



HAL
open science

Conception et réalisation d'une nouvelle prothèse de main myoélectrique accessible

Côme Butin

► **To cite this version:**

Côme Butin. Conception et réalisation d'une nouvelle prothèse de main myoélectrique accessible. Automatique / Robotique. École centrale de Nantes, 2023. Français. NNT : 2023ECDN0021 . tel-04412973v2

HAL Id: tel-04412973

<https://theses.hal.science/tel-04412973v2>

Submitted on 23 Jan 2024

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

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

MEMOIRE DE DOCTORAT DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES

ÉCOLE DOCTORALE N° 602
Sciences de l'Ingénierie et des Systèmes
Spécialité : *Robotique*

Par

Côme BUTIN

Conception et réalisation d'une nouvelle prothèse de main myoélectrique accessible

Projet de recherche doctoral présenté et soutenu à l'École Centrale de Nantes, le 28/09/2023
Unité de recherche : UMR 6004, Laboratoire des Sciences du Numérique de Nantes (LS2N)

Rapporteurs avant soutenance :

Mathieu GROSSARD Directeur de recherche, CEA Saclay
Nathanaël JARRASSÉ Chargé de recherche, HDR, CNRS, Sorbonne Université

Composition du Jury :

Président :	Philippe WENGER	Directeur de recherche, CNRS, École Centrale de Nantes
Examineurs :	Mathieu GROSSARD	Directeur de recherche, CEA Saclay
	Nathanaël JARRASSÉ	Chargé de recherche, HDR, CNRS, Sorbonne Université
	Maud MARCHAL	Professeure des universités, INSA Rennes
	Jean-Pierre GAZEAU	Ingénieur de recherche, HDR, CNRS, Université de Poitiers
	David GOUAILLIER	Ingénieur de recherche, ORTHOPUS, Nantes
Directeur de recherches doctorales :	Damien CHABLAT	Directeur de recherche, CNRS, École Centrale de Nantes
Co-directeur de recherches doctorales :	Yannick Aoustin	Professeur des universités, Nantes Université

REMERCIEMENTS

Je voudrais commencer par remercier mes encadrants Damien et Yannick. Damien, pour ton accompagnement dans un savant mélange de grande autonomie et de conseils appropriés dès qu'il y en avait besoin. Merci aussi pour ton soutien et ton intérêt au projet quelles que soient les circonstances. Yannick, merci pour ton aide, ta bienveillance permanente et tes relectures attentives.

Je remercie évidemment tous les matelots qui ont vogué quelques mois à mes côtés : Jason Perrin, Okba Mostefaoui, Lucie Michaud, Luc Doppler, Romain Tourneux et Joseph-Jowel Sabin, vous avez donné de votre énergie pour faire avancer ce projet, sans vous je n'aurais jamais pu aboutir à ce qui est présenté ici ! Je n'oublie pas Iséa Jean pour tes relectures attentives et très utiles.

Un grand merci évidemment à tout l'équipage d'ORTHOPUS pour votre énergie débordante, vos valeurs, vos engagements, votre humour, votre détermination et tout un tas d'autres choses. Si me mettre à la rédaction finale de ce mémoire ne m'a pas motivé tous les jours, c'était toujours avec envie que je me levais pour passer la journée avec vous au bureau ! J'en profite pour adresser une mention spéciale à Thibault en face de qui je m'assois tous les jours depuis quatre ans et que je vois dépenser une énergie surhumaine pour les autres sans rien attendre en retour, ça m'a toujours impressionné et motivé. Et si nos premiers accomplissements sont le fruit d'un travail d'équipe, ton énergie n'y est certainement pas anodine.

Sans vouloir tomber dans les clichés, il est important pour moi de remercier ma famille et mes amis. Merci à tous celles et ceux qui m'ont encouragé et soutenu tout au long de cette thèse. Et merci également à ceux et celles qui ont été curieux, qui m'ont posé des questions sans savoir que la réponse durerait dix minutes, et qui en ont quand même continué à m'en poser. Votre curiosité a toujours été très gratifiante !

J'en profite pour un remerciement particulier à mes parents, car on n'arrive pas là où l'on est par hasard. Au-delà de beaucoup de choses pour lesquelles je pourrais vous remercier, je voulais souligner que si j'ai réalisé cette thèse dans le but d'apporter une aide à des gens qui peuvent en avoir le besoin, vous y êtes probablement pour quelque chose. Vous m'avez appris ce qu'est la solidarité par vos actes qui m'impressionnent parfois.

Un remerciement un peu spécial pour Claire, si tu ne fais pas directement partie de cette aventure professionnelle, avec toi c'est une autre aventure plus personnelle à laquelle j'ai la chance de participer. Tu as mis tes plans de côté pour me permettre de vivre ces deux aventures en parallèle et je ne l'oublierai pas.

Et bien évidemment, je n'oublie pas les deux personnes sans qui cette thèse n'aurait jamais vu le jour.

Nicolas « Bionico », je te remercie d'emmener les gens avec toi sur ce projet et de continuer à le pousser même quand l'ampleur de la tâche semble si importante. Merci pour ta spontanéité et ton envie. L'aventure ne s'arrête pas là et je suis ravi d'en faire partie.

Finalement, David, je t'adresse un très grand merci. Merci d'abord pour tes valeurs humaines et ton envie de justice. Merci de croire que l'humain passe avant l'argent. Merci pour la belle aventure que tu as créée et à laquelle tu m'as conviée. Si le bateau a tangué, tu n'as jamais abandonné le navire. Merci pour ta punk attitude qui n'a jamais enlevé ta grande considération pour les autres. Merci pour tes conseils, tu as su me guider vers les bonnes solutions tout en m'accordant une grande confiance. J'attends la suite avec impatience !

SOMMAIRE

Introduction	11
1 État de l'art des prothèses de main myoélectriques et analyse de fonctionnalité	19
1.1 La main humaine	20
1.2 Définition et fonctionnement d'une prothèse de main myoélectrique	22
1.3 Les prothèses myoélectriques commerciales	24
1.3.1 Les prothèses de main tridigitales	24
1.3.2 Les prothèses de main poly-articulées	26
1.3.3 Quelques prothèses intermédiaires	27
1.4 D'autres mains robotiques	31
1.4.1 La recherche académique sur les prothèses myoélectriques	31
1.4.2 Les mains robotiques non prothétiques	36
1.4.3 Quelques projets personnels et associatifs	38
1.5 Analyse des besoins des utilisateur-riche-s	40
1.5.1 Taxonomie des prises de la main et fréquence d'utilisation	40
1.5.2 Principaux besoins recensés	42
1.5.3 L'accessibilité aux prothèses de mains myoélectriques	43
1.6 Synthèse et proposition	45
1.6.1 Évaluation de la reproductibilité des prises	45
1.6.2 Stabilité de prise	46
1.6.3 Cahier des charges retenu	47
1.6.4 Architecture sélectionnée	48
2 Conception et réalisation d'une prothèse frugale avec transmission interdigitale à câbles	49
2.1 Définitions et analyse de l'existant	50
2.1.1 Définition de la force et la vitesse de préhension	50
2.1.2 Analyse de la cinématique des prothèses tridigitales	51
2.2 Ajout d'une articulation de rétropulsion au pouce d'une prothèse tridigitale	53
2.3 Conception d'une transmission interdigitale par câbles	55

2.3.1	Motivations et choix des câbles	55
2.3.2	Cinématique et intégration du câble fléchisseur	56
2.3.3	Validations cinématique et statique	57
2.3.4	Intégration d'un câble extenseur	58
2.4	Conception d'une chaîne de transmission de puissance frugale	60
2.4.1	Sélection du moteur	60
2.4.2	Sélection d'une chaîne de réduction frugale	61
2.5	Réalisation et évaluation	62
2.5.1	Présentation du prototype	62
2.5.2	Évaluation du prototype	63
2.6	Conclusion et améliorations nécessaires	66
3	Commande proportionnelle d'une main à transmission irréversible sous contrainte énergétique et thermique	67
3.1	Les commandes par capteurs sEMG	68
3.1.1	Les capteurs électromyographiques	68
3.1.2	Commande d'une prothèse à un seul mouvement motorisé	69
3.1.3	Commande des prothèses poly-articulées commercialisées	69
3.2	Définition de l'architecture de commande	70
3.2.1	Intention de l'utilisateur-rice	70
3.2.2	Modélisation de l'actionneur et de la prothèse	71
3.2.3	Première définition de l'architecture de commande	71
3.3	Problématique thermique et énergétique	73
3.3.1	Modèle thermique de l'actionneur	75
3.4	Conception d'un coupe-circuit automatique	78
3.4.1	Stratégie de commande	78
3.4.2	Fonctionnement du coupe-circuit	80
3.4.3	Évaluation des performances du coupe-circuit par simulation	82
3.5	Expérimentation sur banc d'essai	90
3.6	Bilan de l'étude	94
4	Conception d'une nouvelle cinématique anthropomorphe à deux prises	95
4.1	Placement anthropomorphe des liaisons des doigts	96
4.1.1	Placement des axes de flexion et de rétropulsion du pouce	96
4.1.2	Placement des axes de flexion des doigts supérieurs	104

4.2	Transmission interdigitale du mouvement de flexion	104
4.2.1	Sélection du mécanisme de transmission interdigitale	104
4.2.2	Transmission désaxée entre le majeur et l'index	106
4.2.3	Synthèse d'une transmission interdigitale par bielle à rotules	107
4.2.4	Validation théorique des solutions sélectionnées	114
4.3	Validation expérimentale de la solution retenue	118
4.4	Bilan de l'étude	119
5	Analyse et proposition d'architecture d'une chaîne de transmission de puissance efficace	121
5.1	Analyse énergétique de la prise	122
5.1.1	Indice de performance	122
5.1.2	Dissipation d'énergie lors de la préhension	122
5.1.3	Analyse de la puissance dans le moteur et la transmission de puissance	123
5.1.4	Effet de l'irréversibilité du système	125
5.1.5	Introduction d'une transmission à réduction variable	125
5.2	Conception de la chaîne de transmission de puissance et motorisation	126
5.2.1	Intégration de la transmission de puissance	126
5.2.2	Choix du premier étage de réduction	127
5.2.3	Autres éléments de transmission de puissance	128
5.2.4	Sélection du moteur	129
5.3	Synthèse et proposition d'une chaîne complète de transmission de puissance	130
6	Synthèse d'une transmission variable sous charge	133
6.1	État de l'art des transmissions variables	134
6.2	Principe et architecture du mécanisme sélectionné	137
6.3	Principe de l'embrayage sélecteur à ressort enroulé	138
6.4	Analyse de la transmission de la charge et de l'efficacité du réducteur variable	140
6.5	Procédure de dimensionnement	143
6.5.1	Rapport de réduction et couple de transition	144
6.5.2	Train épicycloïdal	144
6.5.3	Ressort enroulé	145
6.5.4	Diamètre de ressort et des surfaces de frottement	145
6.5.5	Longueur de ressort et choix des matériaux	146
6.6	Variante d'architecture	147
6.7	Application numérique	148

6.8	Expérimentations	150
6.8.1	Développement d'un prototype fonctionnel	150
6.8.2	Dispositif expérimental	150
6.8.3	Résultats	151
6.9	Bilan de l'étude	154
7	Conception d'un mécanisme d'irréversibilité efficace à ressort enroulé	157
7.1	État de l'art des mécanismes irréversibles existants	158
7.1.1	Fonction et différents types de mécanismes irréversibles	158
7.1.2	Système à roue et vis sans fin	158
7.1.3	Système à disque de frottement	159
7.1.4	Système à rouleaux	161
7.1.5	Système à ressort enroulé	162
7.2	Principe et modélisation d'un mécanisme d'irréversibilité à ressort enroulé	163
7.2.1	Principe du mécanisme irréversible	163
7.2.2	Rappel sur les ressorts enroulés	164
7.2.3	Quantification des performances du système	166
7.2.4	Modélisation des contraintes dans le ressort	167
7.2.5	Modélisation du jeu de sortie et de la géométrie à vide	170
7.3	Procédure de dimensionnement du mécanisme	172
7.3.1	Formulation des objectifs de dimensionnement	172
7.3.2	Dimensionnement des couples limites de glissement	173
7.3.3	Dimensionnement des branches	174
7.3.4	Calcul de géométrie à vide	177
7.3.5	Application numérique	177
7.3.6	Mise à l'échelle et densité de couple	178
7.4	Expérimentations	179
7.4.1	Validation du modèle de contrainte par simulation en éléments finis	179
7.4.2	Développement d'un prototype fonctionnel	180
7.4.3	Variabilité de fabrication	181
7.4.4	Dispositif expérimental	182
7.4.5	Mesures du couple de frottement	183
7.4.6	Mesures du couple de blocage	186
7.4.7	Perspectives d'amélioration	187

7.5 Bilan de l'étude	188
Conclusion et perspectives	189
A Analyse préliminaire du réducteur épicycloïdal à rouleaux	193
A.1 Principe et modélisation du système	193
A.1.1 Pré-charge nécessaire au fonctionnement	194
A.1.2 Rapport de réduction	195
A.2 Expérimentation préliminaire	196
A.2.1 Implémentation	196
A.2.2 Estimation du couple transmissible	196
A.3 Perspectives d'utilisation du mécanisme	197
B Calcul des efforts de branches du NBDM	199
Liste des publications	203
Bibliographie	205

INTRODUCTION

Motivations

Selon l’OMS [1], environ 40 millions de personnes auraient l’utilité d’une prothèse ou d’une orthèse, soit 0,5% de la population mondiale. Cependant, seulement 5 à 15% de ces personnes ont un accès à ces dispositifs. L’amputation du membre supérieur touche environ 2 millions de personnes [2]. Plus particulièrement, l’amputation trans-radiale (amputation au niveau de l’avant-bras, avec conservation de l’articulation du coude) est la plus fréquente chez les amputés du membre supérieur [3]. Il existe donc un besoin important en prothèses de main dans le monde, notamment dans les pays en développement où les contraintes économiques ne permettent pas l’accès au matériel médical de qualité. Des personnes atteintes d’agénésie (absence de formation d’un membre à la naissance) peuvent également nécessiter ce type d’appareillage.

L’OMS identifie également quatre domaines clés pour permettre un accès généralisé à ce type d’équipement :

- (1) les politiques gouvernementales chargées du financement et de l’organisation du secteur ;
- (2) des produits abordables, de bonne qualité et adaptés aux besoins ;
- (3) des professionnels spécialisés et formés, constitués en équipes interdisciplinaires reconnues ;
- (4) un secteur centré sur les utilisateurs, où les droits et besoins sont respectés et considérés comme primordiaux.

Le domaine de l’accessibilité des produits est fortement lié à celui de la technologie, et les fabricants de prothèses ont donc une responsabilité pour proposer des produits accessibles.

L’étude du contexte autour des prothèses de main permet de mieux en appréhender les enjeux. Ces prothèses se sont considérablement développées lors des guerres mondiales, et différents types de dispositifs ont été conçus. On trouve ainsi des prothèses esthétiques inertes, des prothèses mécaniques passives telles que des pinces (*body powered prosthesis*, actionnées par le corps ou les membres restants de l’utilisateur), et des prothèses robotisées commandées par des capteurs (par exemple des capteurs de contractions musculaires pour les prothèses myoélectriques) disponibles depuis la fin des années 1960. L’avancée technologique a permis l’apparition de prothèses myoélectriques de plus en plus sophistiquées, permettant la reproduction de différentes postures de saisie et leur utilisation dans de nombreux

cas de la vie quotidienne. Les utilisateurs deviennent ainsi de plus en plus demandeurs de ces nouvelles technologies, dans l'espoir de retrouver une certaine dextérité.

Les modèles commerciaux ne sont pour autant pas nombreux. Parmi eux, on compte les mains *bebio-nic* et *Michelangelo* d'Ottobock, l'*i-Limb* de Touch Bionics/Össur, la *VINCENT evolution 3* de Vincent Systems [4]. Le prix de vente de ces prothèses poly-articulées se situe généralement autour de 30 000€ sans option, les rendant inaccessibles dans les pays où les systèmes de santé ne prennent pas ou peu en charge l'appareillage. De nombreux travaux de recherche ont permis l'apparition de prototypes moins onéreux [5], [6], [7], mais en règle générale, ces appareils ne sont pas certifiés et ne sont donc pas commercialisés en tant que dispositifs médicaux. Ils ne sont surtout pas conçus avec la robustesse et la fiabilité requises par une prothèse portée au quotidien.

Depuis quelques années, les outils numériques de fabrication comme l'imprimante 3D ont permis de réduire les coûts de fabrication des prothèses et offrent la possibilité à un amputé ou un agnésique de réaliser sa prothèse sur mesure. Certains projets sont rendus accessibles au grand public avec des licences dites Open Source. Les associations Mission Arm Japan (HACKberry) et e-Nable proposent ainsi des modèles de mains imprimés en 3D. Cependant, les nouveaux outils de fabrication comme l'impression 3D n'ont pas permis de réduire les coûts des capteurs ou de la motorisation, qui restent des composants onéreux. Les prothèses de mains qui sont financièrement plus accessibles ne sont donc pas motorisées (il s'agit de mains mécaniques) ou bien équipées de servomoteurs de faible puissance, limitant l'utilisation réaliste du dispositif. Les caractéristiques mécaniques des polymères utilisés dans les procédés d'impression 3D à bas coûts ne permettent pas non plus de concevoir une structure mécanique robuste dans la durée. Ces prototypes sont donc peu adaptés à une utilisation intensive et ne permettent pas de supporter des efforts importants, mais sont plutôt à vocation esthétique pour favoriser l'intégration sociale ou sont destinés à effectuer des tâches simples.

C'est donc dans le but de concilier accessibilité, performance et robustesse que cette thèse a été conduite.

Contexte

Cette thèse a été conduite au sein de l'entreprise ORTHOPUS, en collaboration avec le Laboratoire des Sciences du Numérique de Nantes (LS2N) dans le cadre d'un financement Cifre (N°2019/1721) par l'Association Nationale de la Recherche de la Technologie. L'association My Human Kit est un partenaire de cette thèse à travers son projet Bionicohand.

ORTHOPUS est une entreprise créée en 2018 dans le but de proposer de nouveaux dispositifs médicaux d'assistance au handicap. Son fondateur David Gouaillier, co-concepteur du robot Nao, a souhaité mettre à profit ses connaissances acquises dans la robotique humanoïde au service de l'humain. ORTHOPUS porte dès sa création des valeurs fortes de transparence et d'accessibilité, et est labélisée par l'agrément Entreprise Solidaire d'Utilité Sociale.

D'autre part, Nicolas Huchet, fondateur de l'association My Human Kit et lui-même utilisateur de prothèses myoélectriques est à l'initiative du projet Bionicohand¹. Ce projet vise à créer une nouvelle prothèse de main accessible, robuste et réparable, et de partager sa conception en libre accès (Open Source) pour en faire profiter le plus grand nombre. Nicolas Huchet a eu l'occasion d'essayer de nombreuses prothèses myoélectriques commercialisées, de participer à plusieurs programmes de recherche, et a essayé de prototyper des mains robotiques à partir de technologies de fabrication abordables et faciles à mettre en place.

Ce projet de thèse est né d'un constat commun entre David Gouaillier et Nicolas Huchet : les prothèses commercialisées sont très chères pour les fonctionnalités offertes, et souvent peu robustes pour les plus complexes d'entre elles et peu réparables. Des initiatives solidaires se sont créées pour proposer des prothèses myoélectriques beaucoup plus abordables, mais les solutions sont extrêmement fragiles et non adaptées à une utilisation quotidienne. Il est alors souhaitable de proposer un compromis entre les deux, avec une prothèse à la fois fonctionnelle et performante tout en restant suffisamment simple pour garantir un coût de fabrication maîtrisé, une réparabilité et une robustesse adaptée à la vie quotidienne.

À sa création, ORTHOPUS développait une gamme de prothèses accessibles dont la main myoélectrique faisait partie. À partir de 2022, ORTHOPUS se réoriente pour des questions économiques vers les dispositifs d'assistance robotiques à la mobilité du bras et met de côté le développement de sa gamme de prothèses. Les travaux de thèses sont toutefois maintenus dans l'entreprise, aux côtés du projet Bionicohand.

