ordre deux représenté sous la forme d'un schéma bloc.

Dans un premier temps, à partir des temps de réponses spécifiés en fonction d'une consigne échelon dans le cahier des charges, nous avons extrait la pulsation propre du système minimal d'ordre 2 équivalent. Dans un deuxième temps, nous injectons cette pulsation propre dans le générateur d'état à partir de la consigne d'ordre deux, pour identifier l'accélération maximale permettant de satisfaire les différents temps de réponses. Finalement, de la même manière, l'accélération maximale identifiée est injectée dans le générateur d'état et nous procédons à l'identification de la limite de vitesse maximale. Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau 5.3.



Figure 5.19 : Extrait du profil de mission avant et après filtrage.

5.3.3. Implémentation du modèle de charge dans Dylmola/Modelica

Le modèle de charge correspond au modèle de rotulage de la tuyère (Figure 5.17), qui est destiné au dimensionnement en puissance et à l'analyse modale. Pour cette raison, nous avons développé ce modèle pour qu'il soit compatible avec la simulation directe et inverse. La figure 5.20 illustre l'implémentation de ce modèle dans l'environnement Dymola/Modelica. Les différents éléments du modèle de simulation sont :

- (1) Interface mécanique translationnelle avec l'actionneur.
- (2) Transformation de mouvement rotation-translation : Bras de levier par rapport à l'axe de rotulage.
- (3) Moment d'inertie : Moment d'inertie de la tuyère selon l'axe de rotulage.
- (4) Amortissement visqueux : Amortissement visqueux de rotulage.
- (5) Elasticité en torsion : Élasticité selon l'axe de rotulage.
- (6) Mesure de la position angulaire de la tuyère.
- (7) Profil (carré) de la consigne de position angulaire de la tuyère en fonction du temps.
- (8) Le générateur d'état à partir de la consigne d'ordre deux.

Les modèles de simulation de transformation de mouvement, d'inertie, d'amortissement visqueux et d'élasticité sont acausaux et peuvent servir pour la simulation directe et inverse. Cependant, dans le cas de la simulation inverse, le déplacement angulaire de la tuyère en fonction du temps doit être imposé par le profil de mission. Pour ce faire, nous avons modifié le modèle acausal de l'inertie en rotation, pour qu'il puisse être forcé en position dans un mode de simulation inverse. Le modèle de rotulage de la tuyère obtenu a donc deux modes d'utilisation :

- En mode de **simulation inverse**, la position de la tuyère est donnée par le profil de mission filtré par le générateur d'état.
- En mode de **simulation directe**, le profil de mission et le générateur d'état sont désactivé. L'inertie en rotation n'est plus forcée en position.

L'interface graphique du modèle de rotulage proposé, permet à l'utilisateur de choisir le mode d'utilisation du modèle avant de procéder à la simulation. Pour cette raison, on dit que le modèle de rotulage de la tuyère développé est un modèle bi-causal.



Figure 5.20 : Modèle bi-causal de rotulage de la tuyère.

Le profil de mission et les paramètres de le générateur d'état identifiés dans la section précédente sont injectés dans le précédent modèle de simulation de rotulage de la tuyère. A partir du modèle obtenu, on obtient par simulation inverse le profil de mission à la sortie de puissance de l'actionneur représenté sous forme normalisée sur la figure 5.21.



Figure 5.21 : Profil de mission normalisé au niveau de la sortie de puissance de l'actionneur

5.3.4. Recherche du rapport de réduction global minimisant la masse de l'actionneur à l'aide des lois d'échelle

A partir du profil de mission, du modèle de charge établi précédemment et du modèle de simulation de l'actionneur (Figure 5.22) réalisé à l'aide de la librairie que nous avons développé dans Dymola/Modelica, il est possible de procéder au dimensionnement en puissance. Cependant, la méthodologie de dimensionnement appliquée aux actionneurs de direction de train d'atterrissage et d'aileron dans les chapitres 3 et 4, n'est pas applicable dans le cas présent. La difficulté du dimensionnement est liée au caractère dynamique du profil de mission, qui inclut d'importants pics d'accélérations. En effet, la maximisation du rapport de réduction de la vis à rouleaux et l'adaptation du rapport du réducteur de vitesse pour correspondre à la vitesse maximale des moteurs de la gamme de puissance de l'application, fait converger vers un moteur incapable d'accélérer sa propre inertie pour atteindre l'accélération maximale spécifiée. De plus, l'utilisation d'un moteur avant une plus grande capacité de couple s'accompagne d'une augmentation du moment d'inertie de son rotor telle que la marge de couple dégagée ne permet pas d'atteindre l'accélération maximale requise. D'un autre côté, une augmentation du rapport de réduction total permet de réduire l'effort de charge ramené au moteur, mais conduit à amplifier les accélérations angulaires requises au niveau du moteur. Un compromis est donc à rechercher.



Figure 5.22 : Modèle de simulation de l'actionneur de la tuyère réalisé dans Dymola/Modelica.

Nous proposons ici de rechercher le rapport de transmission minimisant la masse de l'actionneur. La transmission mécanique est généralement dimensionnée par les efforts maximaux appliqués en sortie. Ceci est d'autant plus vrai ici, que l'actionneur à une vie opérationnelle très courte (inférieure à 5 mn). Ce qui a pour conséquence, que le rapport de réduction n'influe que faiblement le dimensionnement en puissance de la transmission mécanique. D'un autre côté, les couples et vitesses au niveau du moteur sont fonction du rapport de transmission, qui a ainsi un impact majeur sur le dimensionnement du moteur électrique. C'est pourquoi, rechercher le rapport de réduction minimisant la masse de l'actionneur est équivalent à rechercher le rapport de réduction minimisant la masse du moteur.

De nombreux travaux concernent la recherche du rapport de transmission minimisant le couple maximal du moteur [Park 1989 ; Richard 1998 ; Van de Straete 1999 ; Saner 2004]. Ces travaux se basent sur un modèle plus ou moins simplifié du système d'actionnement et de charge, pour exprimer le couple maximal en fonction du rapport de réduction. L'optimum est obtenu en identifiant les valeurs du rapport de réduction annulant la dérivée de l'expression obtenue. Cependant, les publications précédentes n'adressent pas le problème en incluant le redimensionnement du moteur en fonction du rapport de réduction. Dans [Van de Straete 1998], l'auteur propose de sélectionner le moteur à partir d'un tri opéré dans un plan couplevitesse normalisé par l'inertie de chaque moteur. Néanmoins, cette dernière approche n'est valable que pour une charge purement inertielle et nécessite une base de données de moteurs pour pouvoir être appliquée. Finalement, en appliquant dans un premier temps une approche basée sur les lois d'échelle, similaire à celle développée dans [Jufer 2001 ; Ahmed 2004], il est possible d'obtenir l'expression analytique du rapport de réduction global, qui minimise la taille du moteur en prenant en compte son dimensionnement en fonction du rapport de réduction.

Nous proposons ici d'aborder la recherche du rapport de transmission minimisant la masse de l'actionneur comme un problème d'optimisation, que l'on formule de la manière suivante :

• Déterminer le rapport de réduction global N de la transmission mécanique, qui minimise la masse du moteur électrique M_M tout en respectant la SOA (vitesse $\Omega_{M,max}$ et couple $C_{M,max}$ maximaux admissibles) du moteur durant le profil de mission fourni.

$$(P) \begin{cases} \text{Minimiser} : M_{M}(N) \\ \text{Sous les contraintes} : \\ \Omega_{M,\max,j}(N) \le \Omega_{M,\max} \\ C_{M,\max,j}(N) \le C_{M,\max} \\ N \in N^{*} \end{cases} = \text{fonctionnement dans le SOA}$$
(5.30)

La démarche suivante se base sur l'hypothèse d'une transmission mécanique supposée parfaitement rigide et dont les inerties réduites à l'arbre moteur sont négligeables devant l'inertie réduite de la tuyère et celle du moteur. Le modèle obtenu à partir de cette hypothèse est schématisé cinématiquement sur la figure 5.23. Finalement, la démarche suivante s'applique au **point de fonctionnement le plus contraignant du profil de mission**, que l'on suppose identifié (Figure 5.21).





5.3.4.1. Recherche du rapport de réduction minimisant le couple crête d'un moteur donné pour un point de fonctionnement critique donné

Dans le cas présent, la simulation montre que le moteur est dimensionné par le couple crête qu'il doit fournir pour un point de fonctionnement caractérisé par une forte accélération de la tuyère (Figure 5.21). Nous allons donc chercher ici le rapport de transmission minimisant le couple crête du moteur, pour réduire sa masse.

L'équation du couple moteur C_M en fonction du déplacement angulaire de la charge pour le point de fonctionnement critique $(\theta, \dot{\theta} \text{ et } \ddot{\theta})$ et des caractéristiques de la transmission s'écrit

$$C_{M} = N \left(J_{M} + \frac{J_{Ch}}{N^{2}} \right) \ddot{\Theta} + \left(f_{\nu} \dot{\Theta} + k \Theta \right) \frac{1}{N}$$
(5.31)

avec

$$N = \frac{N_{\text{Re}d}}{p_v} l \tag{5.32}$$

où N_{Red} est le rapport de réduction global de la transmission, f_v est le coefficient de frottement visqueux de rotulage de la tuyère, k est l'élasticité de rotulage, N_{Red} est le rapport de réduction du réducteur de vitesse, p_v est le pas de la vis à rouleaux exprimé en unité SI et l est la longueur du bras de levier.

L'identification du rapport de réduction, qui annule la dérivée de l'expression précédente conduit à l'équation du rapport de réduction N_{opt} suivante minimisant le couple moteur :

$$N_{opt} = \frac{1}{\sqrt{J_M}} \sqrt{J_{CH} + \frac{f_v \dot{\theta} + k\theta}{\ddot{\theta}}}$$
(5.33)

On remarque ici que pour une charge inertielle pure, l'expression précédente correspond bien au critère classique de choix du rapport de réduction $N_{opt, classique}$:

$$N_{opt,classique} = \sqrt{\frac{J_{Ch}}{J_M}}$$
(5.34)

La figure 5.24 illustre l'identification du rapport de réduction optimal minimisant le couple crête pour un point de fonctionnement critique et un moteur donnés.



Figure 5.24 : Exemple de couple crête en fonction du rapport de réduction pour un point de fonctionnement critique et un moteur donnés.

5.3.4.2. Recherche du rapport de réduction minimisant la masse du moteur, pour un moteur choisi en fonction du couple crête

Dans la partie précédente nous avons cherché à déterminer le rapport de réduction, qui minimise le couple crête d'un moteur donné pour un point de fonctionnement donné. Nous étudions ici, l'influence de la variation de l'inertie du moteur, quand celui-ci est choisi en fonction du couple crête.

En injectant l'expression du rapport de réduction optimal précédente dans le calcul du couple (5.31), on obtient l'expression suivante du couple crête minimal du moteur $C_{M,crête}$:

$$C_{M,crête} = 2A\ddot{\theta}\sqrt{J_M} \tag{5.35}$$

avec

$$A = \sqrt{J_{Ch} + \frac{\dot{\theta}f_v + \theta k}{\ddot{\theta}}}$$
(5.36)

où A est une constante pour un point de fonctionnement donné.