1. <https://bionico.org/cahier-des-charges-technical-specs/>

Objectifs et verrous technologiques

Le but de cette thèse est de proposer une nouvelle prothèse de main myoélectrique permettant d'obtenir des performances équivalentes aux prothèses disponibles les plus puissantes, offrant les fonctionnalités nécessaires à une majorité de gestes quotidiens, tout en utilisant des éléments suffisamment simples pour garantir un prix de fabrication limité et assurer la robustesse de la main myoélectrique. Pour cela, les différents verrous technologiques suivants doivent être levés.

Problématique 1 - Architecture cinématique :

Les architectures cinématiques actuelles sont soit très simplistes et permettent de ne réaliser qu'une unique prise, soit très complexes et permettent de réaliser de nombreux mouvements en utilisant de nombreux actionneurs. La conception d'une nouvelle *architecture cinématique simple et anthropomorphique* permettant de réaliser une *prise opposée* et une *prise latérale*, à partir d'*un seul moteur* et de sa transmission interdigitale est un premier défi technologique.

Problématique 2 - Chaîne de transmission de puissance :

Les chaînes de transmission de puissance irréversibles entre le moteur et les doigts sont soit peu performantes (peu de vitesse et de force), soit complexes à mettre en œuvre ou coûteuses à fabriquer. Un autre verrou est donc de développer des *éléments de transmission* compacts et facilement fabricables permettant de maximiser les performances de *force de serrage* et de *vitesse de fermeture* de la prothèse dans un volume restreint.

Problématique 3 - Stratégie de commande de moteur :

L'utilisation de moteur électromagnétique provoque des pertes énergétiques importantes lors de serrage d'objets. D'une part, ces pertes énergétiques provoquent l'augmentation de la température des composants de la prothèse, et d'autre part elles affectent la durée d'autonomie de la prothèse. La troisième problématique identifiée est donc la synthèse d'une nouvelle *stratégie de commande* du moteur permettant d'*augmenter la force de serrage disponible* de la prothèse tout en *limitant les pertes énergétiques* pour répondre aux contraintes thermiques et garantir l'autonomie en énergie.

Structure de la thèse

Ce manuscrit est organisé comme suit :

Chapitre 1 :

Le premier chapitre propose un état de l'art. Les prothèses commercialisées ou en voie d'être commercialisées dans le monde sont répertoriées et classées selon leur fonctionnement. Un aperçu des nombreux travaux de recherche académique est également proposé. Enfin, quelques mains robotiques non utilisées en tant que prothèses sont décrites. Ce chapitre met en évidence les problématiques soulevées par la conception de prothèse de main, et l'architecture de la prothèse développée dans cette thèse est proposée à la fin de ce chapitre.

Chapitre 2 :

Le deuxième chapitre présente le développement d'une première architecture cinématique permettant la réalisation de la prise opposée comme de la prise latérale. Cette prothèse est fortement inspirée des prothèses tridigitales et de leur transmission interdigitale rigide qui permet le couplage du mouvement des différents doigts. Cette transmission interdigitale est étudiée, et une nouvelle transmission interdigitale à câbles est développée pour répondre aux nouvelles problématiques. Les étapes de conception permettant d'arriver à la transmission proposée sont détaillées, et la nouvelle transmission interdigitale à câble est comparée à la transmission initiale. Un premier prototype fonctionnel est conçu, intégrant la cinématique proposée et une chaîne de transmission de puissance irréversible. Les performances du prototype réalisé sont mesurées, et l'avis d'un utilisateur est pris en compte. Ce chapitre permet de souligner les limites de ce premier prototype, et d'identifier les problématiques à résoudre pour concevoir une prothèse plus anthropomorphique, plus puissante, moins énergivore et plus robuste. Cette étude fait l'objet d'un article de conférence nationale [8].

Chapitre 3 :

Cette partie traite de la conception d'une stratégie de commande permettant d'utiliser le couple maximal disponible du moteur à courant continu, en mettant à profit la propriété d'irréversibilité de la chaîne de transmission de puissance pour limiter la surchauffe du moteur et les pertes inutiles d'énergie. Après un court état de l'art des différentes stratégies de commande connues, une première modélisation thermique du système est proposée et une simulation permet de montrer les limites d'une stratégie de commande « naïve » sans gestion énergétique. Un nouveau contrôleur basé sur un coupe-circuit commandé par une machine à état est proposé. Une nouvelle simulation permet une première validation du concept. Enfin, une expérimentation permet de valider la faisabilité d'une telle stratégie sur une chaîne de transmission irréversible.

Chapitre 4 :

À partir des précédentes conclusions, un nouveau concept d'architecture cinématique est nécessaire.

Premièrement, une nouvelle méthode permet de placer les liaisons des doigts pour obtenir un résultat plus anthropomorphique. Différentes approches sont utilisées et combinées. Ensuite, une nouvelle transmission interdigitale basée sur une bielle à rotules est proposée et permet d'entraîner la flexion du pouce en même temps que celle des doigts supérieurs. Les paramètres géométriques décrivant le mécanisme sont soumis à une optimisation sous contrainte permettant d'obtenir le comportement le plus proche de celui souhaité. Les résultats sont évalués à partir du facteur de transmission d'effort, et la sensibilité aux variations géométriques est calculée. Cette étude a été présentée dans un article de journal [9].

Chapitre 5 :

Les insuffisances de la chaîne de transmission de puissance utilisée dans le chapitre 2 ont soulevé le besoin d'une nouvelle transmission de puissance plus optimisée. Ce chapitre propose une analyse des pertes énergétiques dans la chaîne de transmission de puissance et propose une nouvelle chaîne de transmission compacte et permettant d'atteindre les objectifs de puissance souhaités.

Chapitre 6 :

Parmi les éléments de la chaîne de transmission de puissance, l'usage d'un réducteur à rapport variable semble largement avantageux. Une telle réduction permet de gagner en vitesse de fermeture et en force de serrage tout en continuant d'utiliser des moteurs petits et compacts. Ce chapitre propose tout d'abord un état de l'art de tels systèmes. Ensuite, une nouvelle architecture est proposée, fondée sur l'utilisation d'un train épicycloïdal et d'un ressort enroulé. Une procédure de dimensionnement est détaillée, permettant de synthétiser une transmission variable sous charge adaptée au cahier des charges. Un prototype est fabriqué et des mesures sont effectuées pour valider le modèle proposé. Pour finir, les résultats d'expériences sont discutés. Ce travail fait l'objet d'un article de journal [10].

Chapitre 7 :

Un autre élément clé de la chaîne de transmission de puissance est son irréversibilité. Le développement d'un mécanisme dédié permet de réaliser cette fonction avec moins de pertes énergétiques. Après un état de l'art sur les systèmes existants, ce chapitre propose un nouveau système se voulant plus simple à fabriquer et comportant moins de pièces que les systèmes existants. Une analyse permet de comprendre l'effet de chaque paramètre du mécanisme, et une procédure de dimensionnement en est déduite. Un prototype est développé pour confronter les valeurs théoriques aux valeurs mesurées. Pour finir, les résultats sont analysés et discutés.

Contributions principales

Les travaux menés pendant cette thèse ont permis d'apporter les contributions suivantes.

Pour répondre à la **problématique 1**, trois principales contributions ont été identifiées.

- (a) Une architecture cinématique réalisant les prises latérales et opposées et utilisant une transmission interdigitale à câble a été étudiée et testée. Ses propriétés et ses limites ont été soulevées.
- (b) Une nouvelle méthode de placement des doigts a été proposée, et permet de placer les liaisons de flexion et de rétropulsion du pouce de manière anthropomorphique à partir du scan 3D d'une main en plusieurs positions.
- (c) Un nouveau mécanisme de transmission interdigitale basé sur l'intégration d'une bielle à rotule est développé. Ce mécanisme permet de transmettre d'importants efforts entre les doigts, et permet la réalisation de la prise opposée et de la prise tridigitale. La méthode de synthèse du mécanisme par optimisation est décrite, et le résultat obtenu est évalué.

Pour répondre à la **problématique 2**, trois principales contributions ont également été identifiées.

- (d) Les principales pertes énergétiques ont été identifiées, et l'apport d'une réduction à rapport variable a été quantifié.
- (e) Une nouvelle transmission variable sous charge a été conçue, une méthode de dimensionnement est proposée et un prototype a été testé. Ce mécanisme est pertinent dans toutes les applications de préhension où la consommation d'énergie et la compacité sont des critères importants.
- (f) De même, un nouveau mécanisme d'irréversibilité à haut rendement a été développé, ainsi que la méthode de dimensionnement correspondante. La mise au point d'un prototype a permis la mesure des performances obtenues.

Pour répondre à la **problématique 3**, deux principales contributions ont été identifiées.

- (g) Une méthode naïve de commande proportionnelle a été proposée. L'impact de l'utilisation d'une telle méthode sur la thermique du moteur a été qualifié en simulation.
- (h) Une nouvelle stratégie de commande basée sur un coupe-circuit et une machine à état a été imaginée. Cette stratégie propose de tirer parti de l'irréversibilité de la chaîne de transmission de puissance pour raccourcir les pics d'intensité dans le moteur. L'efficacité de cette méthode a été mesurée en simulation, et une expérimentation a permis de confronter la simulation à la réalité.

ÉTAT DE L'ART DES PROTHÈSES DE MAIN MYOÉLECTRIQUES ET ANALYSE DE FONCTIONNALITÉ

Ce premier chapitre présente un état de l'art des prothèses de main myoélectriques.

Après avoir introduit les articulations des mains humaines et le fonctionnement des prothèses myoélectriques dans une première partie, une deuxième partie est consacrée à la présentation des prothèses commerciales. Ces dernières sont utilisées ou ont pour vocation d'être utilisées quotidiennement par des utilisatrices et des utilisateurs, et se doivent de répondre à leur besoin, tout en intégrant des contraintes de fabrication et des contraintes économiques. Les principales catégories sont identifiées, et le fonctionnement des prothèses les plus connues ou remarquables est détaillé.

Ensuite, un aperçu des travaux disponibles dans la littérature scientifique est présenté. Une attention particulière est portée aux choix d'architecture cinématique, impactant fortement les fonctionnalités et la complexité de la prothèse. Quelques prototypes sont également décrits plus en détail. Plusieurs mains robotisées non prothétiques sont également présentées, ainsi que plusieurs initiatives personnelles ou associatives proposant des mains robotisées accessibles.

Une partie est consacrée à comprendre les besoins des utilisateurs et utilisatrices en termes de prises à effectuer, mais aussi tous les autres besoins attendus d'une prothèse. Ces derniers sont catégorisés selon l'accessibilité qu'ils permettent et la complexité du dispositif qu'ils entraînent.

Finalement, les informations présentées sont synthétisées afin d'essayer de corréler architecture cinématique, fonctionnalité et accessibilité. À partir de cette synthèse, une architecture est retenue pour les travaux développés dans cette thèse.

1.1 La main humaine

La main humaine est un membre complexe avec nombre élevé d’articulations qui permettent une agilité et une dextérité particulièrement importantes. Les différents os et articulations de la main sont présentés sur la figure 1.1.

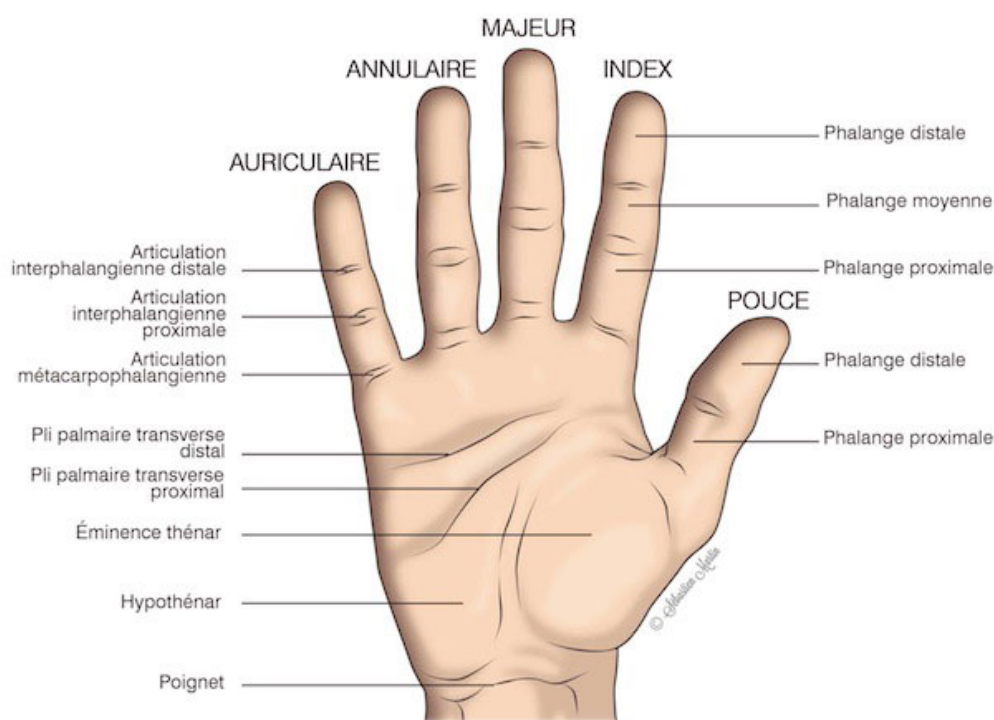


FIGURE 1.1 – Os et articulations de la main humaine (*source : la-main.ch*)

Chaque doigt supérieur est composé de trois phalanges, tandis que le pouce en possède deux. La paume de la main dispose elle-même d’une certaine mobilité puisque les métacarpes sont mobiles, particulièrement celle du pouce qui permet de le placer en opposition des autres doigts ou de le ramener latéralement dans le même plan que les doigts supérieurs.

Les quatre doigts supérieurs disposent d’un mouvement de flexion–extension leur permettant de se fermer, et d’un mouvement d’abduction–adduction leur permettant de s’écarter sur les côtés. Le pouce est plus complexe et dispose de plus nombreux mouvements (voir fig. 1.2). Il dispose d’un mouvement de flexion–extension qui lui permet de se fermer contre les doigts supérieurs, d’un mouvement de rétropulsion–antépulsion (également appelé rétroposition–antéposition) qui lui permet de se placer latéralement ou en opposition des autres doigts, et un mouvement d’abduction–adduction qui lui permet de se rapprocher latéralement de la paume lorsqu’il est en position latérale. Le terme « abduction » est

parfois utilisé dans la littérature à la place du terme « rétropulsion », le terme anglais « *abduction* » utilisé à la fois pour l'abduction et la rétropulsion.

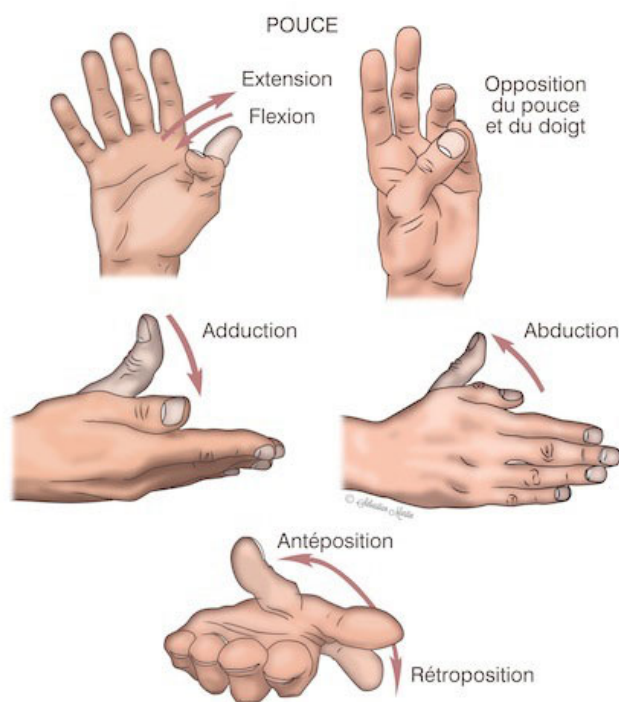


FIGURE 1.2 – Différents mouvements du pouce (source : *la-main.ch*)

Plusieurs représentations cinématiques de la main peuvent être utilisées selon les simplifications choisies. La figure 1.3 présente 24 degrés de liberté (DDL) pour les articulations de la main [11]. Des représentations plus simples en dénombrent 20 [12].

L'amputation est une cause d'absence de main chez l'humain. Les amputations sont réalisées après un traumatisme ou après des maladies finissant par toucher les membres supérieurs. Ainsi, le diabète est une des causes principales d'amputation, provoquant régulièrement des infections des pieds et des mains [3]. Différents niveaux d'amputations sont réalisés, de la désarticulation interphalangienne (une ou plusieurs phalanges) à l'amputation interscapulothoracique (le bras complet et une partie de l'épaule).

Une deuxième cause d'absence de main est l'agénésie (absence de formation d'un membre avant la naissance). Les niveaux du membre résiduel sont également divers. Dans ce cas, le membre n'a jamais existé, et cela peut conduire à une perception différente de son corps, du handicap et des aides techniques par rapport aux personnes amputées.

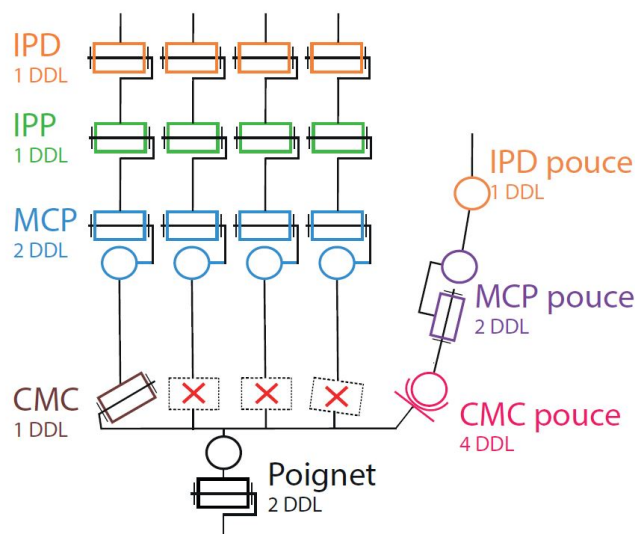


FIGURE 1.3 – Représentation cinématique possible de la main avec 24 DDL pour les articulations de la main et 2 DDL pour le poignet (source : [11])

1.2 Définition et fonctionnement d’une prothèse de main myoélectrique

Une prothèse de main myoélectrique est un dispositif mécatronique visant à remplacer la main absente de son utilisateur ou de son utilisatrice. L’ensemble du système porté par l’utilisateur est nommé « appareillage », et comporte plusieurs sous-systèmes. Un appareillage classique pour un amputé trans-radial, présenté sur la figure 1.4, dispose d’une emboîture (interface mécanique entre le membre résiduel et le reste de l’appareillage) fabriquée sur mesure par un orthoprothésiste. Cette emboîture accueille deux électrodes électromyographiques (EMG) de surface permettant de recueillir les signaux électriques produits lors de la contraction des muscles résiduels. Une batterie est également intégrée au sein de l’emboîture pour alimenter le système. Ces éléments sont reliés par des câbles électriques à un poignet fixé à l’emboîture. Ce poignet accueille la prothèse de main myoélectrique, et permet en général la déconnexion de la main du reste de l’appareillage. La prothèse de main myoélectrique est constituée d’un ou plusieurs moteurs, d’un contrôleur, et d’éléments de transmission pour mettre en mouvement les doigts.