Les expressions (5.33) et (5.35) permettent d'obtenir la variation suivante du couple crête minimal du moteur en fonction de la variation du rapport de réduction, pour un moteur choisi en fonction du couple crête :

$$C_{M,crête}^* = N_{opt}^{*-1}$$
 (5.37)

L'expression précédente montre que plus le rapport de réduction est élevé, plus le couple crête du moteur et donc sa masse peuvent être diminués. En effet, bien que l'augmentation du rapport de réduction accroisse l'accélération $\ddot{\theta}$ du moteur, cela entraîne aussi une réduction du moment d'inertie du rotor, qui au final tend à réduire le couple crête.

Par conséquent, pour minimiser les dimensions et la masse du moteur, il faut maximiser le rapport de réduction.

5.3.4.3. Influence de la vitesse maximale admissible du moteur sur le choix du rapport de réduction

Dans la section précédente, nous avons montré que pour minimiser les dimensions et la masse du moteur, il faut maximiser le rapport de réduction. Cependant, l'augmentation du rapport de réduction accroît aussi la vitesse $\dot{\theta}$ au point de fonctionnement critique. Il convient donc de s'assurer, lors du choix du rapport de réduction, que la vitesse au point de fonctionnement critique ne soit pas supérieure à la vitesse maximale admissible du moteur (SOA).

D'un côté, la vitesse du moteur Ω_M au point de fonctionnement donné est directement proportionnelle au rapport de réduction :

$$\Omega_M = N_{opt} \dot{\theta} \tag{5.38}$$

D'un autre côté, comme nous l'avons montré dans la section 3.2.2.3 du chapitre 3 la vitesse maximale admissible du moteur $\Omega_{M,max}$ est liée à son dimensionnement et donc à son couple crête. En illustrant la présente démonstration avec les moteurs sans balais cylindriques, nous obtenons l'expression suivante :

$$\Omega_{M,\max}^* = C_{M,crête}^{*-1/3,5} = N_{opt}^{*1/3,5}$$
(5.39)

Comme l'illustre la figure 5.25, au-delà d'un rapport de réduction $N_{max/\Omega}$, la vitesse du moteur au point de fonctionnement donné est supérieure à la vitesse maximale admissible du moteur. En d'autres termes, nous observons ici que la vitesse maximale du moteur limite le rapport de réduction de la transmission mécanique.

La limite de réduction imposée par la vitesse maximale admissible du moteur est obtenue en égalisant les deux expressions précédentes :

$$\Omega_{M,\max,ref} \left(\frac{N_{\max/\Omega}}{N_{opt,ref}}\right)^{1/3,5} = N_{\max/\Omega} \dot{\theta} \Leftrightarrow N_{\max/\Omega} = \left(\frac{\Omega_{M,\max,ref}}{\dot{\theta}}\right)^{\frac{3,5}{2,5}} \frac{1}{N_{opt,ref}^{1/2,5}}$$
(5.40)

où le rapport de réduction optimal de référence correspond au moteur de référence. A partir de l'expression (5.33), ce rapport de réduction peut être exprimé en fonction du point de fonctionnement et du moment d'inertie du moteur de référence de la manière suivante :

$$N_{opt,ref} = \frac{A}{\sqrt{J_{M,ref}}}$$
(5.41)

qui permet d'écrire

$$N_{\max/\Omega} = \left(\frac{\Omega_{M,\max,ref}}{\dot{\theta}}\right)^{\frac{7}{5}} \left(\frac{J_{M,ref}}{A^2}\right)^{\frac{1}{5}}$$
(5.42)



Figure 5.25 : Exemple de vitesse de fonctionnement du moteur et de vitesse maximale admissible du moteur en fonction du rapport de réduction et pour un moteur choisi en fonction du couple crête.

5.3.4.4. Conclusion partielle

A l'issu de cette étude, nous pouvons proposer la méthode de sélection du rapport de réduction optimal suivante :

- (9) Le rapport de réduction minimisant la masse du moteur tout en respectant son SOA (couple et vitesse maximales admissibles) est donné par l'équation (5.42) précédente.
- (10) Le moteur est choisi de manière à ce que son couple maximal admissible corresponde au couple crête de fonctionnement au point critique.

Avec cette méthode, il est aussi possible de prendre en compte des marges de vitesse et de couple. Pour ce faire, il suffit de recalculer la vitesse et le couple maximal admissibles du moteur de référence en prenant en compte ces marges. L'application de la méthode proposée au dimensionnement en puissance de l'actionneur de la tuyère montre qu'il peut être difficile d'identifier à priori le point de fonctionnement critique (Figure 5.21). Pour pallier à cette difficulté, cette méthode peut être implémentée sous la forme d'un algorithme qui permet de calculer le rapport de réduction optimal pour chaque point de fonctionnement du profil de mission via la simulation, et ainsi d'identifier sans itération le point critique de fonctionnement et le rapport de réduction optimal de la transmission.

5.3.5. Dimensionnement en puissance

L'actionneur est dimensionné à l'aide de la méthode d'optimisation développée dans la section précédente. Afin d'évaluer l'impact de l'exigence d'accélération sur le dimensionnement de l'actionneur, le dimensionnement en puissance à été réalisé pour trois accélérations angulaires maximales de la charge différentes : 10,47, 12,22 et 15 rad/s² (600, 700 et 860 deg/s²). Chaque dimensionnement inclut une marge de couple et de vitesse de 10%. Le dimensionnement de référence correspond à l'accélération de 12,22 rad/s². Les résultats de ce dimensionnement sont résumés dans le tableau 5.4. La comparaison entre les différents dimensionnements est illustrée par la figure 5.26.

Entre autres, la figure 5.26 montre que seul le moteur est impacté par la variation de l'accélération angulaire maximale de la charge. En effet, l'effet de l'inertie de la charge ramenée à la vis à rouleaux et au réducteur de vitesse est négligeable. De plus, l'inertie de ces composants de la transmission mécanique est aussi très réduite. C'est pourquoi, seul le moteur, dont l'inertie est significative, est sensible à la variation de l'accélération de la charge. De cette façon, le gain (accroissement) de masse de l'actionneur par rapport à la référence (700 °/s²) est de -25 % pour une accélération angulaire de 600 °/s² et de +47 % pour une accélération angulaire de 860 °/s².

	Moteur sans b	alais	Réducteur de v	itesse	Vis à rouleaux]
			(épicyclique)		(course = 0, 11)	m)	
Référence	PARVEX NX4	20 EAJ400,	REDEX-ANDA	NTEX SRP1,	SKF TRK 44 (v	vis-à-rouleaux),	
	Couple RMS	= 4 Nm,	Couple nominal	= 370 Nm,	SKF BLRU 4 (1	palier),	
	diamètre	= 0,09 m,	rapport de réd	= 7,	Forces nominal	es = 74,2 kN,	
	longueur	= 0,18 m,	diamètre	= 0,17 m,	diamètre extern	e = 0,12 m,	
	masse	= 3,8 kg.	longueur	= 0,18 m,	longueur totale	= 0,3 m,	
			masse	= 13,8 kg.	masse totale	= 8,2 kg.	
Lois	RMS couple*	= 9 Nm,	Nominal couple	* = 19 Nm,	Force nominale	* = 23 kN,	Masse
d'échelle	Diamètre	= 0,12 m,	rapport de réd.	= 1,	pas de vis	$= 9,5 \ 10^{-4} \text{ m/rad},$	totale de
	longueur	= 0,22 m,	diamètre	= 0,06 m,	diamètre extern	e = 0,07 m,	l'actionneur
	masse	= 7,6 kg.	longueur	= 0,06 m,	longueur totale	= 0,21 m,	= 9,7 kg.
			masse	= 0,7 kg.	masse totale	= 1,4 kg.	
Composant	PARVEX NX (530EAG,	APEX AF 042,		SKF TRK 24 (v	vis-à-rouleaux),	Masse
du	Couple RMS	= 12 Nm,	Couple nominal	= 20 Nm,	Force nominale	= 23,31kN,	totale de
commerce	diamètre	= 0,12 m,	rapport de réd.	= 3,	pas de vis	$= 9,5 \ 10^{-4} \text{ m/rad}.$	l'actionneur
	longueur	= 0,21 m,	diamètre	= 0,04 m,	SKF BLRU 2 (J	palier),	= 12 kg.
	masse	= 8,9 kg.	longueur	= 0,08 m,	Forces nominal	es = 27,9 kN,	
			masse	= 0,6 kg.	diamètre extern	e = 0,09m,	
					longueur totale	= 0,23 m,	
					masse totale	= 2.5 kg.	

Tableau 5.4 : Résultats du dimensionnement en puissance pour une accélération maximale de 12,22 $\rm rad/s^2$

* dimensionné en fonction de l'effort crête à transmettre.

** dimensionné vis-à-vis de la durée de vie (contraintes de fatigue ou thermiques).



Figure 5.26 : Masses totales et enveloppes géométriques de l'actionneur dimensionné pour une accélération angulaire maximale de 600, 700 et 860 °/s².

5.3.6. Analyse modale

Le dimensionnement précédent définit un actionneur capable d'atteindre les temps de réponse spécifiés dans le cahier des charges en termes de puissance et pour le profil de mission fourni. Cependant, ce dimensionnement ne prend pas en compte les limites imposées par les modes naturels de l'actionneur. Nous étudions ici ces modes naturels à l'aide du modèle de simulation de l'actionneur (Figure 5.22), et vérifions qu'une commande classique de type boucles imbriquées peut permettre d'atteindre la bande passante requise au niveau de la boucle de position fermée (41,43 rad/s).

5.3.6.1. Spécification des composants en fonction de l'objectif de rapidité de l'asservissement en position

Nous étudions ici les performances de rapidité d'asservissement en position de l'actionneur dans le cas d'une commande à boucles imbriquées avec le critère de stabilité de marge de phase de 45°. Dans une première approximation, on suppose que la boucle de vitesse fermée n'influe pas sur les premiers modes naturels de la boucle de position ouverte. Les modèles de l'actionneur et de la charge (Figure 5.22) sont reconfigurés en suivant les consignes du tableau 5.2, pour pouvoir procéder à une analyse modale. La figure 5.28 représente dans un diagramme de Bode les résultats de l'analyse modale de la réponse en position de la tuyère en fonction de la vitesse du moteur. Ce diagramme de Bode à été réalisé dans l'environnement de simulation Matlab à partir d'un modèle d'état engendré à partir du modèle de simulation de l'actionneur réalisé dans l'environnement Dymola/Modelica.

Afin de mieux appréhender les résultats de l'analyse modale conduite à l'aide de l'approche logicielle développée, nous considérons le modèle cinématique de la transmission électromécanique et de la charge réduite au niveau de l'axe moteur illustré sur la figure 5.27. Ce modèle est équivalent au modèle de simulation de l'actionneur développé dans l'environnement Dymola/Modelica (Figure 5.22).

La figure 5.28 montre clairement, que la boucle de position seule est caractérisée par un premier mode naturel égal à ~6138,67 rad/s (~977 Hz). Ce mode de résonnance correspond à un mouvement d'oscillation synchrone des inerties de la transmission (réducteur et vis à rouleaux) et de la tuyère avec des déformations au niveau des élasticités du réducteur de vitesse et du rotulage de la tuyère. Un calcul approximatif de la pulsation propre de ce mode de résonnance confirme le résultat de la simulation :

$$\omega_{\theta,1} = \sqrt{\frac{k_{\text{Re}d} + k_T}{J_{\text{Re}d} + J_{VR} + J_T}} \approx 975 \,\text{Hz}$$
(5.43)

où k_{Red} est l'élasticité du réducteur réduite à l'axe moteur, k_T est l'élasticité selon l'axe de rotulage réduite, J_{Red} le moment d'inertie du réducteur, J_{VR} le moment d'inertie de la vis à rouleaux réduit et J_T le moment d'inertie du rotulage de la tuyère réduit.