De nombreuses variations de l’appareillage sont possibles : poignet motorisé, intégration sans poignet (main fixée à l’emboîture), batterie déclipable ou batterie intégrée, un à huit capteurs EMG, carte de contrôle moteur dans l’emboîture, etc. L’entreprise Ottobock, plus grand fabricant de prothèses en Europe, a développé un poignet à déconnexion rapide (*Quick Disconnect Wrist*). Ce poignet s’est assez largement imposé en tant que standard et beaucoup de prothèses de main sont désormais compatibles

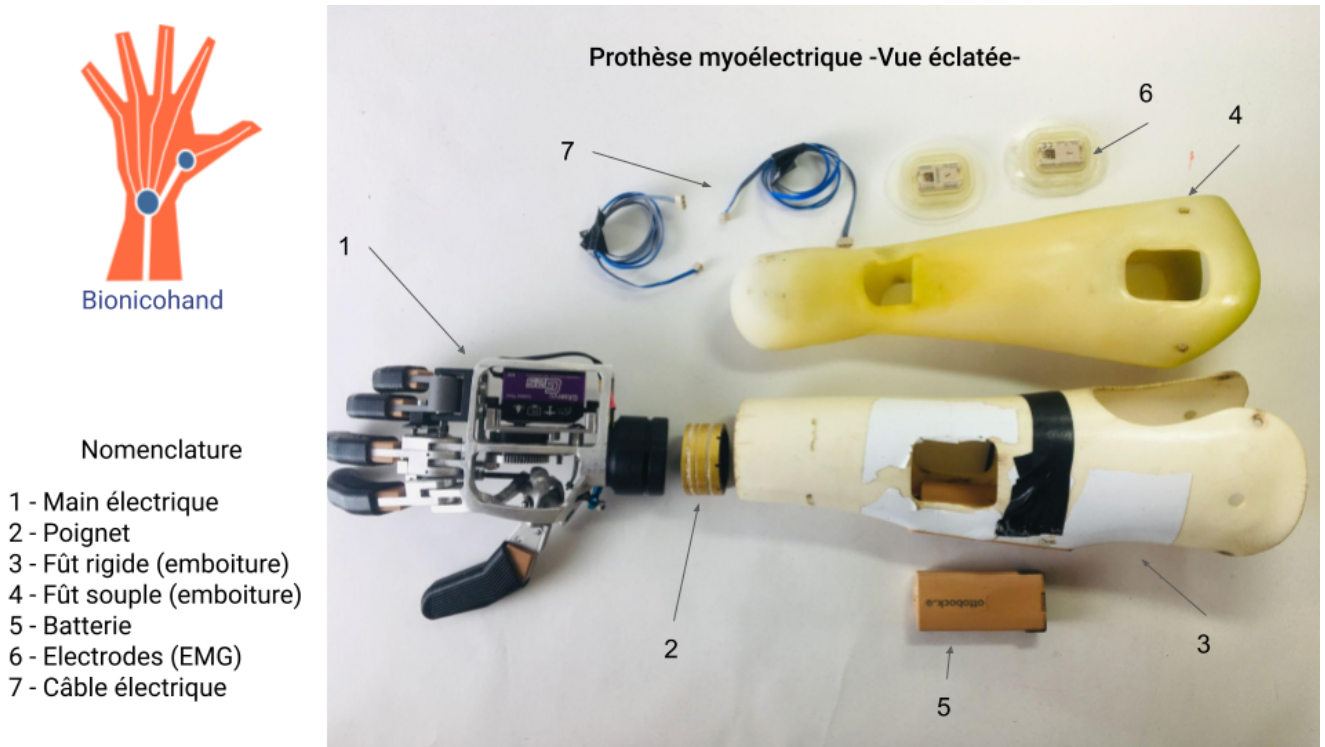


FIGURE 1.4 – Éléments constituant un appareillage complet de prothèse de main myoélectrique (source : bionico.org/cest-quoi/)

avec ce dernier. Il permet de fixer et enlever une main rapidement de l'emboîture, dispose d'un mouvement de pronosupination passif et comporte quatre connexions électriques : l'alimentation (7,4 V nominal), la masse et deux signaux EMG dont la tension évolue entre la masse et la tension d'alimentation. Ces signaux musculaires sont préfiltrés, amplifiés et redressés au niveau du capteur lui-même, et les signaux EMG au niveau du poignet peuvent être directement interprétés comme des signaux proportionnels à l'intensité de contraction du muscle. On notera qu'il est possible d'utiliser également des outils myoélectriques au bout de ce poignet, comme des pinces ou des crochets, à la place d'une main.

Cette thèse se concentre uniquement sur la prothèse de main, même si d'autres problématiques se posent sur l'appareillage, comme le coût des capteurs EMG, leur fiabilité aux températures trop hautes ou trop basses, le confort et le maintien de l'emboîture, la masse et le volume des batteries, ou encore la complexité du poignet et son nombre de degrés de liberté.

1.3 Les prothèses myoélectriques commerciales

De nombreuses prothèses de main myoélectriques sont commercialisées ou en développement pour le devenir. Sur le marché « occidental », les prothèses sont soumises à des réglementations spécifiques (Règlement MDR 2017/745 dans l’Union Européenne, FDA Medical Device Regulation aux États-Unis). L’ensemble des prothèses de main référencées déjà présentes sur le marché occidental à notre connaissance sont présentées dans le tableau 1.1. Pour chaque produit, le nombre d’articulations et d’actionneurs utilisés est donné.

D’autres prothèses commerciales ne sont pas présentes sur le marché occidental, car elles ne disposent pas des certifications nécessaires ou elles sont encore en développement. Ces prothèses sont répertoriées dans le tableau 1.2. Les informations pour ces produits sont moins nombreuses et susceptibles d’évoluer pour celles qui ne sont pas encore commercialisées¹. Ce tableau montre le nombre important de prothèses poly-articulées (voir section 1.3.2) en développement. On observe également que de plus en plus d’entreprises revendiquent le développement d’une prothèse accessible pour répondre à ce besoin largement formulé.

On s’intéresse ici principalement à leur architecture cinématique pour comprendre les différentes options choisies par les constructeurs et leur impact sur le produit final. Les informations sur les technologies d’actionneurs utilisées sont moins disponibles. Les différentes stratégies de commande seront seulement évoquées ici, ces dernières s’éloignant du cadre de cette thèse.

Les outils et pinces myoélectriques tels que le *Greifer* d’Ottobock sont omis dans cet état de l’art. Ces derniers ont des problématiques proches des mains myoélectriques quant à leur actionnement, mais leur architecture cinématique est très différente.

1.3.1 Les prothèses de main tridigitales

Les prothèses tridigitales réalisent une seule prise : la pince tridigitale permettant de tenir un objet entre l’index, le majeur et le pouce placé en opposition. Ces prothèses ont été développées dans les années 1960, avec notamment Johannes Schimdl (couramment appelé Hannes Schimdl) à l’institut INAIL en Italie, en collaboration avec Ottobock [13]. Elles utilisent un seul actionneur entraînant les doigts supérieurs et le pouce en flexion. Dans la plupart de ces prothèses, l’annulaire et l’auriculaire sont souples et ne transmettent pas d’effort de serrage. Ils sont intégrés au gant, mais ne sont pas intégrés sur le squelette cinématique rigide.

Ces prothèses sont usuellement commandées par deux capteurs EMG placés au niveau des muscles

1. Le site bionicsforeveryone.com est à ce jour la source la plus complète d’informations sur toutes les prothèses disponibles et celles à venir.

fléchisseurs et extenseurs du poignet. La contraction d'un des deux muscles permet l'ouverture de la main, tandis que la contraction de l'autre muscle permet sa fermeture.

Ces prothèses sont encore vendues, car elles sont reconnues pour leur puissance et leur robustesse, mais manquent de fonctionnalités par leur prise unique, et leur apparence peu anthropomorphique peut être repoussante. Elles sont pour la plupart moins chères que les autres prothèses du marché.

On notera que cette architecture de prothèse a été reprise par des fabricants en Asie pour en proposer des versions moins chères (environ un ordre de grandeur en moins) adaptées aux marchés locaux. Peu d'informations sont disponibles, mais les performances proposées par ces produits semblent moindres.

VariPlus Speed / SensorHand Speed. Cette prothèse de main tridigitale est la dernière génération de prothèse tridigitale fabriquée par l'entreprise Ottobock, présentée sur la figure 1.5. Les performances déclarées par Ottobock sont de 100 N pour la force de préhension et de 300 mm/s pour la vitesse de fermeture des doigts. Les doigts supérieurs sont entraînés par la chaîne de transmission de puissance avec un étage de réduction à engrenages droits partiels. Le mouvement de flexion est transmis des doigts supérieurs au pouce par une bielle, formant alors un mécanisme à quatre barres (décrit section 2.1.2). Si cette transmission interdigitale est très semblable à d'autres prothèses tridigitales, plusieurs éléments de la chaîne de transmission de puissance sont originaux et garantissent l'obtention de performances importantes de force et de vitesse. Ainsi, un mécanisme d'irréversibilité compact, un réducteur épicycloïdal à rouleaux ou encore une transmission variable sous charge sont utilisés. Ces différents éléments sont davantage décrits dans la suite du manuscrit. La *SensorHand Speed* est remboursée en France par la Sécurité Sociale à hauteur de 8 200€² sans option.



FIGURE 1.5 – Prothèse myoélectrique *VariPlus Speed* d'Ottobock, source : *ottobock.com*

2. http://www.codage.ext.cnamts.fr/cgi/tips/cgi-fiche?p_code_tips=2736515&p_date_jo_arrete=%25&p_menu=FICHE&p_site=AMELI

1.3.2 Les prothèses de main poly-articulées

Les prothèses poly-articulées, parfois appelées prothèses poly-digitales, réalisent quant à elles un nombre important de prises, car les doigts sont entraînés en flexion indépendamment les uns des autres. Ces prothèses disposent alors d'un actionneur par doigt, soit cinq actionneurs pour la flexion, et un sixième peut être ajouté pour la rétropulsion du pouce. Les doigts disposent majoritairement de deux articulations : l'articulation métacarpo-phalangienne entre la paume et la première phalange et l'articulation interphalangienne proximale entre la première phalange et la deuxième phalange, la troisième phalange étant liée rigidement à la deuxième. Les deux liaisons du doigt sont couplées par un mécanisme à quatre barres (parallélogramme inversé), de sorte à synchroniser leur mouvement de flexion pour enrouler le doigt [4].

La commande de ces prothèses est en général gérée par une machine à états. Deux électrodes EMG permettent pour chaque prise de gérer l'ouverture et la fermeture, et une action particulière permet de passer d'un type de prise à une autre (co-contraction, appui sur un bouton, contraction longue). Les prises disponibles sont parfois personnalisables à partir d'une interface. De nouveaux types de commandes plus intuitifs qui utilisent de l'apprentissage automatique et qui nécessitent de nombreux capteurs sont déjà disponibles, mais ne sont pas encore répandus.



FIGURE 1.6 – Quatre prothèses myoélectriques commerciales récentes disponibles en France en 2023 (sources : ottobock.com, taskaprosthetics.com, openbionics.com)

Ces prothèses semblent devenir la nouvelle norme, puisque la grande majorité des prothèses récemment développées ou en développement sont des prothèses poly-articulées. Leurs performances de vitesse et de force restent bien inférieures à celles des prothèses tridigitales, comme montré pour la prothèse *bebionic* d'Ottobock ou la prothèse *i-Limb* d'Össur [4]. Le prix de ces prothèses est variable selon

les modèles et les options.

Les utilisateurs préfèrent aujourd'hui les prothèses poly-articulées aux prothèses tridigitales, mais se plaignent de leur coût, de leur faible robustesse et des méthodes de commande qui sont soit peu fluides (machines à état), soit peu fiables (apprentissage automatique) [14].

i-Limb. La main *i-Limb* (fig. 1.6a) a été développée par Touch Bionics et est une des premières prothèses de main poly-articulées commerciales, disponible dès 2007. L'entreprise Touch Bionics a ensuite été rachetée par Össur, deuxième plus gros fabricant de prothèses en Europe. Cette main est capable de réaliser 18 prises prédéfinies et est disponible avec plusieurs options (*Access*, *Quantum*, *Ultra*), comme la taille, le matériau ou la rétropulsion du pouce manuelle ou motorisée. Cette prothèse présente une esthétique robotique, avec des doigts supérieurs parallèles et un axe de rétropulsion du pouce aligné avec l'axe de l'avant-bras. Le temps de fermeture annoncé est de 0,8 s, pour une force de préhension mesurée inférieure à 20 N [4] produite par les différents actionneurs présents dans le corps de chaque doigt. Cette main est appréciée pour la finesse de ses doigts, mais certains utilisateurs et utilisatrices critiquent sa fragilité et ses faibles performances. La *i-Limb Ultra* est remboursée en France par la Sécurité Sociale à hauteur de 27 270€³ sans option.

TASKA Hand. Cette prothèse poly-articulée (fig. 1.6b) est plus récente (2017) et a été développée pour être la première prothèse myoélectrique résistante à l'eau, et en se concentrant sur sa robustesse. Chaque doigt et son actionneur sont montés dans leur propre châssis élastiquement fixé dans la paume de la main, permettant une souplesse en abduction des doigts. Cette souplesse est censée apporter davantage de dextérité pour certaines prises et une meilleure robustesse aux chocs. Une force de préhension de 25 N sur la prise tridigitale est annoncée, pour un temps de fermeture estimé d'environ 0,8 s (63°/s pour le pouce, 98°/s pour les doigts supérieurs). Elle n'est pas remboursée en France en 2023, et coûterait autour de 32 000€.

1.3.3 Quelques prothèses intermédiaires

Si les prothèses tridigitales et les prothèses poly-articulées constituent la majorité du marché, on trouve d'autres types de prothèses qui se placent entre les prothèses tridigitales et les prothèses poly-articulées. Entre autres, la *Michelangelo* d'Ottobock utilise deux actionneurs pour réaliser deux prises. La main *Hero Arm* d'Open Bionics est personnalisable et utilise trois à quatre actionneurs pour réaliser

3. http://www.codage.ext.cnamts.fr/cgi/tips/cgi-fiche?p_code_tips=2714710&p_date_jo_arrete=%25&p_menu=FICHE&p_site=AMELI

de nombreuses prises. La prothèse *MyHand* [15] est fortement inspirée des prothèses tridigitales, mais dispose d'articulations interphalangiennes et son actionnement est hydraulique. Enfin, l'*Adam's Hand* [16] de BionIT Labs utilise un seul actionneur et de nombreux différentiels pour que chaque articulation s'adapte à la forme de l'objet.

Michelangelo. Cette prothèse commercialisée en 2010 par Ottobock (fig. 1.6c) propose deux prises différentes : la prise latérale et la prise opposée. Pour réaliser ces deux prises, la *Michelangelo* dispose de deux actionneurs. Un moteur sans balais large et plat est utilisé pour transmettre le mouvement de flexion aux doigts supérieurs et au pouce, tandis que la rétropulsion du pouce est réalisée par un second moteur plus petit et intégré dans le corps du pouce [17]. Les doigts sont rigides (pas d'articulations interphalangiennes), et la main comporte donc six liaisons en tout (une pour chaque doigt supérieur, deux pour le pouce). Le passage d'un mode de prise à l'autre peut être effectué par co-contraction des muscles ou en prolongeant la contraction après une ouverture complète de la main. Les axes de flexion des doigts ne sont pas parallèles, mais placés avec un léger décalage angulaire. Ainsi, les doigts supérieurs s'écartent à l'ouverture comme la main humaine le fait naturellement. Les performances déclarées par Ottobock sont de 60 N à 70 N pour la force de préhension, et un temps de fermeture estimé à 0,4 s (vitesse de fermeture de 300 mm/s). La *Michelangelo* est remboursée en France par la Sécurité Sociale à hauteur de 32 275€⁴ sans option.

Hero Arm. Cette main (fig. 1.6d) est une des plus récentes sur le marché, disponible au Royaume-Uni depuis 2018. Elle a été développée dans un objectif d'accessibilité, en utilisant de l'impression 3D industrielle pour réduire ses coûts. Avant cette prothèse, Open Bionics a développé en Open Source des mains robotiques destinées à la recherche et l'éducation. L'*Hero Arm* a été conçue tout d'abord pour les enfants et adolescents, et mise sur l'esthétique et la personnalisation pour aider à se l'approprier. Elle intègre quatre moteurs qui actionnent (1) la flexion de l'index, (2) la flexion du majeur, (3) la flexion de l'annulaire et l'auriculaire, et (4) la rétropulsion du pouce. Sa version de petite taille n'intègre qu'un moteur pour l'index et le majeur. Le pouce n'est pas entraîné en flexion, mais son articulation interphalangienne peut être positionnée manuellement à plusieurs positions. Finalement, cette prothèse se veut une simplification des prothèses poly-articulées pour permettre de réduire sa complexité et son coût. Sa vitesse et sa force ne sont pas communiquées. Cette prothèse n'est pas remboursée en France en 2023 et est vendue à environ 12 000€.

4. http://www.codage.ext.cnamts.fr/cgi/tips/cgi-fiche?p_code_tips=2736515&p_date_jo_arrete=%25&p_menu=FICHE&p_site=AMELI

Entreprise (Pays)	Produit	Articulations	Actionneurs	Catégorie	Commentaire
Ottobock (Allemagne)	<i>DMC Plus / Digital Twin</i>	2	1	Tridigitale	Modèle en arrêt
Ottobock (Allemagne)	<i>VariPlus Speed / SensorHand Speed</i>	2	1	Tridigitale	
Steeper Group (Royaume-Uni)	<i>Myo Kinisi</i>	2	1	Tridigitale	
Motor Control Inc - Fillauer (États-Unis)	<i>Motion Control Hand</i>	2	1	Tridigitale	
Hosmer - Fillauer (États-Unis)	<i>Centri myoelectric hand</i>	2	1	Tridigitale	Modèle arrêté
Hy5 Bionics (Norvège)	<i>MyHand</i>	7	1	Sous-actionnée	
BionIT Labs (Italie)	<i>Adam's Hand</i>	10	1	Sous-actionnée	
Ottobock (Allemagne)	<i>Michelangelo</i>	6	2	-	
Unlimited Tomorrow (États-Unis)	<i>TrueLimb</i>	14	3	Sous-actionnée	Actionneurs dans l'avant-bras
Open Bionics (Royaume-Uni)	<i>Hero Arm</i>	10	3-4	Sous-actionnée	3 ou 4 actionneurs selon la taille
Ottobock (Allemagne)	<i>bebionic</i>	11	5 (+RMP ⁵)	Poly-articulée	
Aether Biomedical (Pologne)	<i>Zeus Hand</i>	10	5 (+RMP ⁵)	Poly-articulée	
Össur - Touch Bionics (Islande)	<i>i-Limb Access</i>	11	5 (+RMP ⁵)	Poly-articulée	
Össur - Touch Bionics (Islande)	<i>i-Limb Ultra / Quantum</i>	11	6	Poly-articulée	
Covvi (Royaume-Uni)	<i>Nexus Hand</i>	11	6	Poly-articulée	
TASKA Prosthetics (Nouvelle-Zélande)	<i>TASKA Hand</i>	10	6	Poly-articulée	
VINCENT Systems (Allemagne)	<i>VINCENTevolution4</i>	10	6	Poly-articulée	
Psyonic (États-Unis)	<i>AbilityHand</i>	10	6	Poly-articulée	

TABLE 1.1 – Prothèses myoélectriques sur le marché occidental (début 2023)

Entreprise (Pays)	Produit	Catégorie	Commercialisé	Visée d'accessibilité
Danyang Reborn (Chine)	<i>Myoelectric hand A+ / B+ / Reborn</i>	Tridigitale	✓	prix bas
Shanghai Keshen (Chine)	<i>Electrical Hand</i>	Tridigitale	✓	prix bas
Motorica (Russie)	<i>Indy</i>	Tridigitale	✓	
Tehlin (Taïwan)	<i>Benatural</i>	Tridigitale	✓	prix bas
OYMotion (Chine)	<i>OHand</i>	Poly-articulée	✓	
Makers Hive (Inde)	<i>KalArm</i>	Poly-articulée	✓	prix faible revendiqué
Motorica (Russie)	<i>Manifesto Hand</i>	Poly-articulée	✓	
MaxBionic (Russie)	<i>MeHandA</i>	Poly-articulée	✓	
Symbionic (Inde)	<i>Titan Arm</i>	Poly-articulée	?	
Robo Bionics (Inde)	<i>Grippy</i>	Poly-articulée	?	prix faible revendiqué
Bioniks (Pakistan)	<i>Zingadi 2.0</i>	Poly-articulée	?	prix faible revendiqué
DeeDeeLabs (Inde)	<i>ProGrasp</i>	Poly-articulée		
Tech Bionic (Russie)	<i>smartLi</i>	Poly-articulée		
Cure Bionics (Tunisie)	<i>Tunisie</i>	Poly-articulée		accessibilité revendiquée
Human Assistive Technologies (Mexique)	<i>C-Hand</i>	Poly-articulée		
Mand.ro (Corée du Sud et Jordanie)	<i>Mark5</i>	Poly-articulée		principal objectif (à partir de 1000\$)
Prensilia (Italie)	<i>Mia Hand</i>	Poly-articulée		
smartARM (Canada)	<i>smartARM</i>	Poly-articulée		prix faible revendiqué
Alt-Bionics (États-Unis)	<i>Genesis Hand</i>	Poly-articulée		prix faible (objectif 3500\$)
BrainRobotics (États-Unis)	<i>BrainRobotics Hand</i>	Poly-articulée		objectif mentionné
Esper Bionics (États-Unis et Ukraine)	<i>Esper Hand</i>	Poly-articulée et commande par apprentissage		
Atom Limb (États-Unis)	<i>Atom Touch</i>	Coude, poignet et main poly-articulée		
Mobius Bionics (États-Unis)	<i>LUKE Arm</i>	Épaule, coude, poignet et main poly-articulée		

TABLE 1.2 – Prothèses myoélectriques en cours de développement ou présentes sur d'autres marchés (début 2023)

1.4 D'autres mains robotiques

1.4.1 La recherche académique sur les prothèses myoélectriques

On propose ici un état de l'art académique qui se limite aux travaux qui proposent des mains robotisées ayant une possible application prothétique. De nombreux travaux proposent des mains robotiques sans contrainte d'encombrement ou de masse qui ne pourraient être utilisées comme prothèse.

Principales thématiques de recherche

Les travaux de recherche autour des prothèses myoélectriques sont nombreux, et ont tendance à augmenter. Le moteur de recherche Google Scholar propose 2 030 résultats en recherchant « *myoelectric prosthesis* » rien que pour l'année 2020, 1 210 résultats pour l'année 2015. La grande partie des recherches se concentrent sur des thématiques de commandes, et la recherche « *myoelectric prosthesis emg classification* » donne 1 070 résultats en 2020. Il s'agit alors d'élaborer des stratégies pour commander plusieurs actionneurs sur une prothèse de la manière la plus intuitive et efficace pour l'utilisateur, en utilisant souvent de nombreux capteurs. La thématique de retour de sensation est également très présente (1 170 résultats pour la recherche « *myoelectric prosthesis feedback* » en 2020). Ce retour de sensation doit permettre à l'utilisateur de retrouver des informations pour remplacer le sens du toucher et contrôler plus facilement et précisément sa prothèse.

L'accessibilité de ces prothèses intéresse la communauté scientifique (216 résultats pour la recherche « *myoelectric prosthesis affordable* » en 2020), mais beaucoup d'efforts se concentrent sur l'impression 3D par dépôt de fil polymère qui limite nécessairement la tenue mécanique des pièces et affecte la robustesse de la prothèse pourtant indispensable à une utilisation quotidienne.

Architecture des prothèses poly-articulées

Les prothèses poly-articulées, très présentes sur le marché commercial, se retrouvent évidemment dans la littérature scientifique. On retrouve par exemple une main avec cinq actionneurs [18] qui permettent de mouvoir indépendamment l'index, le majeur, le pouce en flexion et en rétropulsion, tandis que l'annulaire et l'auriculaire sont liés entre eux. Un autre prototype de prothèse poly-articulée a été développé pour maximiser ses performances en conservant une masse faible [19]. Cinq actionneurs sont alors utilisés, le pouce ne disposant pas de mouvement de flexion. D'autres tentatives proposent des prothèses à cinq ou six actionneurs [5], [20]-[22] en proposant des innovations sur les doigts, la fabrication ou les actionneurs utilisés.

Malgré cela, on observe une forte tendance à la réduction du nombre d'actionneurs afin de simplifier la prothèse, l'alléger et réduire son coût. Si dans les prothèses poly-articulées, les articulations interphalangiennes d'un doigt sont déjà couplées et entraînées par un seul mouvement, il est possible de lier d'autres mouvements ensemble.

MANUS-HAND. Cette main utilise deux actionneurs [23]. Le premier entraîne en flexion tous les doigts supérieurs en utilisant une transmission à engrenages. Le deuxième est utilisé pour mouvoir le pouce. L'originalité est l'utilisation de ce moteur pour entraîner le pouce en flexion et en rétropulsion. Un mécanisme qui utilise des roues dentées partielles permet d'actionner la flexion, puis lorsque le pouce est complètement ouvert, la rétropulsion est engagée. Les deux mouvements sont donc désynchronisés.

SSSA-MyHand. Une stratégie similaire est utilisée dans cette prothèse [24] pour la rétropulsion du pouce. Cette fois-ci, un même moteur est utilisé pour transmettre le mouvement de flexion de l'index à partir d'un mécanisme bielle-manivelle, et le mouvement de rétropulsion du pouce par une roue de Genève. Le moteur commence à entraîner le mécanisme bielle-manivelle pour ouvrir l'index alors que le pouce est en opposition. Le mécanisme bielle-manivelle arrive ensuite en singularité (bielle et manivelle alignées) lorsque l'index est complètement ouvert et ne bouge quasiment plus, la roue de Genève entraîne alors le pouce en rétropulsion. En continuant son mouvement, le moteur vient de nouveau fermer l'index, cette fois-ci avec le pouce en position latérale. Dans cette main, deux autres moteurs sont utilisés : un pour la flexion du pouce et l'autre la flexion des trois derniers doigts.

On trouve également une prothèse plus proche des prothèses tridigitales [25] mais proposant toutefois deux types de prises différents : la pince tridigitale et la prise de puissance où les doigts supérieurs serrent l'objet contre la paume avant que le pouce ne vienne ajouter de la force. Deux transmissions à bielle-manivelle sont utilisées pour les doigts supérieurs et pour le pouce, et ces deux transmissions sont déphasées. Ainsi, dans un sens de rotation, les doigts supérieurs se ferment en venant appuyer sur le bout du pouce. Dans l'autre sens, les doigts supérieurs se ferment avant le pouce.

Le sous-actionnement des articulations

Une autre stratégie est utilisée pour réduire le nombre d'actionneurs tout en gardant de nombreuses articulations qui s'adaptent aux objets saisis. Il s'agit du sous-actionnement : laisser davantage de degrés de liberté que d'actionneurs dans le mécanisme. Les positions de chaque liaison ne sont pas uniquement définies par l'état des actionneurs, mais également par les efforts extérieurs s'appliquant sur la main.

Le sous-actionnement est très répandu entre les articulations interphalangiennes et dépasse les problématiques des prothèses de main, puisque ce concept est également utilisé dans des préhenseurs pour répartir uniformément les efforts entre les points de contact et assurer la stabilité de la prise [26]. De nombreuses méthodes existent, comme utiliser un tendon qui répartit les efforts entre les phalanges [27]. Un tendon est utilisé pour sous-actionner les articulations interphalangiennes dans [28] même quand l'articulation métacarpophalangienne est entraînée par engrenage. Le sous-actionnement peut être associé à des doigts déformables monoblocs [22] en utilisant des tendons travaillant en compression, ou peut être réalisé avec des courroies [20].

Le sous-actionnement ne s'arrête pas aux articulations interphalangiennes, mais permet également de réaliser un sous-actionnement des doigts entre eux. Ainsi, une stratégie courante et utilisée dans la *Southampton Hand* [29] est d'utiliser un palonnier d'équilibrage. Ce mécanisme est composé d'une barre rigide sur laquelle sont attachés trois tendons. Un premier tendon est lié à l'actionneur et vient tirer la barre rigide en son milieu. Les deux autres tendons sont liés aux deux extrémités de la barre rigide, et entraînent en flexion chacun un doigt. Si les tensions de ces deux tendons diffèrent par la charge rencontrée sur chaque doigt, la barre rigide va se mettre à tourner sur elle-même, permettant au doigt rencontrant le moins d'effort de continuer à se fermer. À l'équilibre statique, les tensions dans les tendons de chaque doigt sont égales, mais les doigts n'auront pas forcément la même position.

Il est possible d'actionner quatre tendons en plaçant plusieurs palonniers d'équilibrage en série [6], [30] (voir figure 1.7). Un actionneur vient tirer le tendon sur un premier palonnier, dont les tendons de sortie sont les tendons d'entrée des deux autres palonniers. Ces deux palonniers sont liés en sortie aux quatre tendons des doigts supérieurs. L'équilibrage se fait alors entre les doigts deux par deux, et entre les deux paires de doigts.



FIGURE 1.7 – Trois palonniers d'équilibrage arrangés en série pour équilibrer la tension des quatre tendons de sortie (*source* : [30])

Yale MyoAdapt Hand. Cette prothèse dispose d'un seul actionneur [31]. Ce dernier vient entraîner d'une part la flexion du pouce par un tendon, qui dispose d'articulations interphalangiennes sous-actionnées, et d'autre part un palonnier d'équilibrage pour les quatre autres doigts. On note que qu'un levier permet de placer le pouce en position latérale manuellement. Ce levier vient par la même occasion tirer sur le palonnier d'équilibrage et bloquer tous les doigts supérieurs en position fermée. Avec un seul actionneur et du polymère pour sa structure, cette main est légère et particulièrement simple à fabriquer.

KIT prosthetic hand. Cette prothèse utilise seulement deux actionneurs [32]. Un moteur entraîne le pouce en flexion, ce dernier ne disposant pas de rétroimpulsion. Le deuxième moteur entraîne un différentiel semblable au palonnier d'équilibrage. Le tendon lié au moteur vient tirer sur l'axe central d'une poulie. Autour de cette poulie passe un tendon, lié à chaque bout à un doigt. Ainsi, les efforts des doigts s'équilibrent lorsque le tendon est tiré d'un côté ou de l'autre de la poulie. Cette prothèse simple permet d'être déclinée dans une version plus compacte adaptée aux femmes.

Le sous-actionnement entre les doigts peut également être réalisé en utilisant des ressorts dans la transmission entre les doigts, comme dans la *HIT/DLR Prosthetic Hand* [33] qui utilise un seul moteur pour actionner le majeur, l'annulaire et l'auriculaire. Cette main ne dispose pas de rétroimpulsion, et trois actionneurs sont donc nécessaires. La même stratégie est utilisée par Bennett [34] sur les trois mêmes doigts et permet de limiter la prothèse à quatre actionneurs en motorisant la rétroimpulsion du pouce. Contrairement au palonnier, l'utilisation de ressorts ne permet pas d'appliquer la même force sur chaque doigt sous-actionné. Des ressorts peuvent être également utilisés si l'ajout de mouvements d'abduction des doigts supérieurs est souhaité [35].

KNU Hand. Ce prototype de prothèse utilise des ressorts spirales entre un arbre de transmission et chaque doigt supérieur, permettant le sous-actionnement des quatre doigts supérieurs [36]. Cependant, ils possèdent tous un mécanisme d'irréversibilité permettant de conserver leurs positions si l'effort extérieur varie avec un effort de l'actionneur constant. On note que ce prototype dispose d'un autre moteur dans le pouce utilisant également une roue de Genève pour dissocier le mouvement de flexion et le mouvement de rétroimpulsion.

La prothèse *Delft Cylinder Hand* est également intéressante même si elle n'est pas motorisée, mais entraînée par un mouvement du corps de l'utilisateur (*body-powered*) [37]. Cette main utilise un circuit

hydraulique, sur lequel est relié en parallèle chaque piston entraînant chaque doigt. La pression étant identique dans chacun des pistons, les doigts sont donc sous-actionnés et exercent la même force sur l'objet. Cette prothèse est particulièrement légère (217 g avec gant), et une telle structure pourrait être motorisée par une pompe, déportée de la main pour conserver sa légèreté.

On note que la robotique souple (*soft robotics*) apporte également des solutions au sous-actionnement. Des pièces déformables viennent alors s'adapter à la forme de l'objet. Cette stratégie est de plus en plus utilisée pour des préhenseurs devant s'adapter à des objets complexes. L'application de cette technologie à des prothèses est plus complexe, une main pneumatique a toutefois été proposée [38].

Finalement, une dernière approche est de combiner l'analyse des synergies de la main et le sous-actionnement pour utiliser pleinement les avantages de ce dernier. Les synergies correspondent à des mouvements d'articulations très souvent exécutés ensemble [39], comme la flexion de tous les doigts supérieurs. En décrivant des synergies primaires tels les vecteurs propres d'une base, il est alors possible de décomposer un geste sur les différentes synergies [40]. On s'aperçoit alors que beaucoup de gestes sont réalisables avec très peu de synergies. Ainsi, la main *SoftHand Pro* développée par l'institut de recherche INAIL et l'entreprise qrobotics utilise un seul moteur et un seul tendon pour actionner les 19 articulations de la main selon la première synergie [41]. Des mécanismes de sous-actionnement permettent d'adapter la position finale de chaque doigt. Elle est basée sur une précédente version : la *Pisa/IIT SoftHand* [42].

Hannes Hand. Cette prothèse utilise les mêmes principes de synergies que la *SoftHand Pro*, en utilisant un seul actionneur entraînant un tendon pour réaliser la première synergie. D'autres tendons permettent d'assurer le sous-actionnement et la répartition des efforts. Cette prothèse a été évaluée auprès d'utilisateurs [43] et est certifiée, pour éventuellement envisager sa commercialisation avec un partenaire industriel.

Des prototypes pour l'accessibilité des prothèses

Plusieurs travaux de recherche ont souligné le besoin de prothèses moins chères pour permettre à un plus grand nombre de personnes de s'en procurer. Parmi ces travaux, plusieurs prothèses sont poly-articulées avec cinq ou six actionneurs, et utilisent de l'impression 3D par dépôt de fil pour limiter le coût de la fabrication [5], [21], [44], ainsi que des transmissions à tendons et des actionneurs à prix abordable. Ces projets ne montrent toutefois pas de cas concret quant au fonctionnement de leurs prothèses pour réaliser des tâches de la vie quotidienne et ne présentent pas les problèmes de robustesse liés à la conception proposée.

D’autres prothèses proposent plus logiquement d’utiliser des mécanismes de sous-actionnement pour réduire le nombre d’actionneurs. Kontoudis propose une prothèse de main en Open Source [6] qui dispose d’un unique moteur. Les articulations sont réalisées par la déformation de pièces de silicone pour les rendre plus simples et sans besoin de moyen de fabrication précis. La rétropulsion du pouce est manuelle et la flexion des doigts est réalisée par l’utilisation de tendons et d’un palonnier d’équilibrage. Une autre prothèse plus minimaliste est proposée [45], disposant de trois corps et de deux moteurs : un bloc pivote en flexion pour les doigts supérieurs, et un pouce pivote en rétropulsion. La tenue mécanique de telles prothèses dans le temps n’est toujours pas évaluée.

La prothèse proposée par Zheng [7] dispose d’un châssis en aluminium, utilisant des pièces en fabrication additive uniquement pour les coques extérieures, permettant plus de rigidité et de robustesse. Elle est toutefois conçue pour rester peu chère, utilisant un seul actionneur et une rétropulsion manuelle du pouce. Sa transmission est intégralement rigide et n’est donc pas sous-actionnée. Le moteur entraîne un système vis-écrou, et deux bielles sont liées à l’écrou. La première bielle entraîne la flexion des doigts supérieurs. La deuxième entraîne le pouce en flexion, que ce dernier soit placé en position latérale ou en position opposée. Ce mécanisme fonctionne car l’axe de la vis correspond à l’axe de rétropulsion du pouce, et l’écrou peut donc tourner sur lui-même. Cette prothèse semble peu chère et robuste, mais sa force de saisie est très faible et son esthétique est peu anthropomorphique.

Pour finir, des projets s’éloignant des mains proposent des solutions alternatives pour de jeunes enfants. Ainsi, une pince souple à trois doigts déformables et monoblocs est proposée [46]. Ce genre d’outil peut permettre une première familiarisation avec ce type d’aide technique, alors que les performances et la durée de vie peuvent être moins importantes pour ce public.

1.4.2 Les mains robotiques non prothétiques

Les mains robotisées sont développées à d’autres fins qu’une utilisation prothétique et ne sont donc pas soumises aux mêmes contraintes. Par exemple, il peut être possible facilement de déporter les actionneurs permettant d’en multiplier le nombre. Ces mains peuvent être utilisées dans des environnements où un préhenseur robotique ne serait pas assez dextre ou adapté à une certaine tâche. Elles peuvent également être utilisées dans un contexte de téléopération, pour imiter les mouvements d’un humain et lui permettre d’interagir avec des objets à distance. Enfin, ces mains peuvent être utilisées pour la recherche scientifique et peuvent permettre par exemple d’aider à comprendre la main humaine.

Shadow Dexterous Hand. La main *Shadow Dexterous Hand* de Shadow Robot est considérée comme la main robotique la plus dextre et la plus proche de la main humaine. Elle dispose de 18 actionneurs pour 22 liaisons cinématiques pour se mouvoir, sans compter le poignet [47]. Tous ses actionneurs sont situés dans l'avant-bras et viennent tirer sur des tendons. Elle est notamment capable de manipuler un Rubik's Cube à une seule main [48]. Si le déport de ses actionneurs dans l'avant-bras permet de respecter les dimensions d'une main humaine, il ne permet pas d'utiliser cette architecture à des fins prothétiques. Le système complet pèse 4,3 kg.

CEA Hand. La *CEA hand* a repris l'architecture cinématique de la *Shadow Dexterous Hand*, tout en modifiant son actionnement [49]. Elle possède également 18 actionneurs pour 22 liaisons cinématiques, mais les actionneurs sont embarqués à l'arrière de la paume, et les actionneurs sont réversibles et permettent une commande plus aisée de la tension des tendons.

DLR Hand Am System. Ce système propose un bras complet, dont la main est composée de 21 liaisons cinématiques et 19 systèmes d'actionnement. Ces systèmes sont composés de deux actionneurs chacun, permettant de faire varier la raideur de chaque degré actionné, pour un total de 38 actionneurs [50]. Cette main a également la particularité de s'inspirer de la forme des os humains pour réaliser les liaisons cinématiques.

Clone Hand. La *Clone Hand*⁶ est plus récente et a été présentée par Clone Robotics à travers des vidéos sans donner beaucoup de détails. Néanmoins, elle est remarquable par son anthropomorphisme. Sa conception se veut la plus proche de la main humaine. Ainsi, de nombreux tendons sont reliés à des muscles artificiels dans l'avant-bras, via un passage dans le poignet imitant le canal carpien. Un squelette proche de l'humain est également intégré comme structure interne du bras et de la main. L'entreprise annonce utiliser 37 muscles pour commander 24 DDL, poignet compris. La structure en élastomère dans la paume de la main et dans les doigts ajoute une adaptation naturelle de la main aux objets et amplifie l'effet anthropomorphique.

6. <https://clonerobotics.com/clone-hand>

Schunk Dexterous Hand SF5H. Si les précédentes mains utilisent de très nombreux actionneurs, certaines mains se veulent plus simples et sont sous-actionnées. La main *SF5H* proposée par Schunk dispose de 9 actionneurs pour 20 liaisons cinématiques [51]. Plusieurs articulations sont couplées mécaniquement, comme les articulations de l’abduction des doigts supérieurs, ou les articulations interphalangiennes de chaque doigt.

SoftHand. Cette main est la version industrielle de la *SoftHand Pro*, développée par l’IIT et l’INAIL [42] et maintenant vendue par la société qrobotics pour une utilisation en préhenseur au bout d’un bras robotique industrielle ou pour la recherche. Elle est donc sous-actionnée et utilise le concept de synergies avec un moteur et une transmission à tendons. L’entreprise propose également la *SoftHand2* avec deux moteurs pour actionner la main selon les deux premières synergies.

1.4.3 Quelques projets personnels et associatifs

Les chercheurs ne sont pas les seuls à essayer de recréer la main humaine avec la technologie. Certains particuliers ou associations tentent à leur tour de proposer de nouveaux concepts. Une compilation d’une cinquantaine de projets permet d’avoir un aperçu des différents projets existants [52]. Certains projets ont développé une certaine notoriété.

InMoov hand. La main *InMoov* fait partie d’un robot humanoïde créé par l’artiste Gaël Langevin. Cette main imprimée en 3D est actionnée par cinq servomoteurs dans l’avant-bras. Chaque doigt est relié à un servomoteur par un tendon, et les articulations interphalangiennes sont sous-actionnées. Un tutoriel permet de répliquer cette main ⁷.