En pratique, l'amortissement du mode précédemment identifié est invisible à cause des frottements. D'un autre côté, nous n'avons pas pris en compte ici les effets du jeu dans la transmission, qui réduisent la raideur pour les petits mouvements et qui font tomber ainsi la fréquence propre ω_n du mécanisme. De plus, il existe d'autres modes, plus bas, qui son dus à l'élasticité naturelle de la tuyère, ainsi qu'à l'élasticité des liaisons de type rotule au niveau des accrochages avec la structure porteuse (premier étage de propulsion) et avec la tuyère.



Figure 5.27 : Modèle réalisé dans Dymola/Modelica et représentation cinématique équivalente de la transmission électromécanique de l'actionneur et de la charge de VEGA.



Figure 5.28 : Diagramme de Bode (gain et phase) de la réponse en position de la tuyère en fonction de la vitesse du moteur, dans le cas où on néglige l'influence des boucles de correction internes (vitesse et courant).

Le rapport entre la pulsation propre de la transmission mécanique (cinématique de charge incluse) et la bande passante exigée pour la boucle d'asservissement en position fermée est égal à 163. Le résultat précédent et la figure 5.10 permettent de conclure, que le mode propre de la boucle de vitesse fermée doit être au moins deux fois plus rapide que l'objectif pour la boucle de position fermée, c'est-à-dire >75,4 rad/s (12 Hz). Ce qui nous conduit à une pulsation propre de la boucle de courant supérieure à 105,5 rad/s (16,8 Hz) et à une constante de temps équivalente du hacheur inférieure à 13 10⁻³ s. Ce qui est cent fois plus grand que l'ordre de grandeur typique (10^{-4} s) . Cependant, comme mentionné précédemment, pour les besoins de cette démonstration, nous négligeons ici certains phénomènes qui contribuent à réduire la pulsation propre de la transmission (jeu, élasticité d'accrochage, etc.). Le résultat obtenu ici ne permet donc pas de conclure sur la rapidité ou la faisabilité de l'asservissement en position. Pour la poursuite de cette étude, qui sort du cadre de présents travaux, les précédents phénomènes doivent être adressés. La figure 5.29 suivante illustre comment le modèle de l'actionneur et de la tuyère réalisé dans Dymola/Modelica pourrait servir à cette étude plus approfondie des modes de l'actionneur, en prenant en compte l'élasticité de l'accrochage de l'actionneur au premier étage de propulsion.



Figure 5.29 : Prise en compte de la raideur d'accrochage de l'actionneur au premier étage de propulsion.

5.4. CONCLUSION

Dans les chapitres 3 et 4 nous avons traité du dimensionnement en puissance et de l'aspect fiabilité. Dans ce cinquième chapitre nous avons adressé les performances d'asservissement en position en boucle fermée sans entrer dans les détails de conception d'une commande.

Pour ce faire, nous avons établi des liens entre les performances des différentes boucles de correction d'une commande à boucles imbriquées typique. Dans un deuxième temps, une approche de modélisation permettant d'étendre la capacité de l'outil logiciel développé dans les chapitres 3 et 4 a été présentée. L'objectif de cette approche est d'étendre la capacité de l'outil proposé à l'analyse modale. Cette nouvelle capacité de l'outil à ensuite été appliquée à l'étude du dispositif de contrôle vectoriel de poussée du premier étage de propulsion du lanceur spatial VEGA. Dans cette étude, l'objectif de rapidité de la boucle de position fermée a pu être propagé jusqu'aux performances de rapidité du hacheur. De cette façon, nous avons démontré ici, que l'approche développée permet au concepteur de spécifier, dès la phase de conception préliminaire, les différents composants d'un actionneur électromécanique non seulement vis-à-vis de l'aspect puissance et fiabilité mais aussi performance de rapidité en boucle fermée.

On remarque cependant, que la démonstration conduite dans le présent chapitre se base sur une commande à boucles imbriquées classique, dont les performances sont limitées par rapport à des types de commandes plus modernes. Il serait donc intéressant, dans de futurs travaux d'étendre cette approche à des commandes plus sophistiquées. De plus, l'actionneur est accroché à la structure de l'étage de propulsion et à la tuyère via des liaisons sphériques de type rotule [Carnevale 2007]. Les élasticités de ces accrochages et celle du corps de la tuyère peuvent influencer les modes naturels de l'actionneur. Bien que les modèles de simulation développés permettent de prendre en compte l'influence de ces élasticités d'accrochage, nous nous sommes limités à démontrer l'intérêt de l'approche proposée sur un cas simple et de mettre en évidence l'apport potentiel pour les étapes suivantes de dimensionnement. De futurs travaux pourraient adresser les phénomènes négligés ici et influençant les modes naturels de l'actionneur, pour aboutir à une spécification de ses interfaces (élasticité d'accrochage à la structure porteuse, à la charge, etc.).

REFERENCES

- [Ahmed 2004] H. Ben Ahmed, B. Multon et P.E. Cavarec. Actionneurs linéaires directs et indirects : performances limites Journées du club EEA : « Avion et électricité » Université Cergy-Pontoise 18-19 mars 2004.
- [Carnevale 2007] C. Carnevale and P. D. Resta. Vega Electromechanical Thrust Vector Control Development. 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit Cincinnati, OH, USA, 8-11 July 2007.
- [Coelingh 2000] H. J. Coelingh. Design support for motion control systems, University of Twente, Enschede, The Netherlands. Ph.D.: xii-218, 2000.
- [Dequidt 2000] A. Dequidt, J.-M. Castelain and E. Valde. "Mechanical pre-design of high performance motion servomechanisms." Mechanism and Machine Theory 35: 1047-1063, 2000.
- [Ellis 2004] G. Ellis. Control system design guide, Elsevier Academic Press, 2004.
- [ESA 2009] European Space Agency. "European Space Agency Website Launch Vehicles." from <u>http://www.esa.int/</u>, 2009.
- [Grellet 1989] G. Grellet. "Pertes dans les machines tournantes." Techniques de l'Ingénieur, 1989.
- [Jufer 2001] M. Jufer. Global design of an electric drive. Electromotion 2001. Bologna, Italy. 8: 55-58, June 19-20, 2001.
- [Kasier 2007] D. Kasier. Fundamentals of Servo Motion Control. P. Compumotor. <u>http://www.compumotor.com</u>, 2007.
- [Louis 2002] J-P Louis, B. Multon, Y. Bonnassieux et M. Lavabre. "Commande de la machine à courant continu (mcc) à vitesse variable." Techniques de l'ingénieur, TI D3160, 2002
- [Martineau 1999] J.-P. Martineau. Caractérisation expérimentale et modélisation du comportement des réducteurs harmonic drive. 4th World Congress on Gearing and Power Transmission. Paris, France: 1089-1100, 16-17 mars.
- [Moscrop 2001] J. W. Moscrop, C. Cook and P. Moll. Control of servo systems in the presence of motor-load inertia mismatch. EICON'01: The 27th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. 1: 351-356, 29 November -2 December 2001.
- [Moscrop 1999] J. W. Moscrop, C. Cook and F. Naghdy. Comparative Study of Feedback Sensor Locations dor Servo Systems with Motor/Load Inertia Mismatch. 1999 Australian Conference on Robotics & Automation, Brisbane, Australia March 20 - April 1, 1999.
- [Paredis 2001] C. J. J. Paredis, A. Diaz-Calderon, R. Sinha and P. K. Khosla. "Composable Models for Simulation-Based Design." Engineering with Computers 17(2): 112-128, 2001.
- [Park 1989] J.S. Park and S.W. Kim. "Optimum Speed Reduction Ratio for DC Servo Drive Systems." Int. J. Mach. Tools Manufact. 29(2): 207, 1989.

[Parvex 2006] NX motor datasheets, 2006. http://www.parvex.com/

- [Richard 1998] W. Richard and Jr. Armstrong. Load to Motor Inertia Mismatch: Unveiling The Truth. Drives and Controls Conference 1998. Telford England, 1998.
- [Roos 2006] F. Roos and J. Wikander. The influence of gear ratio on performance of electromechanical servo systems Mechatronic Systems. 4th IFAC Symposium on Mechatronic Systems, Heidelberg, Germany, 2006.
- [Saner 2004] C. Saner. A design guideline for robust high performance axes. The IEEE International Conference on Mechatronics, ICM '04, 2004.
- [Spinnler 2001] G. Spinnler. Conception des machines: Principes et applications.Mécanique,E. Press, Lausane, Suisse, PPUR, 2001.
- [Townsend 1989] W.T. Townsend and J. K. Salisbury. Mechanical bandwidth as a guideline to highperformance manipulatordesign. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 14-19 May 1989.
- [Van Amerongen 2003] J. van Amerongen and P. Breedveld. "Modelling of physical systems for the design and control of mechatronic systems." Annual Reviews in Control 27(1): 87-117, 2003.
- [Van de Straete 1999] H.J. van de Straete, J. De Schutter and R. Belmans. "An efficient procedure for checking performance limits in servo drive selection and optimization." Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on 4(4): 378-386, 1999.
- [Van de Straete 1998] H.J. van de Straete, P. Degezelle, J. De Schutter and R. J. M. Belmans. "Servo motor selection criterion for mechatronic applications." Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on 3(1): 43-50, 1998.
- [Vries 1993] T. J. A. de Vries, P. C. Breedveld and P. Meindertsma. Polymorphic modelling of engineering systems. Int. Conf. on Bond Graph Modeling ICBGM '93, San Diego, California, U.S.A., Society for Computer Simulation, 1993.

CONCLUSION

Dans un contexte très compétitif, les secteurs aéronautiques et automobiles font face à de nombreux défis. Des innovations rapides doivent conduire à des performances plus élevées, un meilleur respect de l'environnement, une plus grande sûreté d'opération, ainsi qu'une réduction des coûts de développement et d'opération. Parmi les nombreuses pistes envisagées pour atteindre ces objectifs, ces travaux s'inscrivent dans le cadre de l'effort de recherche pour le développement de systèmes embarqués plus électriques. Dans ce contexte et pour les deux projets de recherche finançant ces travaux (projets DRESS et C6E2), nous développons et étudions des actionneurs électriques embarqués, asservis en position et ayant une puissance typique allant d'une centaine de watts à quelques kilowatts. Afin de réduire les temps et coûts de développement de ces dispositifs, nous proposons ici une méthodologie de conception innovatrice. Sur la base du processus de développement en V, cette méthodologie a pour objectif de faciliter et d'automatiser les boucles d'itération dès la phase de conception préliminaire. Classiquement, ces itérations sont réalisées durant la phase montante du processus de développement. Il nous faut donc transférer une partie de la connaissance et de la compétence de la phase montante vers la conception préliminaire.

La première étape du processus de conception préliminaire, tel qu'il est abordé ici, est la recherche de solutions architecturales. Le chapitre 2 traite de cette étape, pour laquelle nous proposons une approche hybride (montante et descendante) en alternative à l'approche traditionnelle intuitive et montante. L'approche traditionnelle consiste à recombiner de manière intuitive des solutions existantes pour obtenir de nouvelles fonctionnalités. Ce qui permet d'utiliser des solutions connues et réduit les risques de développement. D'un autre côté, l'aspect intuitif ne garantit pas d'identifier la meilleure solution possible. L'approche innovatrice proposée combine une génération systématique des solutions architecturales à partir du besoin fonctionnel (approche descendante) avec un filtrage par rapport aux exigences du projet et de l'état de l'art technologique (approche montante) et sur des critères qualitatifs. De cette façon, l'approche proposée conduit à un nombre réduit de solutions architecturales compatibles avec les principales exigences du projet et l'état de l'art technologique. Cette approche est appliquée avec succès au projet DRESS, qui est caractérisé par des exigences très élevées (sûreté, fiabilité et opérationnel). Dans un deuxième temps, en raison d'exigences de sûreté et de fiabilité très élevées (taux de défaillance de l'ordre de 10⁻⁹ par heure de vol), une étude de la fiabilité des solutions identifiées est menée au niveau architectural. Cette étude permet de conclure sur la pertinence des solutions étudiées vis à vis de l'aspect fiabilité et de mettre en évidence l'extrême criticité de certaines exigences du cahier des charges.

Le chapitre 3 de ce rapport de thèse est consacré au dimensionnement en puissance. L'approche proposée ici est basée sur la modélisation et la simulation. Malgré le nombre important de travaux portant sur le prototypage virtuel et la conception orientée simulation, il y a aujourd'hui un manque de modèles de simulation adaptés à la conception préliminaire. Les travaux présentés dans ce chapitre ont permis de combler ce manque en proposant des modèles basés sur les lois d'échelle. Les lois d'échelle sont utilisées ici pour refléter les phénomènes physiques dimensionnants les différents composants d'un actionneur électromécanique. De cette façon, à partir d'une unique référence par technologie, il est possible de procéder au dimensionnement sur une grande plage de variation des caractéristiques du composant. Un autre avantage de l'utilisation des lois d'échelle est la possibilité de lier entre eux les différents paramètres (de simulation, d'intégration, etc.) d'un composant. De cette manière, nous développons des modèles de dimensionnement et de simulation nécessitant un nombre limité de paramètres d'entrée et reflétant l'état de l'art technologique, sans nécessiter le développement ni l'entretien d'une base de données importante par composant. On notera cependant, que l'établissement des lois d'échelle représentatives des phénomènes dimensionnants est une tâche difficile. Elle nécessite une connaissance approfondie des composants et de leurs technologies. L'approche de modélisation proposée est appliquée à une méthode de conception développée ici et accompagnée de la réalisation d'un outil logiciel associé dans l'environnement Modelica/Dymola. Finalement, l'efficacité de l'approche de conception et de l'outil développé est illustrée et confirmée avec le dimensionnement d'actionneurs pour le projet DRESS et pour des commandes de vol primaires (aileron). En plus de résultats intéressant, cette étude montre la rapidité et l'efficacité de la méthode de conception et de l'outil logiciel développés pour le dimensionnement de différentes architectures. Ce qui permet d'étudier plus rapidement un plus grand nombre d'alternatives pour un système donné.

Certaines applications, en particulier les applications aéronautiques, ont des exigences de fiabilité et de durée de vie très élevées. La prise en compte de ces aspects dès la phase de conception préliminaire est traitée dans le chapitre 4. Dans ce chapitre, nous proposons une approche de calcul de la durée de vie en fonction du dimensionnement et des dommages imposés durant le profil de mission. L'approche proposée est implémentée dans notre outil logiciel d'aide à la conception préliminaire, permettant ainsi de prendre en compte les aspects fiabilité et durée de vie lors du dimensionnement en puissance, et apportant une capacité de conception fiabiliste. Cette nouvelle capacité de l'outil est testée avec l'étude de l'influence de la variation des paramètres de conception (par exemple : cinématique de la charge, durée de vie, configuration d'opération) sur le dimensionnement et la fiabilité de l'actionneur du projet DRESS et des commandes de vol primaires. Les résultats obtenus permettent de converger vers des conclusions intéressantes concernant la pertinence de différents paramètres de conception étudiés. En plus de ces résultats, cette étude démontre l'intérêt de l'outil pour le pré-dimensionnement fiabiliste rapide et efficace dès la phase de conception préliminaire.

Les chapitres 3 et 4 traitent du dimensionnement et de la sélection de composants en prenant en compte les aspects puissance et fiabilité. Dans la continuité, le chapitre 5 traite de l'aspect des performances en rapidité de l'asservissement en position en boucle fermée. Dans le cadre de la conception préliminaire, cet aspect est traité sans entrer dans les détails de conception des capteurs et de la commande. Pour ce faire, sur la base d'une architecture de commande classique à boucles imbriquées, l'influence des premiers modes naturels sur les performances de la boucle de position fermée est étudiée. De cette façon, nous développons une méthode de propagation d'un objectif global (rapidité de l'asservissement en position) vers un niveau local (composants, accrochage). Pour pouvoir exploiter cette méthode, la capacité de l'outil logiciel développé dans ces travaux est étendue à l'analyse modale. Pour faciliter le passage d'un type d'analyse à l'autre, une approche de modélisation évolutive est appliquée au modèle de simulation des composants. Ici une évolutivité flexible est obtenue par le biais de modèles reconfigurable. Cette particularité de l'approche de modélisation proposée consiste à développer des modèles généraux incluant tous les phénomènes à prendre en compte dans les différents types d'analyses considérés. Selon, le type d'analyse le concepteur sélectionne les phénomènes à prendre en compte (cf. Tableau 5.2 chapitre 5). La capacité de dimensionnement en puissance et d'analyse modale de l'outil logiciel développé dans le cadre de ces travaux est appliquée à l'étude de l'actionneur du dispositif de contrôle vectoriel de la poussée du premier étage de propulsion du lanceur spatial VEGA. Cette étude montre que l'outil développé permet au concepteur de spécifier, dès la phase de conception préliminaire, les composants d'un actionneur vis-à-vis des aspects puissance et performance de rapidité de l'asservissement en position.

En résumé, les présents travaux nous permettent de proposer des méthodes de conception préliminaire innovantes avec leur implémentation sous la forme d'outils logiciels pour l'application industrielle. Dans un premier temps, une méthode hybride

montante/descendante (en Anglais : « Top-down/Bottom-up ») de recherche systématique d'architectures solution (partie montante) et de sélection vis-à-vis des exigences du cahier des charges et de l'état de l'art technologique (partie descendante) est développée. Dans un deuxième temps, des méthodes d'évaluation d'architectures en termes de puissance, d'intégration (enveloppe géométrique et masse), de fiabilité et de performances en boucle fermée sont proposées. Ceci permet d'aboutir à une pré-spécification des composants d'une architecture avant la phase de conception spécifique. L'implémentation de ces méthodes, sous la forme d'un outil logiciel dans l'environnement de simulation Modelica/Dymola, se base sur la modélisation acausale et la combinaison de simulations numériques inverses et directes. Des lois d'échelle, représentatives des phénomènes physiques dimensionnants, sont établies pour réduire la complexité d'utilisation des modèles et l'intervention d'experts de domaine dans les phases préliminaires. Les méthodes proposées et l'outil logiciel associé ont été appliqués avec succès aux exemples d'actionneurs électromécaniques d'orientation d'un train avant d'atterrissage, de commandes de vol primaires et de contrôle de la poussée vectorielle du premier étage de propulsion d'un lanceur spatial. De cette façon, la durée de la phase d'évaluation d'architectures a pu passer d'un ordre de grandeur en jour à un ordre de grandeur en heure, tout en réduisant significativement le risque de larges boucles d'itération plus tard dans le processus de développement.

Le tableau 1 résume les contributions de ces travaux de thèse en termes d'objectifs, de méthodologies et des approches de modélisation et simulation associés.

Objectif	Méthodologie	Approche de modélisation
		/ sinuation
Raccourcir	- Méthode hybride (montante/descendante) de	- Modélisation acausale
	génération et de sélection d'architectures solution.	- Modèles reconfigurables
	- Règles de conception de haut niveau.	
	- Continuité (évolutivité) des modèles.	
Simplifier	- Réduire le nombre de paramètres de conception.	- Lois d'échelle
	- Dimensionnement réalisé sans la commande.	- Simulation inverse sur les
		variables de puissance

Tableau 1 : Objectifs, méthodologies et outils associés proposés.

Une composante essentielle et innovatrice des méthodes d'évaluation proposées ici est l'élaboration et l'utilisation de lois d'échelle représentatives de phénomènes physiques dimensionnants, pour lier entre eux les principaux paramètres des modèles (définition, simulation, etc.). Dans ces travaux, nous avons développé des lois pour des composants d'actionnements électromécaniques. Par exemple : réducteur de vitesse, moteurs brushless. Cette méthode est cependant limitée à la représentation de composants simples. Ce qui nous conduit dans certains cas à combiner des modèles pour aboutir à des composants plus complexes. De cette façon, le modèle de la vis à rouleaux ou à billes proposé est l'assemblage des modèles de la vis, de l'écrou et du palier. Cet aspect limite l'application de cette méthode à un niveau organique de représentation d'architecture et n'est pas applicable à des modèles de plus haut niveau. Par exemple, cette méthode ne peut pas être appliquée directement pour réaliser un modèle global d'actionneur électromécanique, dans le cadre d'une évaluation au niveau aéronef ou véhicule.

Afin de simplifier le processus de dimensionnement, nous nous sommes placés ici dans une logique de conception par assemblage de composants. Ce qui a permis de faire l'hypothèse d'une similitude géométrique dans le changement d'échelle des composants. Ainsi, les lois d'échelle ont pu être établies de manière à réduire le nombre de paramètres à manipuler (paramètres de définition). Si de cette façon les lois établies conduisent à un produit existant ou réalisable à partir d'une unique référence par technologie, elles ne représentent cependant pas toutes les possibilités et ne permettent donc pas une optimisation à ce niveau. Pour cette même raison, il n'est pas possible ici d'intégrer les différents composants ou fonctions de l'actionneur pour en optimiser les performances globales massiques, d'intégration géométrique, ...

Une dernière limite caractérisant les méthodes proposées se situe au niveau de la prise en compte des phénomènes parasites dans les modèles de simulation. Par exemple : Les phénomènes dissipatifs et les élasticités des composants mécaniques. Dans ces travaux, ces phénomènes sont abordés un haut niveau de détail. De cette façon, la dissipation est généralement ramenée à un effort ou couple de frottement calculé à partir d'un rendement fixe représentatif d'un fonctionnement en conditions nominales. Le choix du positionnement des élasticités a été réalisé sur une approche conservatrice appliquée à un cas simple (inertieraideur-inertie) mais pas représentatif de l'ensemble des cas rencontrés en actionnement électromécanique. Or l'expérience montre que ces phénomènes dissipatifs peuvent avoir une influence importante sur l'évaluation d'architectures (ici en termes de puissance et de performances de vitesse en boucle fermée). Il est donc important de pouvoir investiguer ce point dans de futurs travaux.

Finalement, avant de présenter les pistes pour de futurs travaux. Il est important de noter que malgré les limites mentionnées précédemment, les méthodes et l'implémentation proposés ont permis de procéder efficacement à l'indentification et à l'évaluation rapide et efficace de nouveaux systèmes d'actionnement électromécaniques (exemples des actionneurs du projet DRESS, de commandes de vol primaires et de VEGA). Un avantage majeur de ces méthodes et de cette implémentation apparaît aussi dans le cas de la re-conception d'un système, dans le but de l'adapter à une application similaire, mais avec un facteur d'échelle différent. Dans ce dernier cas, les efforts mis à contribution pour réaliser les modèles pour la première conception du système sont intégralement capitalisés et la re-conception fortement accélérée.