Youbionic Hand Pro. Youbionic est également un projet de création d’un robot humanoïde imprimé en 3D. Chaque partie du corps est présentée en vidéo. La *Hand Pro* ⁸ dispose de six servomoteurs. Deux actionnent la répropulsion et la flexion du pouce et les quatre autres entraînent chacun des doigts supérieurs. Des bielles sont utilisées pour coupler rigidement les servomoteurs aux doigts et pour coupler les articulations interphalangiennes entre elles.

7. <https://inmoov.fr/hand-and-forarm/>

8. https://www.youtube.com/watch?v=pb34oa7WGF&ab_channel=Youbionic

HACKberry. La main *HACKberry* est proposée par l'association Mission ARM Japan⁹. Cette main se veut fonctionnelle pour servir de prothèse de main. Elle est également imprimée en 3D, et ses plans sont disponibles en Open Source. Trois servomoteurs sont utilisés. Le premier est fixé directement sur l'axe de rétropulsion du pouce, qui ne dispose pas de mouvement de flexion. Le deuxième et le plus puissant entraîne l'index par un engrenage droit. Le dernier servomoteur entraîne les trois autres doigts par des bielles. Les articulations interphalangiennes sont couplées rigidement.

biohand. Cette main se veut également une prothèse peu chère et répliquable¹⁰. Elle est imprimée en 3D et dispose de cinq moteurs à courants continus. Ces cinq moteurs sont liés à la flexion des cinq doigts par une transmission vis-écrou. La rétropulsion du pouce reste manuelle.

Deux projets associatifs ont également pris de l'ampleur pour fabriquer et vendre des prothèses à des utilisateurs qui en ont le besoin. Ces prothèses ne sont pas myoélectriques, mais mécaniques, c'est-à-dire entraînées par le mouvement d'une partie du corps.

Victoria Hand Project. L'association Victoria Hand Project¹¹ s'appuie sur une équipe de bénévoles pour fabriquer des mains, actionnées par le mouvement de l'épaule opposé via un câble et un harnais. Ces mains en polymère sont ensuite distribuées gratuitement et montées sur des emboîtures par des orthoprothésistes partenaires dans de nombreux pays (Cambodge, Égypte, Guatemala, Kenya, Népal, etc.). Elles sont imprimées en 3D à la couleur de la peau de l'utilisateur. Le câble permet d'actionner la flexion de tous les doigts tandis que la rétropulsion du pouce est manuelle.

e-NABLE. Le réseau e-NABLE met en relation des utilisateurs et utilisatrices avec des bénévoles proposant d'imprimer une main en 3D avec leur propre imprimante¹². La main originale d'e-NABLE est principalement destinée à des enfants atteints d'agénésie, dont les doigts et une partie de la paume sont manquants. Le mouvement du poignet permet de tirer sur des tendons (fils de pêche), qui viennent fermer les doigts. Cette main permet d'attraper des objets, mais vise avant tout une aide pour l'appropriation du handicap et la construction sociale.

9. <https://exiii-hackberry.com/>

10. <https://hackaday.io/project/6411-biohand-low-cost-3d-printed-hand-prosthesis>

11. <https://www.victoriahandproject.com/>

Finalement, on constate de nombreux points communs entre ces projets : l’utilisation de l’impression 3D de filament polymère pour réduire les coûts de fabrication et permettre à chacun de répliquer le modèle, le partage des plans en Open Source pour la plupart et un nombre important d’actionneurs peu chers et peu puissants pour les mains robotisées.

Il n’existe pas d’initiative similaire à e-NABLE et Victoria Hand Project pour proposer des prothèses myoélectriques, probablement à cause des problématiques de coût, de complexité et de fonctionnalité.

1.5 Analyse des besoins des utilisateur·rice·s

1.5.1 Taxonomie des prises de la main et fréquence d’utilisation

Afin de mieux décrire les besoins et les choix de fonctionnalités d’une prothèse, il est intéressant d’utiliser une taxonomie des prises. Plusieurs taxonomies de prises ont été proposées, telles que la taxonomie GRASP [53] co-développée par Ottobock ou la taxonomie de Cutosky [54]. On utilise ici la taxonomie de Bullock [55] présentée sur la figure 1.8, qui associe à chaque prise une fréquence d’utilisation lors d’activités de travail en atelier et de tâches ménagères. Cette taxonomie est une adaptation de la taxonomie GRASP. Elle ne prend pas en compte les prises et interactions non-préhensiles de la main ou une position de repos.

Les dix prises les plus utilisées selon Bullock sont présentées dans le tableau 1.3, avec leur utilisation relative exprimée en fréquence (nombre d’occurrences) et en proportion temporelle. Si ces deux chiffres diffèrent, ils tendent toutefois vers le même classement des prises les plus utilisées. En observant les fréquences des dix prises les plus utilisées, il est noté que le pouce est en opposition des autres doigts pour sept d’entre elles (représentant 49,7% des prises décrites) et il est placé latéralement aux autres doigts pour les trois autres (représentant 21,3% des prises décrites).

Les interactions non préhensiles et les poses ne sont pas qualifiées dans cette taxonomie à l’exception d’une seule, mais elles ont quand même une importance dans les fonctionnalités proposées par une prothèse. Parmi celles-ci, on note principalement :

- la main complètement ouverte, permettant de poser des objets plats par-dessus ou de pousser un objet, appelée prise plateforme ;
- la main presque ouverte, permettant de porter en sécurité des objets légèrement convexes comme une assiette, un saladier, un ballon, etc. ;
- le poing complètement fermé permettant de pousser avec force sur un objet ou de s’appuyer sur la main pour se relever ;

12. <https://e-nable.fr/fr/>

Opp	Power						Intermediate			Precision				
	Palm		Pad				Side			Pad				Side
	3-5	2-5	2	2-3	2-4	2-5	2	3	3-4	2	2-3	2-4	2-5	3
VF2														
Thumb Abduction		Large Diameter Small Diameter Medium Wrap Power Disk Power Sphere	Ring	Sphere-3 Finger	Extension Type Sphere-4 Finger	Distal Type	Adduction		Tripod Variation	Thumb-Index Finger Tip Pinch Inferior Pincer	Thumb-2 Finger Tripod	Thumb-3 Finger Quadpod	Thumb-4 Finger Precision Disk Precision Sphere	Writing Tripod
Thumb Adduction	Index Finger Extension	Adducted Thumb Light Tool Fixed Hook Palmar Platform (No VF2)					Lateral Pinch Stick Ventral	Lateral Tripod					Parallel Extension	

FIGURE 1.8 – Taxonomie des prises de la main (source : [55])

- le poing fermé et l'index tendu permettant d'appuyer sur des boutons ou des touches de clavier ;
- la pose naturelle de la main correspondant à une main décontractée tenue le long du corps, avec les doigts supérieurs étendus mais légèrement courbés, et le pouce positionné latéralement à la paume, assez proche de cette dernière.

Dénomination (EN)	Fréquence moyenne [%]	Proportion moyenne de temps d'utilisation [%]	Position du pouce
Enroulement moyen (<i>Medium Wrap</i>)	14,0	23	Opposée
Disque de précision (<i>Precision Disk</i>)	8,2	17	Opposée
Pince latérale (<i>Lateral Pinch</i>)	9	7	Latérale
Tridigitale (<i>Tripod</i>)	7,4	6,4	Opposée
Tridigitale latérale (<i>Lateral Tripod</i>)	8	5,3	Latérale
Sphère de puissance (<i>Power Sphere</i>)	7,0	4,6	Opposée
Pouce - 2 doigts (<i>Thumb-2 Finger</i>)	5,5	4,5	Opposée
Extension de l'index (<i>Index Finger</i>) Extension	3,6	5,6	Opposée
Outil léger (<i>Light Tool</i>)	4,3	3,7	Latérale
Pouce - 3 doigts (<i>Thumb-3 Finger</i>)	4,0	3,7	Opposée

TABLE 1.3 – Fréquence moyenne et proportion du temps d'utilisation pour les dix prises les plus utilisées selon Bullock [55]

1.5.2 Principaux besoins recensés

Plusieurs études ont été menées pour essayer de cerner les besoins les plus importants des utilisatrices et des utilisateurs, ainsi que ce qui manque actuellement dans les prothèses. Cordella propose une revue de littérature [56] qui analyse les sept principales études sur les besoins recensés. Ainsi, les améliorations nécessaires suivantes sont détaillées :

- (a) réaliser les tâches de la vie quotidienne (saisir des couverts, utiliser une fermeture éclair, etc.) ;
- (b) disposer d'un retour sensoriel ;
- (c) disposer de capteurs et d'une batterie fiables ;
- (d) réaliser des tâches demandant beaucoup de force ;
- (e) réaliser des tâches avec moins d'attention visuelle ;
- (f) disposer d'une prothèse anthropomorphique (taille, masse, forme, couleur) ;
- (g) assurer des prises stables sans glissement ;
- (h) pouvoir bouger les doigts indépendamment les uns des autres ;
- (i) augmenter la vitesse des doigts ;
- (j) améliorer les prises fines ;
- (k) mieux dissiper la chaleur dans l'emboîture ;
- (l) réduire le bruit des prothèses ;
- (m) ajouter une flexion passive du poignet ;
- (n) améliorer la résistance et la tenue dans le temps des gants ;
- (o) ajouter une pose naturelle de repos ;

(p) améliorer la durée de vie de la prothèse.

En parallèle de ces études académique, d'autres initiatives tentent de formuler les principaux défis à relever pour les prothèses de main. Ainsi, le Cybathlon, une compétition de technologies d'assistance au handicap, organise des épreuves qui représentent des tâches de la vie quotidienne souvent difficiles à réaliser et qui doivent être réalisées en un minimum de temps. La course de prothèses de main propose diverses épreuves pour l'édition 2024¹³, comme : retourner et empiler des gobelets, utiliser des outils (pince, marteau, tournevis), étendre des vêtements, ouvrir une bouteille d'eau et un pot de confiture, etc. La formation d'une équipe composée de concepteurs et d'utilisateurs permet d'encourager la co-conception, où l'avis de l'utilisateur ou l'utilisatrice est pris en compte tout au long du processus de conception. Les deux premières éditions ont vu des prothèses mécaniques non motorisées gagner la compétition, et tendent à montrer que ce n'est pas la complexité du dispositif qui apporte de la dextérité [57], tout en gardant à l'esprit que le contexte d'une compétition diffère nécessairement du quotidien.

1.5.3 L'accessibilité aux prothèses de mains myoélectriques

Dans ces travaux, le terme d'accessibilité est utilisé pour désigner tous les éléments qui amènent les amputés à être équipés durablement. L'accès au premier équipement est donc un facteur, mais le rejet des prothèses est également important. Ce rejet est évalué autour de 20% [58], avec des études montrant plus de 40% de rejet. On dissocie alors la notion d'accessibilité d'adoption et d'accessibilité d'utilisation.

Différents facteurs d'accessibilité d'adoption peuvent être considérés, et liés aux améliorations relevées par Cordella [56] :

- Le faible coût d'achat de la prothèse. Ce coût est nécessairement lié au système de remboursement de chaque pays.
- L'esthétique de la prothèse, naturelle ou robotique. Améliorations (f) et (o).
- L'intuitivité permettant à l'utilisateur d'apprendre à s'en servir rapidement. Améliorations (b) et (e).

De même, différents facteurs d'accessibilité d'utilisation peuvent être considérés :

- La fonctionnalité, permettant à l'utilisateur de réaliser correctement les gestes qu'il souhaite. Améliorations (a), (g), (h), (j) et (m).
- La performance de vitesse et de force de préhension. Améliorations (d), (g) et (i).
- La robustesse du système, en termes de résistance mécanique, mais aussi de fiabilité de fonctionnement de l'ensemble. Améliorations (c), (n) et (p).

13. <https://cybathlon.ethz.ch/en/cybathlon>

- La réparabilité lorsqu'un dégât n'a pu être évité. Ce facteur n'est pas revendiqué dans les améliorations, les réparations étant en très grande majorité assurées par le fabricant dans les pays occidentaux. La réparabilité devient alors liée au coût.
- L'intuitivité qui permet, après l'apprentissage, d'utiliser la prothèse simplement et avec peu de charge cognitive. Améliorations (b) et (e).
- Le confort (bruit, chaleur, poids, etc.), afin d'éviter que la prothèse soit elle-même une source de gêne. Améliorations (f), (k) et (l).

De nombreux facteurs d'accessibilité ne relèvent pas du dispositif lui-même, tels que mentionnés par l'OMS [1]. Ils ne sont pas investigués davantage même si la connaissance de leur existence est importante.

Les différents facteurs identifiés ici sont présentés sur la figure 1.9 sur un axe de complexité du dispositif. Si certains des facteurs sont plus facilement atteignables par un système plus simple, comme le coût ou la réparabilité, d'autres facteurs comme la fonctionnalité ou la performance poussent à concevoir un système plus complexe. On s'aperçoit d'une nécessité de compromis entre les différents facteurs à privilégier si l'on ne souhaite pas en mettre de côté.

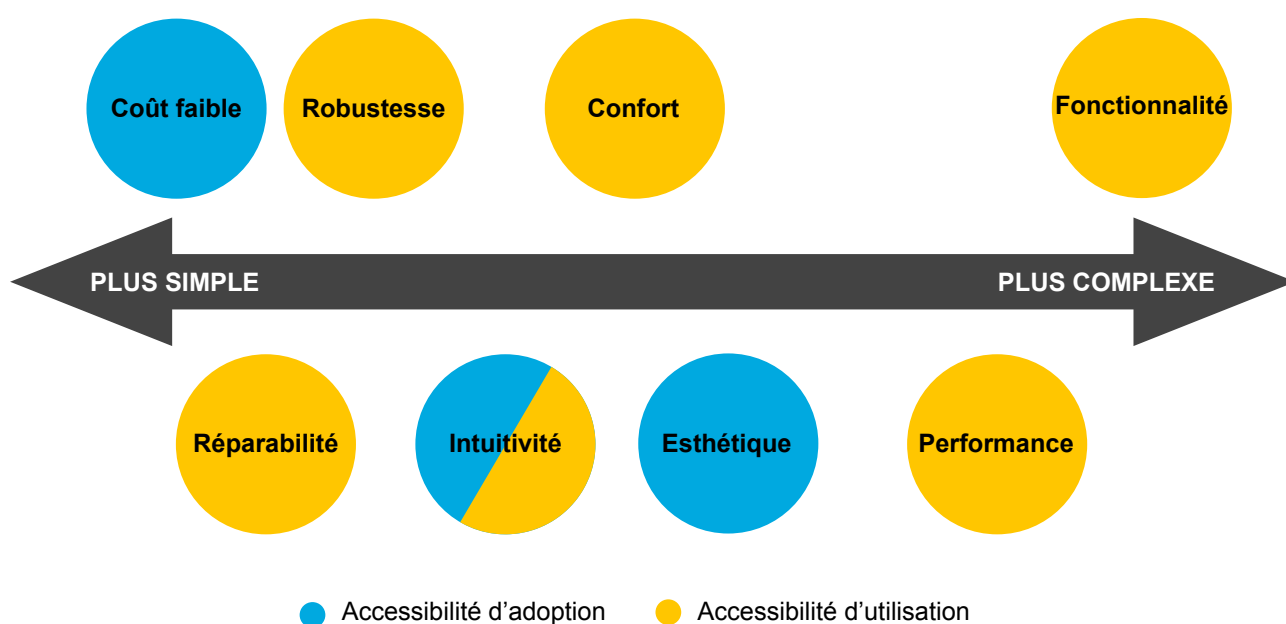


FIGURE 1.9 – Classement des principaux facteurs identifiés qui améliorent l'accessibilité d'adoption ou l'accessibilité d'utilisation selon leur impact sur la complexité du système mécatronique : réduire le coût aura tendance à simplifier le système, alors qu'ajouter des fonctionnalités aura tendance à le complexifier

1.6 Synthèse et proposition

Il a été constaté que des compromis sont nécessaires entre, d'une part la fonctionnalité et la performance de la prothèse, et d'autre part son coût, sa réparabilité et sa robustesse. Le choix de l'architecture du système aura un impact très important sur ces facteurs et les éléments permettant son choix sont présentés dans cette section.

1.6.1 Évaluation de la reproductibilité des prises

Il est important de pouvoir évaluer l'intérêt des choix effectués sur les prothèses existantes pour décider d'une architecture pertinente. En particulier, on souhaite évaluer la fonctionnalité des différentes prothèses. Plusieurs méthodes d'évaluation clinique permettent de quantifier la fonctionnalité d'une prothèse, comme le test SHAP [59] ou le test OPUS [60]. Néanmoins, ces tests sont réalisés lors d'essais cliniques qui sont coûteux et peu de prothèses ont été évaluées. La coexistence de plusieurs tests ne permet pas non plus une comparaison aisée des résultats. Plutôt que d'utiliser ces outils, on essaie ici de comparer les prises possibles avec certaines prothèses commerciales et les prises de la taxonomie utilisée : plus une prothèse permet de réaliser les prises les plus fréquentes de la main humaine, plus elle sera considérée comme fonctionnelle.

On utilise ici la taxonomie de Bullock [55] présentée sur la figure 1.8. Pour chacune des 10 prises les plus utilisées de la taxonomie, et pour quatre différentes prothèses commercialisées, on estime si la prise est reproductible correctement (\checkmark), reproductible en l'adaptant (\sim), ou non reproductible. Les besoins en prises non préhensiles n'étant pas qualifiés, ils ne sont pas évalués ici. On ajoute toutefois la position naturelle au repos (*natural rest*), à laquelle on attribue arbitrairement une fréquence égale à la prise la plus utilisée. Cette position naturelle est très importante pour l'acceptation de la prothèse par l'utilisateur, et pour la discrétion parfois souhaitée du dispositif [61]. Le tableau 1.4 montre l'estimation de la reproductibilité de chaque prise.

Si la méthodologie utilisée ici ne permet pas d'obtenir des résultats fiables et reproductibles, elle permet toutefois de souligner certaines tendances. On observe principalement l'apport incontestable d'une prise latérale par rapport à une prise tridigitale unique. Ces résultats semblent également montrer que si ajouter de nombreux actionneurs et de nombreuses prises améliore encore la fonctionnalité, ce gain de fonctionnalité devient faible par rapport à la complexité et au coût du système. De telles tendances ont été soulignées par ailleurs dans la littérature [62].

Prise	Score	Tridigitale	Michelangelo	i-Limb	TASKA Hand
Medium wrap (O)	14 pts	✓	✓	✓	✓
Precision disk (O)	8,2 pts	~	~	~	✓
Tripod (O)	7,4 pts	✓	✓	✓	✓
Power sphere (O)	7 pts	~	✓	✓	✓
Thumb-2 fingers (O)	5,5 pts	✓	✓	✓	✓
Thumb-3 fingers (O)	4 pts	✓	✓	✓	✓
Index finger extension (O)	3,6 pts				
Natural rest (L)	14 pts*		✓	✓	✓
Lateral pinch (L)	9 pts		✓	✓	✓
Lateral tripod (L)	8 pts		~	~	✓
Light tool (L)	4,3 pts			~	~
Score total	85 pts	38,5 pts	69 pts	71,15 pts	79,25 pts

TABLE 1.4 – Estimation de la reproductibilité des prises les plus fréquentes selon la taxonomie de Bullock [55] et de la pose naturelle pour différentes prothèses, où (O) et (L) désignent la position du pouce en position opposée ou latérale respectivement. Les scores sont calculés en sommant les points de fréquence avec une pondération de 1 sur les prises reproductibles (✓) et une pondération de 0,5 sur les prises approximativement reproductibles (~) (*valeur fixée égale à la prise la plus fréquente).

1.6.2 Stabilité de prise

Lorsqu’une prise est réalisée, celle-ci doit rester stable, c’est-à-dire que l’objet saisi et les doigts trouvent un équilibre statique. La notion de stabilité fait l’objet de théories à part entière [63] et est utilisée pour qualifier toute sorte de préhenseurs à partir d’analyse cinématique et d’analyse d’efforts.