A l'issue de ce travail de thèse, de nombreuses pistes d'amélioration et d'accélération du processus de développement d'un système d'actionnement, apparaissent. Ces pistes sont caractérisées par deux axes principaux :

- Un axe portant sur l'élargissement (développement et enrichissement) de la méthode et des outils proposés ici, dans le cadre de la conception préliminaire.
- Un axe ayant pour objectif de réaliser des interfaces entre l'approche de conception préliminaire proposée ici avec les phases de développement antérieures et postérieures.

Si on projette ces axes de recherche dans le processus de développement en V, on s'aperçoit que l'élargissement de la méthode et des outils apparaît comme un axe de progression horizontal. De la même façon, l'établissement d'interfaces entre l'approche proposée et les phases amonts (antérieures) et avales (postérieures) apparaît comme une progression verticale.

Au niveau du développement des méthodes et de l'outil proposés, il serait intéressant de poursuivre l'effort de multidisciplinarité. Par exemple, en prenant en compte l'aspect thermique. Pour cela, il serait intéressant de développer des méthodes d'évaluation (puissance, intégration, fiabilité, etc.) des systèmes thermiques qui prennent en compte les particularités des technologies liées à ce domaine. Au niveau de l'outil logiciel cela se traduirait aussi par une approche de modélisation par bilan d'énergie nul et par l'implémentation de ports thermiques. En dehors du cadre de ces travaux, certains modèles (par exemple : les moteurs électriques) de l'outil logiciel proposé ont déjà été réalisés sur cette approche [Budinger 2008]. La prise en compte des sources de chaleur (par exemple : pertes Joule) et la capacité de simulation des transferts de puissance thermique permettent d'interfacer avec des modèles d'échange thermiques de base (par exemple : convection libre ou convection forcée). De cette façon, il est déjà possible de procéder à un prédimensionnement des échangeurs de chaleur, qui peuvent constituer des facteurs de masse et de volume de tout premier ordre dans certains cas (par exemple : variateurs de vitesse).

Au niveau de l'enrichissement des méthodes et de l'outil proposés, des travaux sont en cours pour inclure les dispositifs d'actionnement à source de puissance hydraulique. De cette façon, il sera possible de comparer efficacement et rapidement des technologies différentes pour un système donné. Dans le contexte actuel, cette capacité de comparaison est particulièrement intéressante, car si la demande forte en innovation pousse à procéder à des sauts technologiques (par exemple : hydraulique vers électrique), il n'est cependant pas évident que cela apporte systématiquement un véritable bénéfice global [Maré 2010].

Les incertitudes des évaluations conduites sont aussi un aspect important [Malak 2007], qui pourrait relativiser les résultats des évaluations et qui serait par conséquent intéressant de prendre en compte dans de futurs travaux.

Dans le cadre du projet de recherche *Concept Innovant de Système d'Actionnement de Commandes de vol secondaires et de Servitudes* (CISACS, 2009-2012), qui implique un consortium de 10 partenaires pour un coût total de 6 millions d'euros, des travaux sont conduits pour développer des méthodes permettant l'étude d'un plus grand nombre d'architectures et paramètres de conception. L'objectif ici est d'automatiser le processus de dimensionnement multicritère (SOA, etc.) et multi-objectif (masse, fiabilité, etc.) à l'aide de méthodes d'optimisation qui permettraient d'aboutir à une conception plus optimale. Toujours dans le cadre du projet de recherche CISACS, des moyens d'étude de profil de mission optimaux dans l'outil logiciel proposé ici sont en cours de développement. L'objectif est de pouvoir s'assurer de la pertinence du cahier des charges vis-à-vis de la technologie considérée, très tôt dans le processus de développement. Ce qui constitue une interface entre le niveau technologique de la conception préliminaire et la phase amont de spécification des besoins. Ce dernier point s'inscrit donc dans l'axe d'avancement vertical de nos travaux.

Toujours au niveau de l'axe d'avancement vertical, il est aussi prévu de créer un pont entre le niveau de modélisation par paramètres localisés des modèles que nous avons réalisés ici avec le niveau de modélisation 3D. De cette façon, le passage de la phase de conception préliminaire à la phase avale de conception spécifique sera significativement facilité et accéléré.

Finalement, une dernière piste de recherche, qui ne se situerait ni sur l'axe vertical ni sur l'axe horizontal mentionnés précédemment, mais sur un troisième axe indépendant, serait de mettre à contribution l'outil logiciel proposé ici pour « nourrir » des méthodologies et des moyens de simulation se plaçant au niveau avion en aéronautique [Liscouet - Hanke 2008], et au niveau véhicule dans l'industrie automobile. Ce qui permettrait d'évaluer rapidement et efficacement des solutions non plus à un niveau local (système) mais à un niveau global (aéronef, véhicule).

REFERENCES

- [Budinger 2008] M. Budinger, J. Liscouët, S. Orieux et J.-C. Maré. Automated Preliminary Sizing of Electromechanical Actuator Architectures. ELECTRIMACS 2008 Conference, Québec, Canada, 2008.
- [Liscouet Hanke 2008] S. Liscouet Hanke. A model-based methodology for integrated preliminary sizing and analysis of aircraft power system architectures. Laboratoire de Génie Mécanique de Toulouse (LGMT) INSA-UPS. Toulouse, Université de Toulouse. Ph. D., 2008.
- [Malak 2007] R. J. Malak et C. J. J. Paredis. Using Parameterized Pareto Sets to Model Design Concepts. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2007), Seattle, WA, USA,
- [Maré 2010] J.-C. Maré. Towards more electric drives for embded applications: (re)discovering the advantages of hydraulics. 7th International Conference on Fluid Power (IFK) Aachen, Germany, 22 24 March 2010.

ANNEXES

ANNEXE A : STATISTIQUES POUR LA FIABILITEII	Π
ANNEXE B : MODES ET TAUX DE DEFAILLANCE CONSIDERES POUR L'ETUDE DE	
FIABILITE DE L'EXEMPLE D'ACTIONNEUR DE DRESS	Π
ANNEXE C : ARBRES DE DEFAILLANCE DE L'EXEMPLE DE L'ACTIONNEUR DE	
DRESSX	V
ANNEXE D : MODELE DE LA VIS SANS FIN (EN ANGLAIS)XI	Х

ANNEXE A : Statistiques pour la FIABILITE

ANNEXE A : STATISTIQUES POUR LA FIABILITE	
Notation	iii
Nomenclature	ii
A.1. Les modèles mathématiques de la fiabilité	iv
A.2. Fiabilité et densité de probabilité de défaillance en fonction du	taux de défaillance vii
A.3. La loi exponentielle	vii
A.4. La loi de weibull	viii
Références	X

Notation

MTBF	« Mean Time Between Failure »	MTTR	« Mean Time To Repair »
MTTF	« Mean Time To Failure »		

Nomenclature

b	Paramètre de forme de la loi de Weibull	(-)
F(t)	Fonction probabilité de défaillance	(-)
f(t)	Fonction densité de probabilité de défaillance	(-)
MTBF, MTTF	Moyennes des temps de bon fonctionnement	(h)
$\Gamma(\mathbf{x})$	Fonction gamma	(-)

MTTR	Moyenne des temps de réparation	(h)
R(t)	Fonction fiabilité	(-)
t	Temps	(h)
z(t)	Taux de défaillance instantané	(/h)

$\lambda(t)$	Taux de défaillance	(/h)
$\lambda(t)$	Taux de défaillance	(/h

L'objectif de cette annexe est de fournir les notions de base nécessaires à une bonne compréhension des calculs de fiabilité réalisés dans les chapitres 2 et 4. Pour ce faire, nous présentons dans un premier temps les principaux modèles mathématiques utilisés en fiabilité. Dans un deuxième temps, nous illustrons ces modèles avec les deux lois de fiabilité considérées dans ces travaux : la loi exponentielle et la loi de Weibull.

A.1. Les modèles mathématiques de la fiabilité

Une étude de fiabilité se base sur des modèles mathématiques représentatifs du comportement en défaillance dans le temps des différents constituants d'un dispositif étudié. Ces modèles mathématiques sont [Schwob 1969; O'Connor 2002]:

- La fonction densité de probabilité de défaillance f(t) ;
- La fonction fiabilité *R*(*t*) ;
- La fonction probabilité de défaillance *F*(*t*) ;
- Le taux de défaillance $\lambda(t)$ et le taux de défaillance instantané z(t);
- La moyenne des temps de bon fonctionnement (en Anglais : « Mean Time To Failure ») MTTF.

La fonction densité de probabilité de défaillance fournit la probabilité qu'un dispositif défaille à un instant t donné. Cette fonction est donc représentative de la distribution des temps de défaillances. Les deux types de distributions considérées dans ces travaux sont la distribution exponentielle (cf. section 0) et la distribution de Weibull (cf. section 0).

La fonction probabilité de défaillance fournit la probabilité qu'un dispositif soit défaillant dans un intervalle de temps donné (par exemple : [0,t]). En conséquence, la fonction probabilité de défaillance est l'intégrale de la fonction densité de probabilité de défaillance :

$$F(t) = \int_{0}^{t} f(t)dt$$
 (A.1)

La fonction fiabilité représente la probabilité de succès sur un intervalle de temps donné (par exemple : [0,t]). La fonction fiabilité et la fonction probabilité de défaillance sont donc complémentaires et liées par la relation :

$$F(t) + R(t) = 1 \Leftrightarrow R(t) = 1 - \int_{0}^{t} f(t)dt \qquad (A.2)$$

Le taux de défaillance représente la probabilité de défaillance d'un dispositif entre les instants t et $t+\Delta t$, ramenée à l'unité de temps, sachant que le dispositif n'est pas défaillant à l'instant t. Ce qui conduit à l'expression suivante du taux de défaillance :

$$\lambda(t) = \frac{F(t \to t + \Delta t)}{R(t)\Delta t} = \frac{F(t + \Delta t) - F(t)}{R(t)\Delta t} = \frac{R(t) - R(t + \Delta t)}{R(t)\Delta t}$$
(A.3)

Pour un intervalle de temps tendant vers 0, le taux de défaillance est dit instantané. A partir de l'équation précédente, on obtient ainsi l'expression du taux de défaillance instantané suivant :

$$z(t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{R(t) - R(t + \Delta t)}{R(t)} = -\frac{dR(t)}{R(t)dt}$$
(A.4)

Comme l'illustre la figure a.1, le taux de défaillance d'un dispositif dépend de sa phase de vie. On distingue généralement trois grandes phases de vie :

- Le début de vie ou rodage. Durant cette phase de vie, les composants marqués par un défaut de fabrication sont progressivement écartés. Ce qui se traduit par un taux de défaillance décroissant.
- La vie utile. Une fois tous les dispositifs marqués par un défaut de fabrication écartés, les dispositifs « sains » opèrent avec un taux de défaillance relativement constant (légèrement croissant pour les dispositifs mécaniques).
- En fin de vie, l'effet d'usure s'accélère et le taux de défaillance croît.



Figure A.1 : Variation du taux de défaillance en fonction du temps pour les trois principales phases de vie d'un dispositif.