En pratique, le non-glissement d’un objet lors d’une saisie est dépendant de l’architecture de la prothèse, mais également des revêtements de la prothèse (pulpe des doigts, matériau de surface) et de la forme et des revêtements des objets saisis qui peuvent être extrêmement variés.

Pour assurer au maximum la stabilité des prises, deux principales stratégies peuvent être mises en œuvre. La première stratégie est de multiplier le nombre de points de contact pour assurer au mieux la prise, si possible tout autour de l’objet. Il est alors nécessaire d’intégrer de nombreuses articulations et utiliser des méthodes sous-actionnement (voir section 1.4.1). Les travaux sur les synergies et sur la robotique souple adoptent cette stratégie, mais les technologies utilisées ne semblent pas assez matures pour garantir de la fiabilité et de la robustesse, et le manque de simplicité impliquera un coût qui restera important malgré le faible nombre d’actionneurs.

La deuxième stratégie est de disposer d’une force de serrage importante. Ainsi, les prothèses tridigitales ou la main *Michelangelo* disposent d’une force supérieure à 70 N en bout de doigts. Il est alors possible en serrant plus fort d’augmenter les forces de frottement avec l’objet pour éviter qu’il glisse.

Cette stratégie permet de réduire de nombre d'articulations, mais doit proposer un actionnement permettant d'atteindre les performances souhaitées. On notera que les activités de la vie quotidienne (*Activities of Daily Living - ADL*) nécessitent des efforts allant jusqu'à 67 N [64] avec le pouce en opposition.

1.6.3 Cahier des charges retenu

Pour répondre aux critères d'accessibilité et à tous les éléments présentés dans cet état de l'art, la prothèse de main conçue ne disposera que de deux prises : la pince tridigitale et la prise latérale, comme présentées sur la figure 1.10. Un unique actionneur devra permettre le mouvement de flexion–extension des doigts supérieurs et du pouce. Le mouvement de rétropulsion–antépulsion du pouce sera manuel et indexable. Ainsi, le pouce pourra être placé en position opposée ou en position latérale en utilisant la main valide ou un obstacle dans l'environnement.

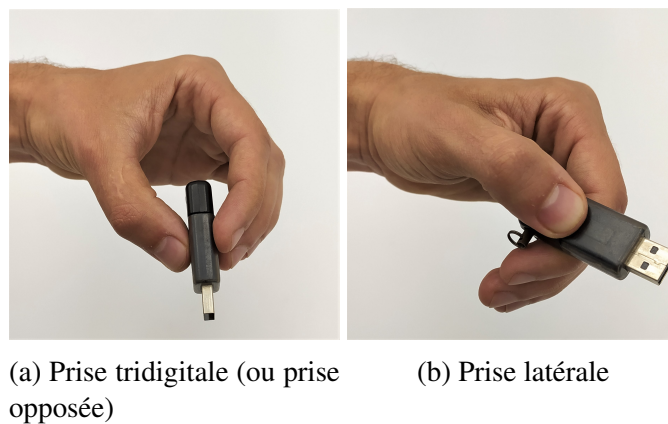


FIGURE 1.10 – Deux prises retenues pour concevoir une nouvelle prothèse de main accessible

Un objectif de 85 N de force de préhension en prise opposée est souhaité, avec un minimum de 70 N, conformément à la force nécessaire aux activités de la vie quotidienne [64]. Une force minimale de 40 N en prise latérale est considérée, cette prise étant utilisée pour des objets plus fins et souvent moins lourds.

La performance de temps de fermeture est souhaitée équivalente aux prothèses les plus rapides, soit environ 0,4 s. L'ouverture maximale des doigts en prise opposée est de 100 mm pour permettre d'attraper des objets assez larges, et de 40 mm en prise latérale.

D'autres critères doivent être pris en compte sans pour autant être quantifiés dès cette première étape. Ainsi, une vigilance doit être portée à l'anthropomorphisme, à la consommation énergétique, au bruit, au poids, à la compatibilité électrique (alimentation 7,4 V), à la taille, à la robustesse ou encore au nombre de pièces.

1.6.4 Architecture sélectionnée

À partir des informations de l'état de l'art et de l'analyse de reproductibilité des prises, une architecture globale de prothèse est retenue dans le but de définir les articulations de la prothèse de main.

La prothèse ne disposera pas d'articulation interphalangienne, de sorte que chaque doigt soit composé d'une seule pièce rigide. En effet, si l'évaluation de la reproductibilité des prises (voir section 1.6.1) tend déjà à montrer une faible différence entre les doigts rigides de la *Michelangelo* et les doigts articulés de l'*i-Limb*, d'autres éléments semblent confirmer cet effet. Ainsi, en bloquant certaines articulations de personnes valides et en mesurant leurs performances au test SHAP, Montagnagni a montré que les articulations interphalangiennes ne sont pas indispensables dans la dextérité de la main [65], [66]. Il pourra être considéré dans la suite de ces travaux que plusieurs doigts supérieurs soient liés rigidement entre eux et partagent une même articulation.

Les efforts seront transmis préférentiellement au pouce, à l'index et au majeur, tandis que l'annulaire et l'auriculaire pourront être intégrés uniquement pour une fonction esthétique et anthropomorphique. En effet, les trois premiers doigts sont essentiels pour réaliser les prises tridigitales et prises latérales, tandis que les deux autres sont de moindre importance.

La représentation cinématique retenue est finalement présentée sur la figure 1.11.

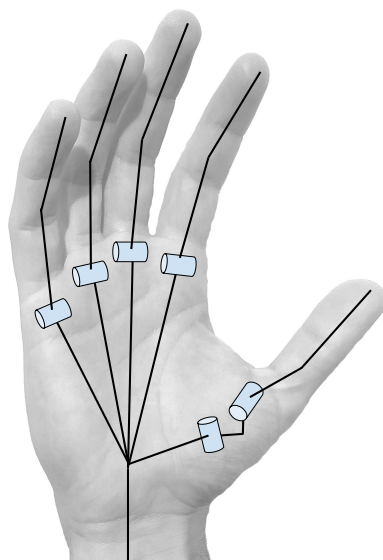


FIGURE 1.11 – Architecture cinématique retenue, avec une liaison pour chaque doigt supérieur (flexion–extension) et deux liaisons à la base du pouce (flexion–extension et rétropulsion–antépulsion)

CONCEPTION ET RÉALISATION D'UNE PROTHÈSE FRUGALE AVEC TRANSMISSION INTERDIGITALE À CÂBLES

Partir d'une architecture de prothèse existante et l'adapter à de nouvelles contraintes permet de conserver des fonctionnalités intéressantes et d'obtenir une nouvelle prothèse fonctionnelle plus rapidement. Pour développer une nouvelle prothèse robuste et performante qui permet de réaliser les prises opposées et latérales, deux prothèses peuvent servir de base intéressante de travail : la *VariPlus Speed* (tridigitale) et la *Michelangelo*. La première est simple, robuste, performante et peut être produite à un coût raisonnable. Elle nécessite cependant des améliorations en terme de fonctionnalité. La deuxième réalise les deux prises souhaitées avec de bonnes performances et une esthétique anthropomorphique. Elle est toutefois plus complexe et utilise deux actionneurs.

Ce chapitre détaille la conception d'une première prothèse frugale, où la prothèse tridigitale est choisie comme base. La prothèse tridigitale est donc analysée, puis les étapes permettant d'ajouter une prise latérale sont détaillées. En particulier, le placement de l'articulation de rétropulsion et les étapes de conception d'une transmission interdigitale par câbles sont expliqués. Cette dernière est comparée à la transmission à bielle des prothèses tridigitales.

Un premier prototype de cette prothèse est réalisé. L'évaluation de ce prototype permet de souligner les limites de ce dernier et de dégager les principales problématiques à approfondir pour atteindre les objectifs fixés. Ce travail constitue une contribution de la thèse (a) a fait l'objet d'une publication en conférence [8].

2.1 Définitions et analyse de l'existant

2.1.1 Définition de la force et la vitesse de préhension

La force de préhension et la vitesse sont des métriques clés pour qualifier la performance de mains robotisées. Ces métriques sont primordiales également pour le concepteur, car elles lui permettent de dimensionner l'ensemble de la chaîne de puissance. Ces diverses performances sont souvent données par les constructeurs sans être bien définies pour autant, et semblent varier entre les différents fabricants et produits.

Une approche simple pour définir ces métriques est de considérer une pince avec deux groupes de doigts opposés (comme une prothèse tridigitale ou un préhenseur myoélectrique), et seulement deux points de contact situés au bout des doigts. De cette manière, il s'agit d'un problème planaire. On définit alors M et T les points de contact au bout des doigts supérieurs et au bout du pouce respectivement, et θ la position des doigts, comme présentés sur la figure 2.1 dans le cas d'une prothèse tridigitale.

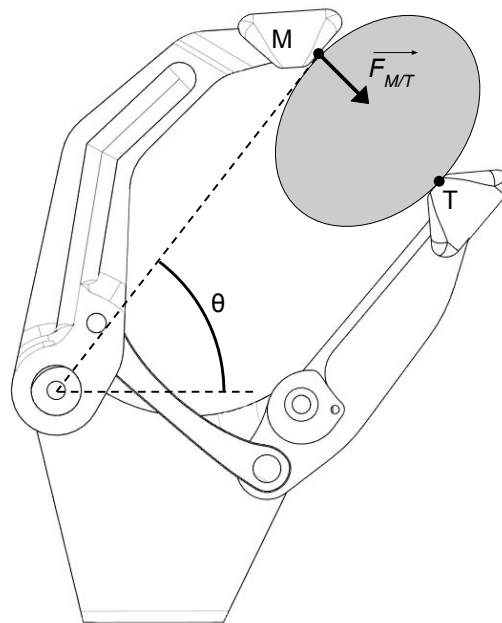


FIGURE 2.1 – Définition des points de contact M, T et de la force $F_{M/T}$ sur une prothèse de main tridigitale

La vitesse de fermeture V_{grasp} est définie comme la vitesse d'approche entre les deux points de contact M et T :

$$V_{grasp}(\theta) = \frac{d\|\overrightarrow{MT}\|}{dt} \quad (2.1)$$

La force de préhension F_{grasp} est définie comme étant la force exercée par les doigts supérieurs sur le pouce, égale et opposée à la force exercée par la force du pouce sur les doigts supérieurs.

$$F_{grasp}(\theta) = \|\overrightarrow{F_{M/T}}\| \quad (2.2)$$

Les métriques proposées sont utilisables uniquement pour un serrage avec deux points de contact. Pour caractériser la force de préhension à partir de trois points de contact, une métrique plus générale est proposée par Falco [67]. La définition de la force de préhension proposée par Falco [67] dans le cas d'un serrage avec deux points de contact est équivalente avec la définition proposée ici.

En faisant l'hypothèse que seuls deux points sont en contact avec l'objet, ce dernier est soumis à deux forces égales et opposées, ce qui permet alors d'effectuer simplement les calculs nécessaires. On note également que par principe de conservation de puissance, la puissance de préhension $P_G = F_{grasp}(\theta)V_{grasp}(\theta)$ est égale à la puissance fournie par la chaîne de transmission de puissance et ne dépend pas de θ .

2.1.2 Analyse de la cinématique des prothèses tridigitales

Comme présenté à la section 1.3.1, les doigts sont rigides au niveau des articulations interphalangiennes, ce qui limite l'anthropomorphisme et la stabilité des prises, mais qui augmente considérablement la simplicité et la robustesse du système. Les deux doigts supérieurs réalisant la prise tridigitale, l'index et le majeur, sont rigidement liés entre eux. De plus, l'annulaire et l'auriculaire peuvent être rigidement fixés aux deux autres doigts supérieurs, ou simplement ajoutés de manière cosmétique au niveau du gant de protection.

La figure 2.2 présente le schéma cinématique de la *VariPlus Speed* (voir figure 1.5). Afin de réaliser le mouvement de flexion des doigts pour venir effectuer la prise, le pouce est entraîné par une bielle fixée sur les doigts supérieurs, eux-mêmes entraînés par la motorisation via un engrenage droit partiel.

À partir de la cinématique de la prothèse, il est possible de lier la force de préhension F_{grasp} au couple d'entrée τ_{in} exercé par la motorisation sur les doigts supérieurs. Cette force de préhension peut être calculée en exprimant l'équilibre statique des couples sur les axes de flexion des doigts supérieurs et du pouce, avec F_{rod} la force transmise par la bielle. Les équations correspondantes sont données par l'équation (2.3). On notera que les points de contact peuvent varier légèrement en fonction de l'objet serré, mais sont considérés comme fixes dans cette analyse.

$$\begin{bmatrix} l_f \sin(\widehat{AMT}) & l_1 \sin(\widehat{ADC}) \\ l_{th} \sin(\widehat{MTB}) & -l_2 \sin(\widehat{BDC}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{grasp} \\ F_{rod} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{in} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

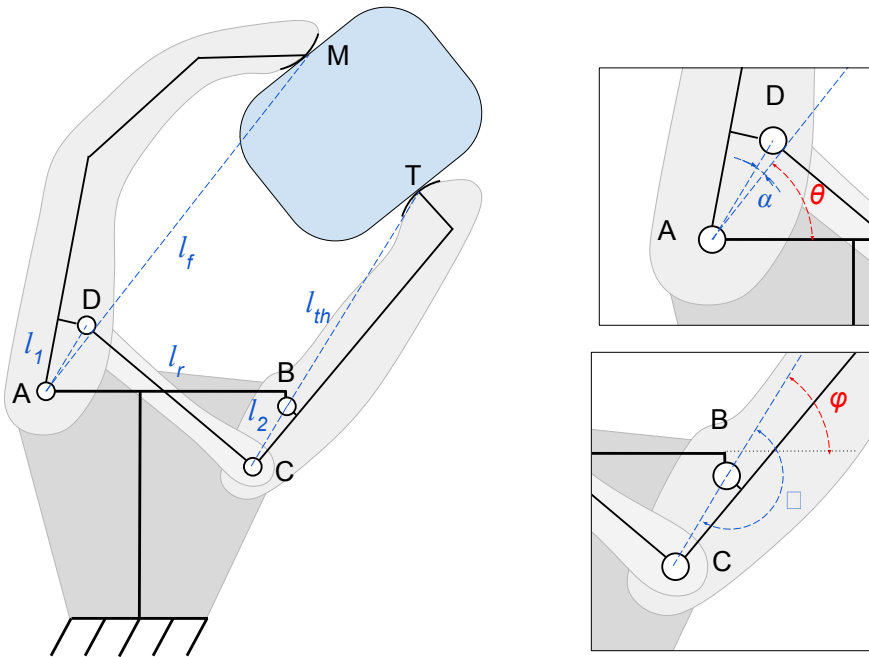


FIGURE 2.2 – Schéma cinématique et paramètres géométriques d'une prothèse tridigitale

Une simulation statique a été réalisée à partir des valeurs du tableau 2.1. Cette simulation permet d'obtenir l'évolution de la force F_{grasp} à l'équilibre statique selon la course des doigts supérieurs θ , comme présentée sur la figure 2.3.

l_f	l_{th}	l_1	l_2	l_r	$d(AB)$	α	β
75 mm	52 mm	14 mm	13 mm	40 mm	43,8 mm	8°	180°

TABLE 2.1 – Paramètres géométriques mesurés sur une prothèse *VariPlus Speed* (taille 7 ¾)

On constate que la force de la prothèse n'est pas constante sur la course du mécanisme. Le principal impact de cette non-linéarité est le surdimensionnement du moteur. En effet, pour être certain d'appliquer au minimum une force donnée sur un objet peu importe sa taille, il faut alors dimensionner le couple moteur sur le pire cas, c'est-à-dire pour le minimum de la force sur l'ensemble de la course. Avec une force non constante, il peut aussi être plus difficile pour l'utilisateur de maîtriser la force de serrage si la prothèse ne dispose pas d'un asservissement en force. L'analyse montre que la force du mécanisme varie d'environ 25% sur la course des doigts. Ce niveau de variation semble toutefois acceptable, au regard des diverses contraintes de conception, de la sensibilité de commande de l'utilisateur, de la popularité et de la longévité des prothèses tridigitales. Ces résultats peuvent donc servir de référence pour comparer d'autres mécanismes.

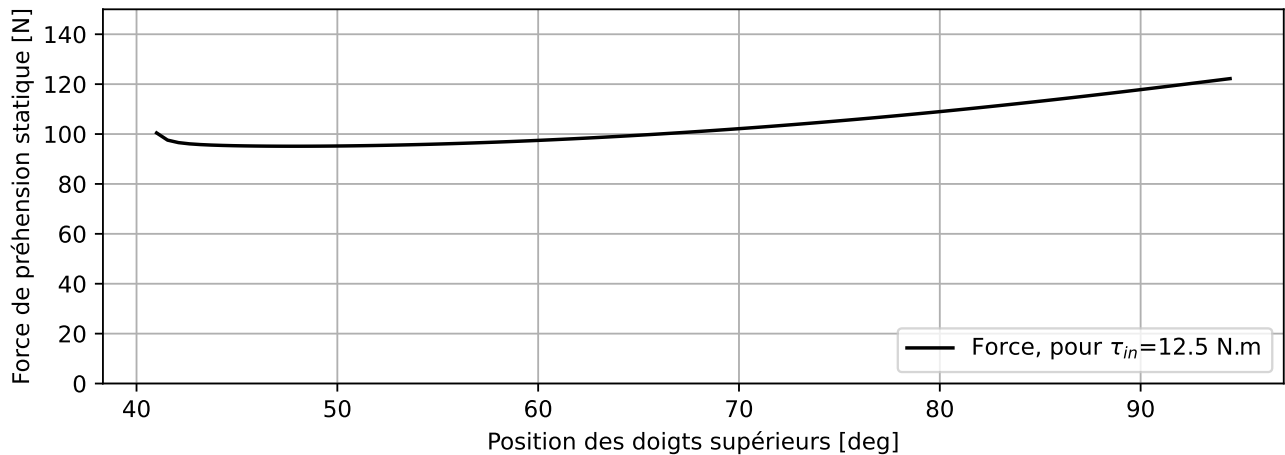


FIGURE 2.3 – Cinématique d'une prothèse tridigitale : Force de préhension en fonction de la course des doigts supérieurs

Le temps de fermeture est aussi une donnée importante pour caractériser la prothèse. À partir de la cinématique de la prothèse tridigitale, il est possible de calculer le temps de fermeture entre la position ouverte et la position fermée de la main pour une vitesse de rotation des doigts supérieurs ω_{in} donnée. Ce temps dépend par ailleurs de la course maximale de la main, exprimée par la distance maximale entre les doigts d_{max} (MT), dont il convient de vérifier qu'elle est suffisante pour les besoins des utilisateurs. Le temps de fermeture est alors de 0,37 seconde pour une vitesse d'entrée $\omega_{in} = 130^\circ/\text{s}$, avec une ouverture maximale des doigts de d_{max} (MT) = 110 mm.

2.2 Ajout d'une articulation de rétroimpulsion au pouce d'une prothèse tridigitale

La prothèse tridigitale comporte les articulations de flexion, mais ne dispose pas de l'articulation de rétroimpulsion permettant de réaliser la prise latérale. La première étape consiste à définir géométriquement l'emplacement de cette nouvelle articulation. Cette liaison est placée entre le châssis et la liaison de flexion du pouce.

L'emplacement de cette liaison pivot est complètement décrit par quatre paramètres indépendants. En effet, six paramètres indépendants permettent de décrire le placement d'un repère dans l'espace. L'axe de la liaison est constant par translation et par rotation selon son axe propre, ce qui supprime deux paramètres et quatre paramètres indépendants suffisent alors. En pratique, à partir d'un plan quelconque, on utilise deux coordonnées définissant un point puis deux angles de rotation définissant la direction d'une

droite à partir de ce point.

Les deux positions angulaires autour cette liaison qui correspondent au placement du pouce en position latérale et en position opposée doivent également être définies. La prise opposée est conservée par rapport aux prothèses tridigitales avec le pouce dans le même plan que les doigts supérieurs. La prise latérale est placée avec un angle de rétropulsion de 90° par rapport aux doigts supérieurs afin que le pouce vienne serrer l'objet perpendiculairement à la surface plane de l'index.