La moyenne des temps de bon fonctionnement, aussi appelé temps moyen entre panne MTTF (en Anglais : « Mean Time To Failure »), est la moyenne arithmétique du temps entre pannes d'un système. Par conséquent, dans le cas d'un système non réparable, cette grandeur s'exprime en fonction de la fonction densité de probabilité de défaillance de la manière suivante :

$$MTTF = \int_{0}^{+\infty} tf(t)dt$$
 (A.5)

A partir de (A.1) et (A.2), on obtient :

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt}$$
(A.6)

Ce qui permet de réécrire (A.5), pour obtenir le temps moyen entre panne en fonction de la fonction fiabilité de la manière suivante :

$$MTTF = -\int_{0}^{+\infty} t dR(t) = -\left[tR(t)\right]_{0}^{+\infty} + \int_{0}^{+\infty} R(t) dt = \int_{0}^{+\infty} R(t) dt$$
(A.7)

Dans le cas d'un dispositif réparable, on parle généralement de *Mean Time Between Failure (MTBF)* pour désigner le temps moyen entre panne [Hecht 2004]. Cette grandeur est la somme du temps moyen d'opération avant l'apparition d'une panne et du temps moyen de réparation *Mean Time To Repair (MTTR)* comme l'illustre la Figure A.2.



Figure A.2 : Représentation séquentielle des temps moyens de réparation (*MTTR*) et des temps moyens entre panne (*MTTF* et *MTBF*), pour un dispositif réparable.

En général, le temps moyen de réparation est très petit devant le temps moyen entre panne *MTTF*. Ce qui conduit à l'égalité suivante :

$$MTTR \ll MTTF \Rightarrow MTBF = MTTR + MTTF \approx MTTF$$
(A.8)
A.2. Fiabilité et densité de probabilité de défaillance en fonction du taux de défaillance

A partir de l'expression (A.4) du taux de défaillance instantané, on obtient l'expression de la fonction fiabilité suivante :

$$\frac{dR(t)}{R(t)} = -z(t)dt \Longrightarrow \ln R(t) = -\int_{0}^{t} z(t)dt + \text{constante}$$
(A.9)

Sachant que la fiabilité à l'instant initial est égale à 1, on a :

$$\mathbf{R}(0) = 1 \Longrightarrow \ln \mathbf{R}(0) = 0 \Longrightarrow \text{constante} = 0 \tag{A.10}$$

qui permet d'écrire

$$R(t) = e^{\left[\int_{0}^{t} z(t) dt\right]}$$
(A.11)

Finalement l'expression de la densité de probabilité en fonction du taux de défaillance est obtenue à partir de (A.2) et (A.11) de la manière suivante :

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \frac{d(1 - R(t))}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt} \Longrightarrow f(t) = z(t)e^{\left\lfloor \int_{0}^{t} z(t) dt \right\rfloor}$$
(A.12)

A.3. La loi exponentielle

La loi exponentielle, aussi appelée distribution exponentielle, est caractérisée par un taux de défaillance constant en fonction du temps, et est ainsi représentative des processus de défaillances aléatoires ou catalectiques [Schwob 1969].

La loi exponentielle est fortement utilisée en phase amont de développement, en raison du faible niveau de détails que caractérise cette étape de conception. On retrouve aussi cette loi dans le cas des composants électroniques et électriques, pour lesquels les processus de défaillance sont complexes et les causes de défaillance multiples et souvent difficiles à anticiper (par exemple : peste pourpre des transistors).

Comme il a été mentionné précédemment, la distribution exponentielle est caractérisée par un taux de défaillance constant λ :

$$z(t) = \lambda = \text{constante}$$
 (A.13)

qui permet d'écrire

$$f(t) = z(t)e^{\left[-\int_{0}^{t} z(t).dt\right]} = \lambda e^{-\lambda t}, \ R(t) = e^{\left[-\int_{0}^{t} z(t).dt\right]} = e^{-\lambda t} \ \text{et} \ F(t) = 1 - e^{-\lambda t}$$
(A.14)

De la même façon, le temps moyen entre panne MTTF s'exprime par :

$$MTTF = \int_{0}^{+\infty} R(t)dt = \int_{0}^{+\infty} e^{-\lambda t}dt = \left[\frac{e^{-\lambda t}}{-\lambda}\right]_{0}^{+\infty} = \frac{1}{\lambda}$$
(A.15)

Le taux de défaillance, la fonction densité de probabilité et la fonction probabilité de défaillance de la loi exponentielle sont illustrés pour trois taux de défaillances différents en fonction du temps multiplié par le taux de défaillance sur la figure a.3 ci-après.



Figure A.3 : Loi exponentielle - Taux de défaillance, Distribution des probabilités de défaillance et Probabilité de défaillance en fonction du temps multiplié par le taux de défaillance, pour trois taux de défaillance différents.

A.4. La loi de weibull

La loi de Weibull a l'avantage d'être très flexible et représentative d'une façon suffisamment précise d'une infinité de lois de probabilité fonctions du temps. Cette loi est caractérisée par l'expression suivante de la distribution des temps de défaillance [O'Connor 2002] :

$$f(t) = \frac{b}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{b-1} e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{b}}$$
(A.16)

où θ est le temps caractéristique avant défaillance ($F(\theta) = 0,63$) et *b* est le paramètre de forme de la distribution.

A partir de l'équation précédente, le taux de défaillance et la fonction fiabilité s'expriment [O'Connor 2002] :

$$z(t) = \frac{b}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{b-1}, \ R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{b}}, \ F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{b}} \text{ et } MTTF = \theta \Gamma\left(\frac{1}{\theta} + 1\right)$$
(A.17)

où Γ est la fonction gamma définie par :

$$\Gamma(n) = \int_{0}^{+\infty} e^{-x} x^{n-1} dx$$
 (A.18)

Plus le dispositif est complexe et le processus de défaillance imprévisible, plus le facteur de forme b se rapproche de 1. On remarque ainsi que la loi de Weibull est similaire à la loi exponentielle (cf. section A.3), pour un facteur de forme égal à 1. Pour une valeur de b inférieure à 1, le taux de défaillance est décroissant en fonction du temps. Ce qui est caractéristique du comportement en défaillance d'un dispositif phase de rodage (début de vie). Pour une valeur de b prise supérieure à 1, le taux de défaillance est croissant en fonction du temps. Ce qui est caractéristique du comportement en défaillance défaillance durant la fin de vie d'un dispositif (usure). Finalement, pour un paramètre b pris égale à 3,4, la distribution de Weibull est semblable à la distribution normale ou gaussienne.

Le taux de défaillance, la fonction densité de probabilité et la fonction probabilité de défaillance de la loi de Weibull sont représentés en fonction du temps divisé par le temps spécifique avant défaillance sur la figure a.4, pour différents paramètres de forme b caractéristiques (0,5, 1, 1,5 et 3,4).



Figure A.4 : Loi de Weibull - Taux de défaillance, Distribution des probabilités de défaillance et Probabilité de défaillance en fonction du temps par le temps spécifique avant défaillance, pour quatre paramètres de forme distincts (b = 0,5 1, 1,5 et 3,4) et un temps spécifique avant défaillance donné.

Références

[Hecht 2004] H. Hecht. Systems reliability and failure prevention, Boston, Artech House, 2004.

[O'Connor 2002] P. D. T. O'Connor, D. Newton et R. Bromley. Practical Reliability Engineering, Wiley, 2002.

[Schwob 1969] M. Schwob, G. Peyrache. Traité de fiabilité, Masson & C^{ie}, 1969.

ANNEXE B : MODES ET TAUX DE DEFAILLANCE CONSIDERES POUR L'ETUDE DE FIABILITE DE L'EXEMPLE D'ACTIONNEUR DE DRESS.

Composant	Mode de défaillance fonctionnel	Taux de défaillance (/HO)*	Taux de défaillance (/HV)**	Source des données	Environnement des données source
Vis sans fin	général	1,17 10 ⁻⁵	2,97 10 ⁻⁶	RIAC, Engrenage, vis	Général
	grippage	5,83 10 ⁻ 0	1,48 10 ⁻ 0	serré/bloqué (50%)	
	perte de trans. de couple	5,83 10 ⁻ °	1,48 10 ^{-°}	jeu excessif (50%)	
	dégradé	2,91 10 [™]	7,42 10'	serré/bloqué (50%)	
Engrenage droit	général	5,70 10 ⁻⁷	1,45 10 ⁻⁷	RIAC, Roue	Militaire (AIF)
	grippage	3,71 10 ⁻⁸	9,44 10 ⁻⁹	grippé/bloqué (6,5%)	
	perte de trans. de couple	3,71 10 ⁻⁸ _	9,44 10 ⁻⁹	rupture (6,5%)	
	dégradé	4,98 10 ⁻⁷	1,27 10 ⁻⁷	usé,collé,griffé,déplacé,bruyant (87,3%)	
Crémaillère	général	1,07 10 ⁻⁹	2,73 10 ⁻¹⁰	Données DRESS	
	grippage	5,35 10 ⁻¹⁰	1,36 10 ⁻¹⁰	supposé (50%)	
	perte de trans. de couple	5,35 10 ⁻¹⁰	1,36 10 ⁻¹⁰	supposé (50%)	
	dégradé	0	0	supposé (50%)	
Vis à rouleaux	général	2,27 10 ⁻⁶	5,78 10 ⁻⁷	RIAC, vis à billes, assemblage	Sol (GM)
	grippage	9,74 10 ⁻⁸	2,48 10 ⁻⁸	serré/bloqué (1/3.13%)	
	perte de trans. de couple	3,95 10 ⁻⁷	1,01 10 ⁻⁷	fracture (17,4%)	
	dégradé	1,87 10 ⁻⁶	4,77 10 ⁻⁷	collé, serré, courbé, opération dégradée	(82,4%)
Embrayage	général	5,06 10 ⁻⁶	1,29 10 ⁻⁶	RIAC, Embrayage	Aéronautique (AUF)
électromagnétique	grippage	0	0	supposé	
	perte de trans. de couple	1,81 10 ⁻⁶	4,60 10 ⁻⁷	pas de mouvement (35,7%)	
	dégradé	1,82 10 ⁻⁶	4,64 10 ⁻⁷	opération dégradée (7,1%)	
	bloqué ouvert	1,81 10 ⁻⁶	4,60 10 ⁻⁷	perte de trans. de couple	
	bloqué fermé	1,00 10 ⁻⁸	2,55 10 ⁻⁹	(car naturellement ouvert)	
Réducteur	général	5,70 10 ⁻⁷	1,45 10 ⁻⁷	RIAC, Roue	Militaire (AIF)
de vitesse	grippage	3,71 10 ⁻⁸	9,44 10 ⁻⁹	grippé/bloqué (6,5%)	
	perte de trans. de couple	3,71 10 ⁻⁸	9,44 10 ⁻⁹	rupture (6,5%)	
	dégradé	4,98 10 ⁻⁷	1,27 10 ⁻⁷	usé,collé,griffé,déplacé,bruyant (87,3%)	