Afin de déterminer les quatre paramètres qui déterminent la liaison de rétropulsion, on utilise les quatre positions extrêmes du pouce présentées sur la figure 2.4 : la position opposée fermée (*Opposite Closed* - OC), la position opposée ouverte (*Opposite Open* - OO), la position latérale ouverte (*Lateral Open* - LO) et la position latérale fermée (*Lateral Closed* - LC).

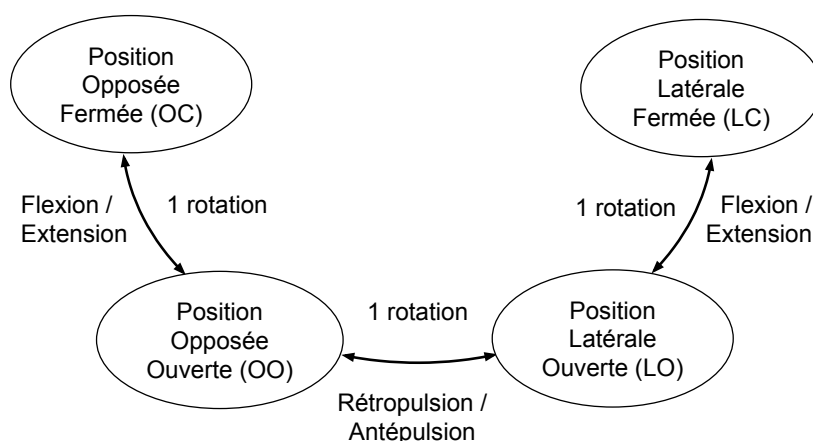


FIGURE 2.4 – Diagramme montrant les quatre positions extrêmes du pouce et les trois mouvements de rotation entre chaque position extrême

Plusieurs critères sont pris en compte pour le placement de la liaison de rétropulsion.

- Les positions ouvertes OO et LO doivent permettre d'atteindre les ouvertures minimales permettant d'attraper des objets larges : 100 mm en prise opposée et 40 mm en prise latérale (voir sec. 1.6.3).
- La même course de flexion est considérée entre la prise latérale et la prise opposée, la position latérale fermée LC est donc une image de la position opposée fermée OC par rotation de 90° autour de l'axe d'abduction. Dans ces deux positions, le pouce doit être en contact avec l'index.
- La prothèse doit être la plus anthropomorphe possible, en essayant par exemple de reculer la base du pouce de sorte à obtenir dans en position latérale ouverte LO la main la plus plate possible.
- L'emplacement de la liaison doit rester dans le volume initial d'une prothèse tridigitale, afin de rester proche de l'esthétique initiale et de pouvoir couvrir le mécanisme avec des gants de protection

en silicone disponibles pour les prothèses tridigitales.

Afin de répondre au mieux à ces critères divers, une optimisation doit être effectuée. La représentation simultanée des quatre positions extrêmes en utilisant un logiciel de CAO, présentée sur la figure 2.5, permet au concepteur d'estimer si le jeu de paramètres testés répond plus ou moins bien aux critères mentionnés. Finalement, une méthode itérative par essai-erreur est utilisée pour trouver le placement optimal de la liaison.

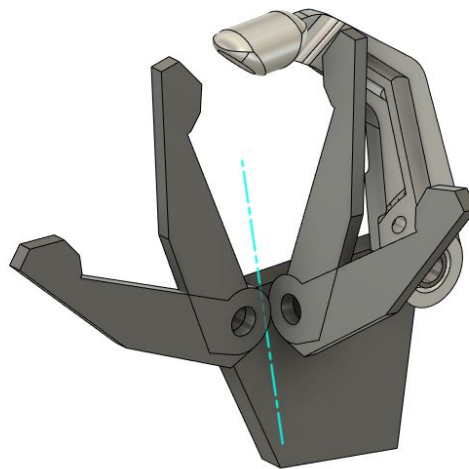


FIGURE 2.5 – Visualisation et validation de l'axe de répropulsion du pouce par placement des quatre positions extrêmes : opposée ouverte OO, opposée fermée OC, latérale ouverte LO, latérale fermée LC

2.3 Conception d'une transmission interdigitale par câbles

2.3.1 Motivations et choix des câbles

Le mécanisme à quatre barres utilisé dans les prothèses tridigitales est simple à fabriquer, et donc potentiellement accessible et fiable. Malheureusement, il n'est compatible qu'avec des mouvements plans, contrairement au mouvement souhaité en prise latérale.

Une solution largement répandue est l'utilisation de « tendons », c'est-à-dire de câbles métalliques ou de cordes textiles. Comme présenté section 1.4.1, différents travaux académiques proposent des mécanismes de sous-actionnement pour entraîner tous les doigts avec un seul actionneur en utilisant un palonnier d'équilibrage [6], [31], [68]. La main *Hannes* utilise des tendons parcourant l'intérieur de la prothèse à travers de nombreuses poulies [43].

Cette solution semble adaptée aux problématiques de simplicité, de coût et de performance. Les câbles métalliques sont très peu chers, ils permettent la transmission d'efforts assez importants dans des volumes faibles et permettent une grande liberté d'intégration mécanique pour essayer de conserver les formes anthropomorphiques de la main. C'est donc naturellement cette solution qui est retenue pour créer une prothèse frugale.

On note que les câbles transmettent les efforts dans une seule direction. Seul le mouvement de fermeture (flexion), soumis à des efforts plus importants lors du serrage que le mouvement d'ouverture (extension), est étudié dans un premier temps.

2.3.2 Cinématique et intégration du câble fléchisseur

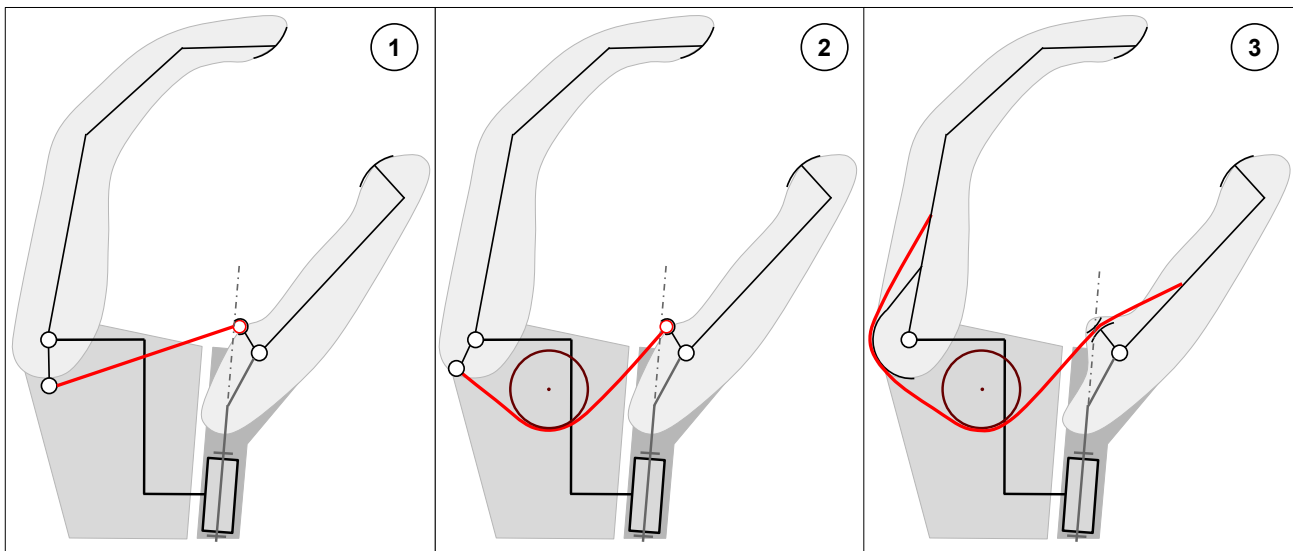


FIGURE 2.6 – Différentes itérations de la transmission à câble : (1) remplacement d'une bielle rigide par un câble, (2) ajout d'une poulie de renvoi d'angle pour augmenter les bras de levier sur les doigts, (3) ajout de surface d'enroulement sur les doigts pour rendre constant les bras de levier.

La figure 2.6 présente les différentes itérations de l'intégration du câble. Lors de la première itération, la précédente solution de mécanisme à quatre barres sert de point de départ, et la bielle est remplacée par un câble. Le sens de la bielle est inversé (fixée en dessous du point de pivot des doigts supérieurs et au-dessus du point de pivot du pouce) pour fonctionner en traction pendant la fermeture. Le câble est relié via des œillets aux doigts supérieurs et au pouce, modélisés dans l'analyse par des liaisons rotules. La position de la liaison rotule entre le pouce et le câble est très proche de l'axe de rétroimpulsion du pouce, lors de la fermeture du mécanisme. De cette manière, le câble conserve la même position après

un mouvement de rétroimpulsion du pouce. Ainsi, le câble peut actionner le pouce en prise latérale comme en prise opposée.

Dans une deuxième itération, une poulie est ajoutée pour que la direction de traction du câble au niveau du pouce soit la plus colinéaire possible à l'axe de rétroimpulsion. Ainsi, la rotation du pouce autour de l'axe de rétroimpulsion changera peu la direction relative du câble au corps du pouce, permettant des comportements similaires en prise opposée et en prise latérale. Cette colinéarité permet également d'éviter des efforts trop importants sur l'axe de rétroimpulsion lors du serrage, qui pourraient venir changer la position du pouce involontairement.

Après de premières simulations, une troisième itération a permis de supprimer la singularité du mécanisme : lors de l'ouverture complète des doigts supérieurs, ces doigts s'alignent avec le câble, diminuant considérablement le bras de levier. Autour de cette position, un faible couple appliqué sur les doigts supérieurs peut appliquer une tension très importante dans le câble, et dépasser les limites mécaniques du câble ou des liaisons. Ce comportement est également synonyme de non-linéarité, comme dans la transmission originale à bielle rigide. L'ajout de surfaces d'enroulement est alors une solution efficace pour limiter ces non-linéarités.

2.3.3 Validations cinématique et statique

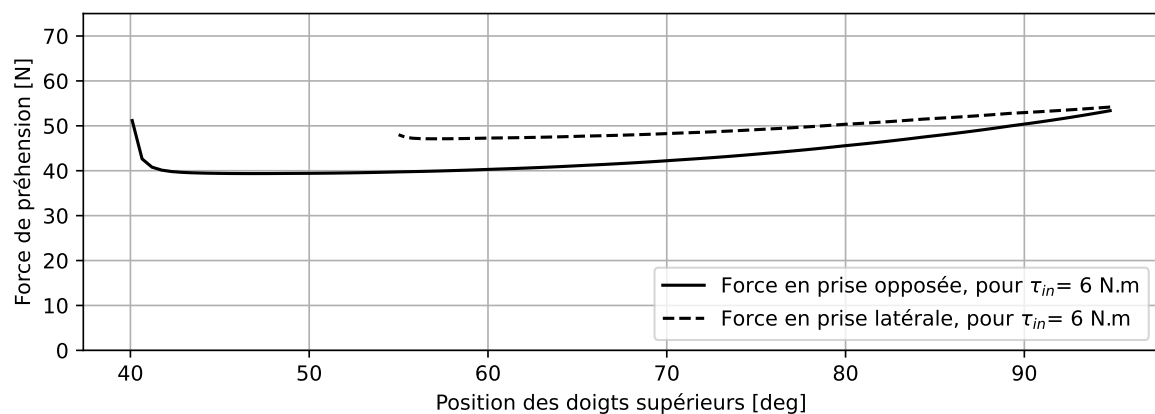


FIGURE 2.7 – Force de préhension générée avec la nouvelle cinématique en fonction de la course des doigts supérieurs, en prise latérale et opposée

De la même façon que l'analyse de la prothèse tridigitale, une simulation statique a été effectuée. La force de préhension est calculée en exprimant l'équilibre statique des couples sur les axes de flexion des doigts supérieurs et du pouce, en sachant que la tension du câble est constante depuis les doigts supérieurs jusqu'au pouce. L'évolution de la force de préhension en fonction de la course est présentée

sur la figure 2.7 avec un couple d'entrée de 6 N.m correspondant au couple développé par la chaîne de transmission de puissance détaillée à la section 2.4. La variation de la force est de l'ordre de 25%, soit un niveau de variation équivalent à celui des prothèses tridigitales. On observe que la position extrême fermée des doigts supérieurs n'est pas égale en prise opposée et en prise latérale, contrairement à l'hypothèse formulée lors du placement de liaison de rétropulsion du pouce. Le point d'accroche évoluant autour de l'axe de rétropulsion, mais n'étant pas confondu avec, l'angle de flexion du pouce n'est pas constant lors du changement de prise. Cela est sans conséquence sur le fonctionnement du mécanisme, tant que le pouce vient bien en contact du côté de l'index, ce qui a été validé.

À partir de l'analyse statique et en appliquant le principe des puissances virtuelles, il est possible de déduire l'évolution de la vitesse qui évolue inversement proportionnellement à l'effort de serrage. La figure 2.8 montre l'évolution de la vitesse en fonction de la position des doigts pour une vitesse de rotation des doigts supérieurs $\omega_{in}=130^\circ/s$. Le temps de fermeture est conservé à moins de 0,4 s et l'ouverture maximale des doigts est d'environ 100 mm en prise opposée et 40 mm en prise latérale comme spécifiés.

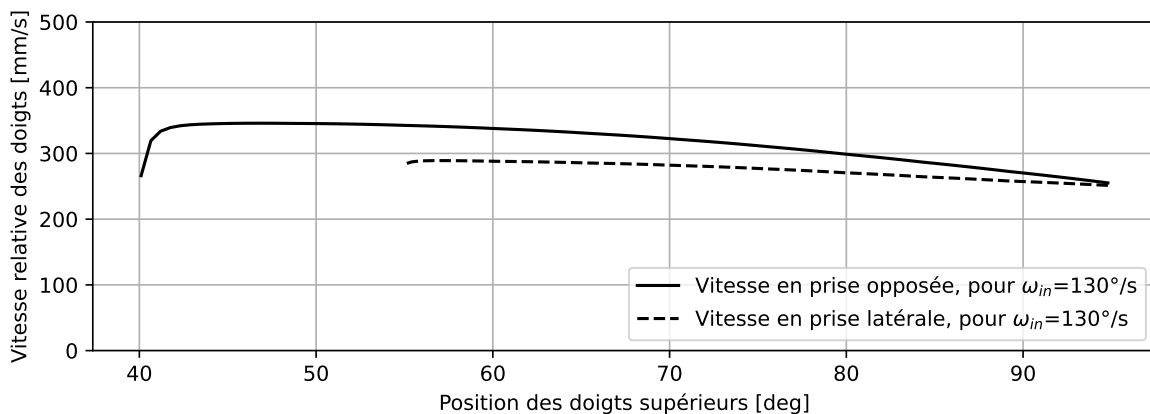


FIGURE 2.8 – Vitesse en bout de doigts générée avec la nouvelle cinématique en fonction de la course des doigts supérieurs, en prise latérale et opposée

L'analyse statique nous permet également de visualiser la tension dans le câble afin de le dimensionner de manière appropriée. L'évolution de la tension est présentée sur la figure 2.9.

2.3.4 Intégration d'un câble extenseur

Comme évoqué précédemment, un câble ne peut transmettre d'effort que dans un sens. Plusieurs solutions peuvent alors être envisagées pour assurer l'ouverture du pouce en même temps que l'ouverture des doigts supérieurs.

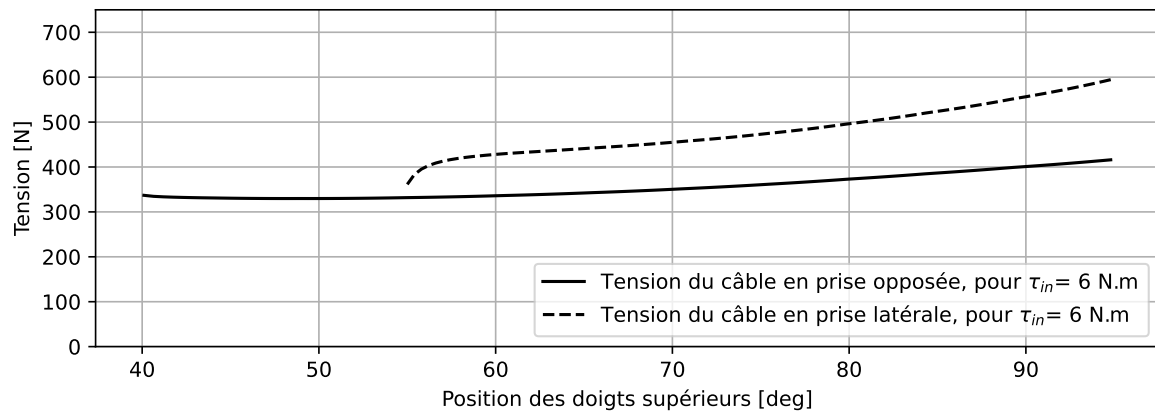


FIGURE 2.9 – Tension dans le câble générée avec la nouvelle cinématique en fonction de la course des doigts supérieurs, en prise latérale et opposée

La première solution est l'utilisation d'un ressort de rappel. Ce ressort se tend lors de la fermeture, et rappelle alors le pouce en extension lorsque les doigts supérieurs s'ouvrent et que le câble se détend. Ce ressort doit être suffisamment rigide pour déformer le gant de protection jusqu'à l'ouverture complète. De tels ressorts sont utilisés pour rappeler les doigts supérieurs dans la prothèse *Michelangelo* [17]. Elle est simple à intégrer, mais augmente le couple nécessaire à la fermeture de la prothèse pour déformer le ressort. Un moteur plus puissant doit alors être sélectionné, amenant des problèmes de coût, de consommation énergétique et de masse.

L'ajout d'un câble antagoniste est une deuxième solution. Ce câble extenseur lie alors le pouce et les doigts supérieurs de sorte à être tendu lors du mouvement d'ouverture. Cette solution présente l'avantage de ne pas ajouter de couple lors de la fermeture. Il est cependant important de remarquer que le système devient hyperstatique. Pour chaque position des doigts supérieurs, il devient alors primordial que la position du pouce obtenue en tendant le câble extenseur soit égale à celle obtenue en tendant le câble fléchisseur. Cette contrainte peut être légèrement relâchée en considérant le comportement élastique des câbles.

Cette solution a été retenue et implémentée dans le développement du prototype. L'intégration du câble extenseur est similaire à celle du câble fléchisseur. En partant du mécanisme à quatre barres, la bielle rigide est remplacée par un câble. Ce câble travaille bien en traction lors de l'ouverture. Des surfaces d'enroulement sont ajoutées sur le pouce pour rendre constant le bras de levier entre le câble extenseur et le pouce. La bonne intégration de ce câble, dépendante de l'élasticité du câble et des jeux de montage, a été validée expérimentalement.

2.4 Conception d'une chaîne de transmission de puissance frugale

2.4.1 Sélection du moteur

On utilise un moteur à courant continu, moins cher et plus facile à commander que les moteurs sans balais (*brushless motor*).

Afin de sélectionner le moteur optimal pour entraîner la prothèse, les données de tous les moteurs à courant continu des constructeurs Maxon, Faulhaber et Portescap¹ sont récupérées. Une sélection de moteurs, présentée dans le tableau 2.2 est effectuée avec les contraintes suivantes :

- un diamètre extérieur maximal de 24 mm permettant de respecter un encombrement restreint ;
- une tension d'alimentation nominale de 6 V, permettant d'utiliser une batterie lithium-ion à deux éléments dont la tension sera comprise entre 6 V et 8,4 V (7,4 V nominal) ;
- une puissance nominale supérieure à 10 W pour maximiser les performances de la prothèse.