Composant	Mode de défaillance fonctionnel	Taux de défaillance (/HO)*	Taux de défaillance (/HV)**	Source des données	Environnement des données source
Moteur brushless	général	8,40 10 ⁻⁶	1,83 10 ⁻⁶	Moteur, synchrone	Sol, commercial (GF)
	grippage	4,80 10 ⁻⁷	1,04 10 ⁻⁷	10% de la défaillance générale attribué au rouelement (57,1%)	
	perte de trans. de couple	3,61 10 ⁻⁶	7,86 10 ⁻⁷	rupture de câble électrique, surcharge électrique, défaillance transistor (42.9%)	
	dégradé	7,92 10 ⁻⁶	1,72 10 ⁻⁶	défaillance générale de roulement, rupture de câble, surcharge électrique, défaillance transistor (42,9%)	
Electronique de	général	5,08 10 ⁻⁶	1,10 10 ⁻⁶	Convertisseur	Général
puissance	contaminé	2,00 10 ⁻⁵	4,35 10 ⁻⁶	contamination + interrupteurs de puiss.	
	pas de puiss. en sortie	8,43 10 ⁻⁷	1,83 10 ⁻⁷	pas de puiss. en sortie	
	dégradé	3,96 10 ⁻⁶	8,61 10 ⁻⁷	dépassement de la spécification, surchauffe	
Systéme de	général	6,50 10 ⁻⁶	1,66 10 ⁻⁶	Données DRESS	
débrayage	grippage	6,50 10 ⁻⁶	1,66 10 ⁻⁶	supposé	
	bloqué ouvert	1,00 10 ⁻⁶	2,55 10 ⁻⁷	typique pour équipement électronique	
	bloqué fermé	1,00 10 ⁻⁶	2,55 10 ⁻⁷	typique pour équipement électronique	

* HO = Heure d'opération

** HV = Heure de vol

ANNEXE C : ARBRES DE DEFAILLANCE DE L'EXEMPLE DE L'ACTIONNEUR DE DRESS

ANNEXE C : ARBRES DE DEFAILLANCE DE L'EXEMPLE DE L'ACTIONNEUR DE

DRESS	XV
C.1. Probabilité d'une direction de l'orientation du t	rain avant libre et incontrôlée xvi
C.2. Probabilité d'opération en mode dégradé	xvii

C.1. Probabilité d'une direction de l'orientation du train avant libre et incontrôlée



C.2. Probabilité d'opération en mode dégradée



ANNEXE D : MODÈLE DE LA VIS SANS FIN (EN ANGLAIS)

ANNEXE D : MODÈLE DE LA VIS SANS FIN (EN ANGLAIS)	XIX
D.1. Proposed model for the worm-gear	xxi
D.2. Worm-gear simulation model	xxi
D.3. Worm-gear sizing model	xxiv
D.3.1. Worm-gear nominal wheel torque and dimensions	xxiv
D.3.2. Homothetic scaling	xxiv
D.3.3 Customized sizing of the wheel	<i>xxv</i>
D.3.4. Worm-gear operational limit parameters	xxvi
D.3.5. Varying the reduction ratio	xxvi
D.4. Synthesis table	xxvi
D.5. Validation graphs	xxvii
Références	xxix

NOMENCLATURE

d	Diameter	(m)
F	Force	(N)
J	Moment of Inertia	(kgm ²)
k	Reduction ratio	(-)
l	Length	(m)
М	Mass	(kg)

α	Experimental torque factor	(-)
β	Experimental speed factor	(-)
η	Efficiency	(-)
θ	Angular position	(rd
λ	Lead angle	(rd

р	Pitch	(m/rd)
S	Surface	(m ²)
Т	Torque	(Nm)
Vs	Meshing sliding velocity	(m/s)

μ	Friction coefficient	(-)
ρ_m	Mass density	(kg/m^3)
φ_n	Pressure angle	(rd)
ω	Angular speed	(rd/s)

INDICES

а	Screw side	max	Maximal
ax	Axial	nom	Nominal
b	Gear side	r	Radial
d	Direct	SC	Screw
de-rated	Derated	stall	Stall
ex	Exterior	tan	Tangential
f	Frictional	wg	Worm gear
i	Indirect	wh	Wheel
in	Interior		

The present annexe describes the proposed simulation model and scaling laws established for the worm gear. Then, the scaling laws are resumed in a table before being validated by comparison with manufacturer data.

D.1. Proposed model for the worm-gear

A worm-gear allows a high reduction ratio between two rotational axes, which do not cross each other. Typically, this component is said to have a limited efficiency causing consequent heat dissipation. Additionally, its reversibility can be a design issue. Basically, a worm-gear consists of a wheel driven by a screw (Figure D.1). Bearings are placed on the two rotational axes to hold the important axial and radial forces caused by the motion transformation. The worm-gear is implemented into the developed library as an end-effector component. Therefore, it has to include sufficient degrees of freedom in its design definition, in order to allow its integration on the load. In this way, its wheel internal diameter is defined by the load geometry, i.e. the wheel is mounted on the load. The scaling laws established for the worm-gear have to take into account this particularity.



Figure D.1: Drawing of a worm-gear with its main geometrical parameters.

Figure D.1 shows a classical worm-gear configuration with its different geometrical parameters: d_{sc} the nominal screw diameter, l_{sc} the screw length, p the pitch, λ the lead angle, φ_n the pressure angle, l_{wh} the wheel width, $d_{wh,in}$ the internal wheel diameter, $d_{wh,ex}$ the external nominal wheel diameter and Δd_{wh} the difference between these two last diameters.

D.2. Worm-gear simulation model

As for the other models, the worm-gear model shall capture the relevant states. The authors propose a simulation model consisting of the screw and wheel inertias and a

mechanical transformation, which returns the axial and radial forces in the rotational axes and takes into account the losses due to the friction between the screw meshes and gear teeth, along with the associated thermal dissipation. The axial and radial forces are absorbed by bearings, whose model has already been described in the chapter 3. A particular effort is put into modelling the friction as it can affect the operation of the worm-gear significantly. The proposed model is illustrated in Figure D.2.



Figure D.2: Proposed model for the worm-gear.

In a receptor convention, the overall simulation model for the worm-gear is described by the following equations:

$$\begin{cases} k(T_a - J_{sc}\ddot{\Theta}_a) + T_b - J_{wh}\ddot{x}_b + T_f = 0\\ \theta_a = k\theta_b \end{cases}$$
(D.1)

where T_a is the (input) torque at the screw, J_{sc} is the screw moment of inertia, θ_a is the screw angular position, k is the speed reduction ratio, T_b is the (output) torque at the wheel, J_{wh} is the wheel moment of inertia, T_f is the frictional torque representative of the power transmission losses and θ_b is the wheel angular position.

The wheel and screw torques are due to tangential forces, which are also radial and axial forces on the rotational axes:

$$\begin{cases} F_{sc,r} = F_{wh,ax} = T_{sc} 2/d_{sc} \\ F_{wh,r} = F_{sc,ax} = T_{wh} 2/d_{wh} \end{cases}$$
(D.2)

where $F_{sc,r}$ is the radial force on the screw axis, $F_{wh,ax}$ is the axial force on the wheel axis, $F_{wh,r}$ is the radial force on the wheel axis, $F_{sc,ax}$ is the axial force on the screw axis and d_{wh} is the nominal wheel diameter. The axial and radial forces must be compensated by bearings in order to avoid any undesired relative motion between the wheel and the screw. Consequently, a tri-dimensional force connector implemented into the worm-gear simulation model, in order

to interface with the bearing ones. The losses due to the friction at the meshing are assimilated to a four-quadrant rotational friction.

$$T_{f} = \sum \begin{cases} k(\eta_{d} - 1)(T_{a} - J_{sc}\ddot{\theta}_{a}), \text{ if the screw is driving } : (T_{a} - J_{sc}\ddot{\theta}_{a})\dot{\theta}_{a} > 0\\ -(\eta_{i} - 1)(T_{b} - J_{wh}\ddot{\theta}_{b}), \text{ if the wheel is driving } : (T_{b} - J_{wh}\ddot{\theta}_{b})\dot{\theta}_{b} < 0\\ 0, \text{ if braking or no power transmited} \end{cases}$$
(D.3)

The friction model requires the direct (power flows from screw to wheel) and indirect (power flows from wheel to screw) efficiencies, in order to calculate the friction torque. The $\eta_{d,wg}$ direct and $\eta_{i,wg}$ indirect efficiencies are given by the frictional losses occurring at the meshing between the screw mesh and wheel teeth. Thus, these frictions depend on the worm-gear geometry (tree dimensional) and the μ friction coefficient [Budynas 2007]:

$$\begin{cases} \eta_{d,wg} = \frac{\cos \varphi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \varphi_n + \mu \cot \lambda} \\ \eta_{i,wg} = \frac{\cos \varphi_n - \mu \cot \lambda}{\cos \varphi_n + \mu \tan \lambda} \end{cases}$$
(D.4)

Typically, the friction coefficient is assumed constant and equal to 0.05. Actually, it depends on the v_s translational meshing velocity and ranges between 0.145 and 0.016 for a classical iron-bronze design. Near the zero speed this friction coefficient is significantly higher. This particularity causes the lifetime of the worm-gear to be potentially sensitive to the number of "starts" occurring during the mission cycle. It is therefore relevant to take into account the variation of the friction coefficient as a function of the meshing velocity, e.g. by applying standard calculation methods [Hohn 1998]. In the absence of compliance and backlash there is no relative parasitic motion between the screw and the wheel. Therefore, the pitch of the screw is a function of the transmission ratio and wheel diameter:

$$p = \pi d_{wh} / k \tag{D.5}$$

Finally, following standard design recommendations [ANSI/AGMA 1983] the φ_n pressure angle is a function of the lead angle. For given worm-gear dimensions, increasing the lead angle, i.e. the reduction ratio, decreases the efficiency and can eventually make it irreversible, which can be either desired or prohibited. Therefore, it is interesting to check the reversibility of a worm-gear in the worst case, i.e. at stall. The direct efficiency at stall is provided by substituting the μ_{stall} stall friction coefficient (0.145 for a classical iron-bronze design) into (D.4). If the resulting indirect efficiency is zero or less, than the mechanism is said irreversible (at stall). Accordingly, from (D.4) comes the following reversibility condition:

 $\mu_{stall} < \cos \varphi_n \tan \lambda$

The losses of the worm-gear are dominated by the friction between the meshes. These losses can be important and must be dissipated to avoid an overheating of the mechanism. Typically,

(D.6)

due to a degradation of the lubricant properties, the overheating corresponds to a mechanism temperature around 70°C. The heat flux to be dissipated, i.e. the power losses, is calculated from the transmitted mechanical power and the direct or indirect efficiency depending on the quadrant of operation. The information about the dissipated heat flux can support the design of the housing with respect to thermal considerations and might be used to evaluate the heat transferred to the load potentially. Consequently a thermal port is implemented into the simulation model of the worm-gear, in order to interface with the housing thermal model.

D.3. Worm-gear sizing model

Typically, in the catalogues of worm-gear manufacturers [Girard 2003; CMD 2005; Flender 2005; Girard 2008], the primary selection parameter (i.e. specification parameter) is the $T_{wh,nom}$ nominal torque at the wheel. For a given operational screw speed, it ensures a confident operation all along the component lifetime. The other primary parameter, when selecting a worm-gear, is the reduction ratio. Therefore, these two parameters have been chosen here to be the definition parameters from which all the definition, simulation and operational limit parameters are derived.

D.3.1. Worm-gear nominal wheel torque and dimensions

For a given reduction ratio and screw speed, the size of the worm-gear depends on the mechanical stress in its materials mainly, as for the other mechanical components studied previously. More precisely, on the one hand, the wheel is sized with respect to the mechanical stress. On the other hand, the screw is sized with respect to the wheel geometry for an optimal assembling:

$$\begin{cases} l_{wh}^{*} = \Delta d_{wh}^{*} = T_{wh}^{*1/3} \\ d_{sc}^{*} = l_{wh}^{*} \\ l_{sc}^{*} = d_{wh,ext}^{*} \end{cases}$$
(D.7)

Prior to developing more specific scaling laws for a variable internal diameter of the wheel, it is interesting to consider a homothetic scaling of all the dimensions. Indeed, the latter results can be compared with manufacturer data and thus give confidence in developing more specific scaling laws.

D.3.2. Homothetic scaling

For a homothetic scaling of all the dimensions (D.7) becomes:

$$l_{wg}^{*} = T_{wh}^{*1/3}$$
 (D.8)

where l_{wg} is the dimensional parameter of the worm-gear.

The previous expression yields

$$\begin{cases} M_{wg}^{*} = T_{wh}^{*} \\ J_{wg}^{*} = T_{wh}^{*5/3} \end{cases}$$
(D.9)

where M_{wg} is the mass of the worm-gear box and J_{wg} the screw moment of inertia.

D.3.3 Customized sizing of the wheel

In order to obtain specific scaling laws for a variable internal wheel diameter, it is first interesting to express the evolution of the external wheel diameter as a function of the nominal wheel torque. The evolution of the stressed S_{wh} surface of the wheel is

$$S_{wh}^{*} = l_{wh}^{*} \Delta d_{wh}^{*}$$
 (D.10)

In the same way the $F_{tan,wh}$ tangential force applied to the wheel is given by the transmitted torque as follows:

$$F_{\text{tan},wh}^{*} = \frac{T_{wh}^{*}}{d_{wh,ext}^{*}}$$
(D.11)

For a constant mechanical stress in the wheel, (D.10) and (D.11) yields

$$d_{wh,ext}^{*} \Delta d_{wh}^{*} = T_{wh}^{*2/3}$$
 (D.12)

Substituting the result of (D.12) into (D.7) gives the remaining geometrical parameters of the worm-gear (l_{wh} , d_s , l_s). The mass and inertia of the wheel are then approximated as

$$\begin{cases} m_{wh} = \rho_{m,wh} l_{wh} \frac{\pi}{4} \left(d_{wh,ext}^2 - d_{wh,in}^2 \right) \\ J_{wh} = \rho_{m,wh} l_{wh} \frac{\pi}{12} \left(d_{wh,ext}^3 - d_{wh,in}^3 \right) \end{cases}$$
(D.13)

where m_{wheel} is the wheel mass and $\rho_{m,wheel}$ is the wheel mass density, which can be calculated from the reference data geometrically. Typically, the wheel is made of bronze, with a density ranges between 8 400 and 9 200 kg/m³. In the same way, the mass and inertia of the screw are obtained from its geometry and its mass density. Typically, the screw is made of iron, with a density of 7 860 kg/m³.

D.3.4. Worm-gear operational limit parameters

The worm-gear being sized by the maximum mechanical stress, its maximum torque evolution is proportional to the nominal:

$$T_{wh,max}^{*} = T_{wh,nom}^{*}$$
 (D.14)

The speed limitation of the worm-gear is given by its bearings, as described in the chapter 3.

D.3.5. Varying the reduction ratio

For a specified nominal wheel speed, increasing the reduction ratio of a worm-gear leads to a higher nominal screw speed and increased losses. On the one hand, the impact of the losses is taken into account during the simulation and the calculation of the rated nominal wheel torque. On the other hand, having a higher nominal screw speed increases the wear rate and thus decreases the lifetime of the component. It is an important aspect of the sizing of a worm-gear that can be addressed by de-rating the nominal wheel torque of the worm-gear accordingly to the screw speed variation, in order to ensure a safe operation all along the referential component lifetime (cf. (4.7) of chapter 4):

$$T_{wh,nom,de-rated} = T_{wh,nom} \omega_{sc}^{*-\frac{\beta+1}{\alpha}}$$
(D.15)

where $T_{wh,nom,de-rated}$ is the de-rated nominal wheel torque, ω_{sc}^* is the evolution of the nominal screw speed and α and β are respectively experimental torque and speed factors (e.g., $\alpha = 2$ and $\beta = -1,33$).

D.4. Synthesis table

The next table resumes the scaling laws established for the worm-gear in the previous section.

Parameter Unit	Worm-gears (homothetic scaling)	Eq.	Worm-gears (specific scaling)	Eq.
Definition parameter(s)	Nominal output (wheel) torque T_{wh} (Nm)		Nominal output (wheel) torque T_{wh} (Nm) Internal wheel diameter $d_{wh,in}$ (m)	
Integration parameters Length and m diameter	$l_{wg}^{*} = T_{wh}^{*1/3}$	(D.8)	$d_{wh,ext}^{*} \Delta d_{wh}^{*} = T_{wh}^{*2/3}$	(D.12)
			$l_{wh}^{*} = d_{sc}^{*} = T_{wh}^{*1/3} l_{sc}^{*} = d_{wh,ext}^{*}$	(D.7)
Mass kg	$M_{wg}^{*} = T_{wh}^{*}$	(D.9)	$m_{wh} = \rho_{m,wh} l_{wh} \frac{\pi}{4} \left(d_{wh,ext}^{2} - d_{wh,in}^{2} \right)$	(D.13)
			$m_{sc} = \rho_{m,sc} l_{sc} \frac{\pi}{4} d_{sc}^2$	-
Simulation parameters				
Moment of $kg.m^2$ Inertia	$J_{wg}^{*} = T_{wh}^{*5/3}$	(D.9)	$J_{wh} = \rho_{m,wh} l_{wh} \cdot \frac{\pi}{12} \left(d_{wh,ext}^{3} - d_{wh,in}^{3} \right)$	(D.13)
			$J_{sc} = \rho_{m,sc} l_{sc} \frac{\pi}{12} d_{sc}^{3}$	-
Direct - efficiency	ect ciency $\eta_{d,wg}(t) = \frac{\cos \varphi_n - \mu(v_s) \tan \lambda}{\cos \varphi_n + \mu(v_s) \cot \lambda}$			(D.4)
Indirect - efficiency	$\eta_{i,wg}(t) = \frac{\cos \varphi_n - \mu(v_s) \cot \lambda}{\cos \varphi_n + \mu(v_s) \tan \lambda}$			(D.4)
Operational limit				
parameters Maximum N or Nm torque	$T_{wh,max}^* = T_{wh,nom}^*$			(D.14)

Table D.1: Proposed scaling laws established for the worm gears.

D.5. Validation graphs

The figures hereafter confirm the validity of the scaling laws established for the wormgear boxes (homothetic scaling) and thus give confidence in those established for a wormgear specific design as end-effector. With low efficiencies, the significant amount of power transmission losses causes the worm-gear selection to be driven by thermal considerations instead of mechanical ones in the catalogues. This issue might be covered by an adequate design of the mechanism housing, which is supported by the implementation of a thermal port in the proposed simulation model. Consequently, the manufacturer data considered for this validation have given input speed and reduction ratio ranges, in order to minimize the influence of the variation of the efficiency. On the other hand, the impact of the variation of the nominal input speed on the lifetime has been addressed by de-rating the nominal output torque based on (D.15) and with a torque factor of 0.33 and a speed factor about 0 for the CAVEX CU W01 K88 series.



Figure 3: Worm-gear wheel dimensions as a function of the nominal output (wheel) torque.



Figure 4: Worm-gear box mass (incl. housing) as a function of the nominal output (wheel) torque.



Figure 5: Worm-gear inertia as a function of the nominal output (wheel) torque.

Références

[ANSI/AGMA 1983] ANSI/AGMA. Specification for worm gearing. Metric units: 28, 30/09/83.

- [Budynas 2007] R. Budynas et J. K. Nisbett. Shigley's Mechanical Engineering Design, SI version.McGraw-Hill series in mechanical engineering, New York, McGraw-Hill, 2007.
- [CMD 2005] Réducteurs Durand, CMD, 2005. http://www.cmd-transmissions.com/
- [Flender 2005] CAVEX Worm Gear Units, F. D. a. Automation, 2005. http://flender.com/
- [Girard 2003] Dynabox XL Right angle servo gearheads for heavy duty applications, G. T.-P. gearheads, 2003. <u>http://www.girard-transmissions.com/</u>
- [Girard 2008] Dynabox Right angle servo gearheads, G. T.-P. gearheads, 2008. <u>http://www.girard-transmissions.com/</u>
- [Hohn 1998] B.-R. Hohn and K. Streingrover. DIN 3996: Calculation of load capacity of cylindrical worm gear pairs with shaft angle $\Sigma = 90^{\circ}$. D. I. f. N. e.V., Beuth Verlag, 1998.

Titre : Conception préliminaire des actionneurs électromécaniques - Approche hybride, directe/inverse

Résumé : L'objectif de cette thèse est de proposer des méthodes innovantes de conception préliminaire d'actionneurs électromécaniques (EMA) et de les implémenter sous la forme d'outils logiciels rapidement disponibles pour les industriels. Cet objectif répond à une demande forte de l'industrie, en particulier en aéronautique dans le cadre du développement d'avions plus électriques. Dans un premier temps, cette thèse propose une méthode hybride (montante et descendante) de recherche systématique d'architectures solutions et de sélection vis-à-vis des exigences du cahier des charges et de l'état de l'art technologique. Dans un deuxième temps, des méthodes d'évaluation d'architectures en termes de puissance, d'intégration (enveloppe géométrique et masse), de fiabilité et de performances en boucle fermée sont proposées. L'implémentation de ces méthodes se base sur la modélisation acausale et la combinaison de simulations numériques inverses et directes. Des lois d'échelle, représentatives des phénomènes physiques dimensionnants, sont établies pour réduire la complexité d'utilisation des modèles et l'intervention d'experts de domaine dans les phases préliminaires. Les méthodes proposées et leur implémentation dans l'environnement de simulation Modelica/Dymola ont été appliquées avec succès aux exemples d'actionneurs électromécaniques d'orientation d'un train avant d'atterrissage, de commandes de vol primaires et de contrôle de la poussée vectorielle du premier étage de propulsion d'un lanceur spatial. De cette façon, la durée de la phase d'évaluation d'architectures a pu passer d'un ordre de grandeur en jour à un ordre de grandeur en heure.

Discipline : Génie Mécanique

Mots-clés : Actionneur électromécanique (EMA), avion plus électrique, conception préliminaire, conception orientée simulation, fiabilité, lois d'échelle, méthode montante/descendante, Modelica, modélisation acausale, simulation inverse.

Title: Preliminary design of electromechanical actuators – A hybrid, direct/inverse approach.

Abstract: The aim of this thesis is to propose innovative methods for the preliminary design of electromechanical actuators (EMA), and to implement them in software tools rapidly available for the industry. This objective is motivated by a strong demand of the industry, especially in aeronautics within the frame of the development of more electric aircrafts. First, this thesis puts forward a hybrid methodology (top-down/bottom-up) to generate and select systematically architectures with respect to requirements and the state of the art of technology. Second, methods to evaluate architectures in terms of power, integration (geometrical envelop and mass), reliability and closed loop performances are developed. The implementation of these methods is based on non-causal modelling combined to direct and inverse numerical simulations. Scaling laws, representative of the main sizing phenomena, are established to reduce the complexity of the models and the need for domain experts during the preliminary phases. The proposed methods and their implementation within the simulation framework Modelica/Dymola have been applied successfully to the examples of electromechanical actuators for the steering of a nose landing gear, the primary flight control of an aircraft and the thrust vector control of a space launcher. As a result, the duration of the architecture evaluation has been reduced from day-scale to hour-scale.

Major: Mechanical Engineering

Keywords: Electromechanical actuator (EMA), inverse simulation, model based design, Modelica, more electric aircraft, non-causal modelling, preliminary design, reliability, scaling laws, top-down/bottom-up method.