Marque	Référence	Diamètre x Longueur [mm]	Vitesse à vide [tr/min]	Couple nominal (de démarrage) [N.mm]	Puissance nominale [W]
Maxon	DCX 16 L G ²	16 x 40,4	12 800	8,58 (61,8)	11,5
Maxon	DCX 22 S G ²	19 x 34,2	11 400	20,20 (101,0)	17,2
Portescap	22DCT G ²	22 x 32,0	8 490	11,48 (64,83)	10,2
Portescap	22DCT PM ³	22 x 32,0	8 525	12,81 (77,71)	11,4
Portescap	22N78	22 x 32,0	8 660	15,70 (66,00)	14,3
Portescap	22DCT PM ³	24 x 32,0	7 365	14,15 (63,07)	10,9

TABLE 2.2 – Sélection de moteurs à courant continu des marques Maxon, Faulhaber et Portescap avec un diamètre extérieur maximal de 24 mm, une tension nominale de 6 V et une puissance nominale supérieure à 10 W

Parmi les moteurs sélectionnés, les moteurs de marques Maxon sont finalement écartés pour leur prix trop important. Finalement, les critères de puissance et de facilité d'approvisionnement ont permis de converger vers le choix du moteur Portescap 22N78 Athlonix (6 V nominal)⁴.

1. Données récupérées sur les sites des fabricants en 2020

2. G : Balais en graphite

3. PM : Balais en métal précieux

4. https://www.portescap.com/-/media/project/automation-specialty/portescap/portescap/pdf/specification-pdfs/specifications_22n78.pdf?rev=0913e25c2eb246728d2cd50b6edd877f

2.4.2 Sélection d'une chaîne de réduction frugale

Pour la réalisation de ce prototype, plusieurs objectifs sont fixés pour sélectionner les éléments de réduction :

- la vitesse de fermeture maximale doit atteindre 300 mm/s ;
- la force générée doit être la plus importante avec le moteur sélectionné ;
- la chaîne de transmission de puissance doit être irréversible ;
- les éléments doivent rentrer dans le volume intérieur d'un gant de prothèse tridigitale ;
- les pignons et roues dentées doivent être disponibles dans le commerce, seules des opérations simples d'usinage peuvent être envisagées pour adapter ces composants.

Premièrement, le rapport total de réduction entre le moteur et les doigts supérieurs doit être de 1/330 pour atteindre la vitesse de 300 mm/s, il est nécessaire donc d'utiliser plusieurs étages de réduction.

Le premier étage de réduction est celui qui tourne le plus vite et transmet le moins d'efforts, l'assemblage de pignons utilisé doit être compact et précis. On utilise pour cela un réducteur sur étagère vendu par le fabricant de moteurs Portescap. Le réducteur K24⁵ disposant de deux étages d'engrenages droits permet une première réduction d'un rapport 1/8. On note que la longueur de l'ensemble motoréducteur sélectionné est grande et l'ensemble doit nécessairement être intégré verticalement, c'est-à-dire selon l'axe de l'avant-bras, perpendiculairement à l'axe de flexion des doigts supérieurs.

Ensuite, une transmission à engrenage et vis sans fin permet de combiner réduction de vitesse, irréversibilité et renvoi d'angle. Son angle d'hélice doit être suffisamment faible pour garantir l'irréversibilité et pour obtenir une réduction maximale, cependant un angle trop faible diminuera substantiellement son rendement énergétique. Finalement, la vis sélectionnée dispose de deux filets avec un angle d'hélice de 6,56° et est couplée avec un pignon de 20 dents. L'ensemble permet un rapport de réduction de 1/10 pour un rendement estimé à environ 40%.

Finalement, un dernier élément de réduction d'environ 1/4 est nécessaire pour atteindre le rapport total souhaité de 1/330. Cette réduction est finalement réalisée avec deux étages d'engrenages droits permettant une intégration compacte de l'ensemble. Le premier étage permet un rapport de réduction de 1/1,8 et le deuxième permet un rapport de réduction de 1/2,27.

Cette chaîne de réduction a finalement un rapport de réduction total de 1/326 pour un rendement estimé d'environ 28%. La vitesse attendue des doigts supérieurs est de 130 °/s, pour un couple disponible de 6,0 N.m, correspondant aux valeurs utilisées pour l'estimation des forces et vitesses de préhension (voir fig. 2.7 et 2.8). Son intégration dans la prothèse est présentée sur la figure 2.10.

5. https://www.portescap.com/-/media/project/automation-specialty/portescap/portescap/pdf/specification-pdfs/specifications_k24.pdf?rev=-1

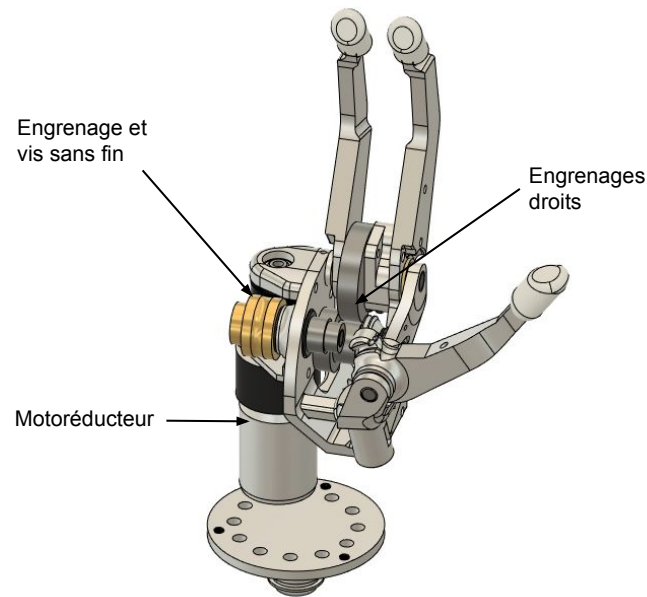


FIGURE 2.10 – Intégration du moteur et de la chaîne de transmission de puissance dans la prothèse

2.5 Réalisation et évaluation

2.5.1 Présentation du prototype

Un prototype a été conçu pour valider cette nouvelle cinématique. Le châssis et le corps des doigts ont été fabriqués en aluminium par fabrication additive, permettant des itérations rapides de prototypage. Le moteur à courant continu Portescap 22N78 avec son réducteur K24 est utilisé, contrôlé par une Arduino Nano Every et un Driver Pololu VNH5019. Le reste de la transmission est constitué d'un engrenage et vis sans fin irréversible et de deux étages d'engrenages droits. Cette transmission permet d'atteindre une vitesse de rotation des doigts supérieurs de $130^\circ/s$ (fermeture en moins de 0,4 seconde) et un couple de 6 N.m.

Deux types de câbles ont été testés. Les cordes textiles (*Dyneema*[®]) sont adaptées à de grands efforts de traction et des rayons de courbure faibles, mais leur importante élasticité ne permet pas de respecter la cinématique initialement conçue. Des câbles en acier de diamètre 1 mm sont finalement retenus. Ces câbles sont beaucoup plus rigides, mais un rayon minimum de courbure plus important est nécessaire pour assurer une bonne durée de vie. Des rondelles de calages permettent de régler les jeux au montage, au niveau des œillets. Le résultat de l'intégration est présenté sur la figure 2.11.

L'indexation de l'axe de rétropulsion du pouce est réalisée par la présence de deux rainures dans l'axe. Une lame de ressort permet alors de bloquer l'axe dans sa position via un ergot. Au-delà d'un

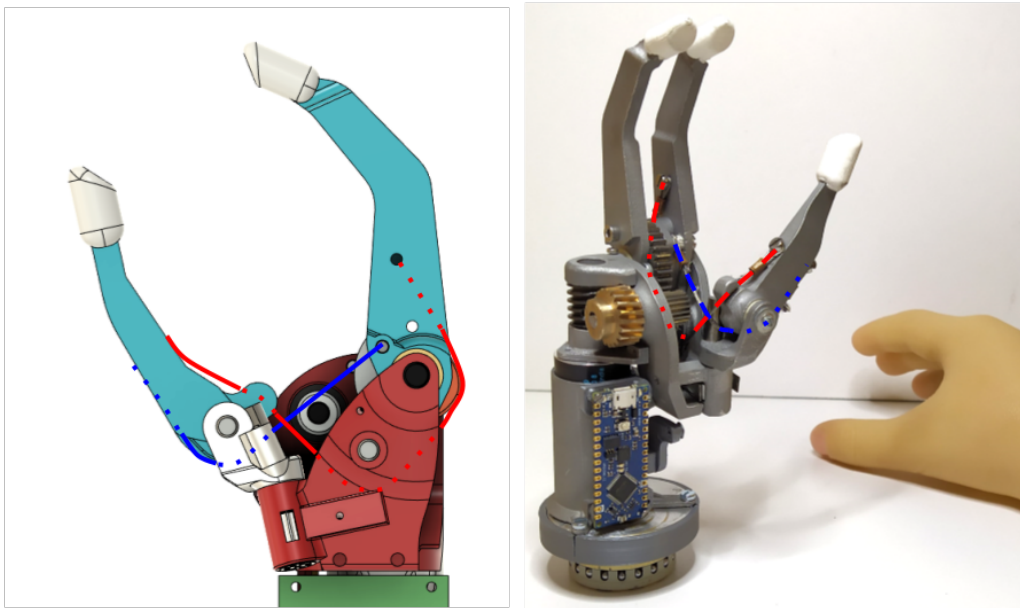


FIGURE 2.11 – Chemin des câbles dans la prothèse avec en rouge le câble fléchisseur (fermeture) et en bleu le câble extenseur (ouverture). Gauche : vue CAO en prise opposée. Droite : photo du prototype en prise latérale.

certain couple appliqué par l'utilisateur, l'ergot sort de la rainure, et le pouce peut être placé en position opposée ou latérale.

Le prototype est utilisé avec un gant en silicone pour prothèse tridigitale. Le pouce est moulé dans sa position en prise opposée, mais est suffisamment élastique pour réaliser la prise latérale.

2.5.2 Évaluation du prototype

Dans un premier temps, les performances du prototype sont évaluées. Le temps de fermeture minimal est mesuré en ouvrant complètement la main en prise opposée et en alimentant le moteur à sa tension nominale jusqu'au contact des doigts supérieurs avec le pouce. Un enregistrement vidéo à 240 images par seconde permet de mesurer ce temps de fermeture. Ce dernier est légèrement inférieur à 0,4 seconde. La vitesse maximale mesurée en pic est de 350 mm/s.

La force de préhension en bout de doigts a également été mesurée. Pour cela, une cellule de charge est utilisée. La force de préhension est mesurée en un seul point de la course des doigts, pour une ouverture des doigts d'environ 200 mm, soit $\theta \approx 50^\circ$. Le moteur est alimenté pendant un court instant pour permettre au couple d'atteindre sa valeur maximale. La force est alors mesurée. Le pic obtenu est compris entre 38 N et 41 N selon les essais. Cette force de serrage est donc très proche des 40 N

théoriques (voir fig. 2.7). On note que les mesures sont effectuées sans gant, et que son élasticité peut modifier la force de serrage disponible.

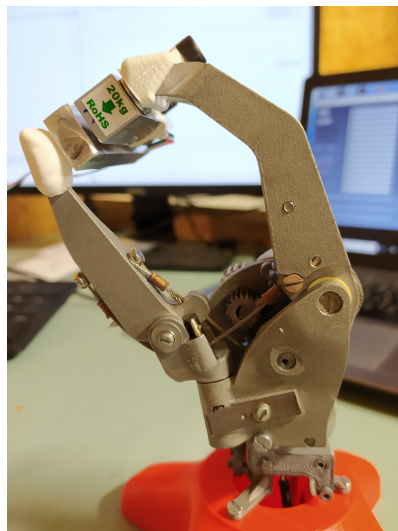


FIGURE 2.12 – Mesure de force de préhension en bouts de doigts sur le prototype de prothèse avec une cellule de charge

Lors du serrage de l'objet, un pic de courant de plus de 11 A est mesuré. Le moteur ne tourne plus, mais près de 90 W sont dissipés en chaleur dans le moteur.

Pour valider la possibilité de prendre la plupart des objets, la prothèse est testée avec des objets semblables à ceux du test SHAP [59], comme présenté sur la figure 2.13. La prise opposée permet d'attraper des objets de grande dimension et de réaliser la pince tridigitale pour des objets fins et précis comme le prisme. La prise latérale permet quant à elle de saisir des surfaces planes de manière plus naturelle et éviter à l'utilisateur des mouvements compensatoires trop importants avec son bras. L'utilisation du gant en silicone, non représenté sur la figure, est essentielle pour garantir la stabilité de la prise des objets.

Il a également été noté une mauvaise stabilité de la prise latérale : le pouce se repositionne parfois de lui-même en position opposée lorsqu'un objet est serré. Cela semble principalement dû à l'élasticité du gant en silicone, qui exerce un couple au niveau de la liaison de rétroimpulsion du pouce, proche du couple d'indexation nécessaire au changement de position du pouce. Cependant, augmenter davantage le couple de rétroimpulsion pourrait rendre difficile le déplacement du pouce de la position opposée à la position latérale.

Dans une démarche de co-conception, Nicolas Huchet, amputé et porteur du projet Bionicohand, a été interrogé sur le prototype réalisé. L'avis de Nicolas est nourri par son utilisation quotidienne de la prothèse *Michelangelo* et sa forte expérience avec la *VariPlus Speed*, ainsi que les nombreuses autres prothèses commerciales ou prototypes de main qu'il a essayés dans le cadre de son projet. Toutes ses

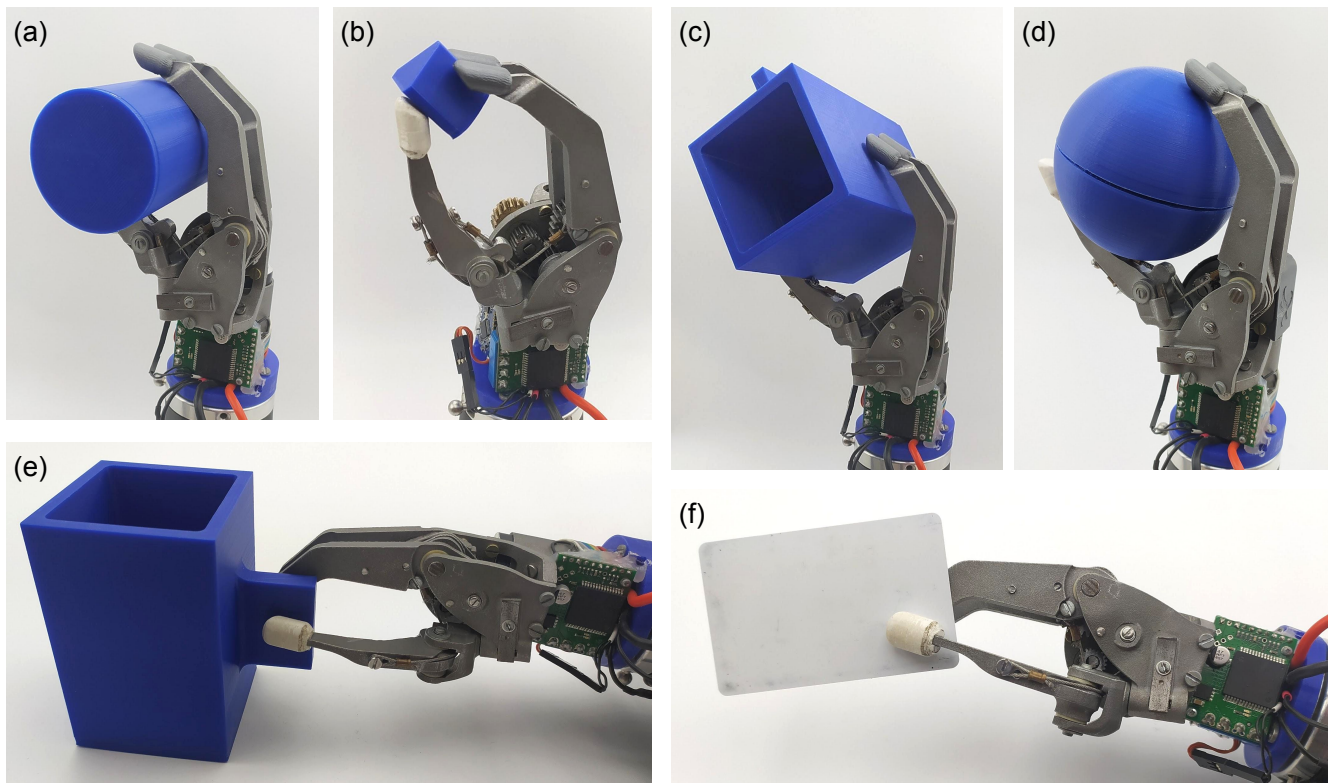


FIGURE 2.13 – Exemples de préhension d’objets similaires au test SHAP : (a) un cylindre de diamètre 50 mm, (b) un prisme de 20 mm de côté, (c) une sphère de diamètre 75 mm, (d)-(e) une boîte de 64 mm de côté avec sa poignée, (f) une carte rigide

connaissances et expériences font de lui un « patient expert ».

La principale remarque remontée est l’esthétique trop peu anthropomorphique de la prothèse. Si la prothèse en position opposée ressemble beaucoup à une prothèse tridigitale dont l’anthropomorphisme est limité, la main semble encore moins « naturelle » en position latérale et peut retenir l’attention de l’entourage.

Un deuxième point est le changement de position du pouce manuel, qui doit être réalisé soit par la main opposée, soit en utilisant l’environnement comme obstacle. Contrairement à la *Michelangelo* utilisée au quotidien par l’utilisateur interrogé, la rétropulsion n’est toutefois pas motorisée, ce qui demande une adaptation et une acceptation.

Il a été également noté que la vitesse correspond aux attentes, et le bruit de la prothèse semble « acceptable ».

2.6 Conclusion et améliorations nécessaires

Les choix réalisés pour la conception de ce premier prototype ont majoritairement été effectués pour conserver l'architecture de prothèse la plus simple possible. Il a été ainsi possible de réaliser une prothèse réalisant la prise latérale et la prise opposée en utilisant un moteur à courant continu du marché, un ensemble engrenage et vis sans fin, des engrenages droits et une transmission interdigitale avec deux câbles d'acier et une poulie. Les cartes électroniques sélectionnées également sur étagère sont peu chères et suffisamment petites pour être intégrées dans la main.

Cependant, plusieurs caractéristiques importantes ne permettent pas de valider un tel prototype.

Premièrement, l'utilisation du moteur à son couple de démarrage provoque son échauffement assez rapidement et ne permet pas son utilisation pérenne. Au-delà des problématiques thermiques, la puissance demandée par le moteur est déraisonnable, car elle demande des batteries lourdes et capables de fournir de gros pics de courant, tout en limitant l'autonomie du système. Ces problématiques peuvent être adressées par une stratégie de commande tirant parti de l'irréversibilité de la transmission de puissance, permettant de couper l'alimentation du moteur tout en conservant la force de préhension appliquée.

Ensuite, la force de préhension disponible, mesurée à environ 40 N, est trop faible pour maintenir les objets avec aisance et fiabilité (67 N sont nécessaires pour réaliser la plus grande partie des tâches quotidiennes [64]). Pour gagner en force, il serait nécessaire de gagner en rendement dans la chaîne de transmission de puissance. En effet, l'utilisation d'une réduction par engrenage et vis sans fin réduit beaucoup l'effort disponible, cette réduction ayant un rendement inférieur à 50%.

L'utilisation de câbles en acier dans la transmission interdigitale montre ses limites. En effet, la tension exercée sur ce câble provoque de fortes contraintes mécaniques et sa section doit être suffisamment importante. Cependant, un câble de diamètre élevé ne doit pas être courbé sur rayon de courbure trop serré. L'augmentation nécessaire de la force de préhension ne permet plus alors de trouver une section de câble compatible avec l'intégration proposée. D'autres solutions de transmission interdigitale devront être envisagées.

Enfin, un dernier axe de travail est l'anthropomorphisme de la prothèse. Si une prothèse peut assumer une apparence robotique, il est important qu'elle conserve des caractéristiques anthropomorphiques proches de la main humaine [69].

COMMANDE PROPORTIONNELLE D'UNE MAIN À TRANSMISSION IRRÉVERSIBLE SOUS CONTRAINTE ÉNERGÉTIQUE ET THERMIQUE

La réalisation du premier prototype a souligné le besoin de concevoir une stratégie de commande permettant d'utiliser le couple maximal du moteur tout en limitant les pertes énergétiques. Ces dernières limitent l'autonomie de la prothèse et demandent des batteries lourdes et capables de fournir un courant important, mais elles provoquent surtout un échauffement du moteur au-delà de ses limites thermiques.

La chaîne de transmission de puissance étant irréversible, il est possible d'appliquer un couple important sur une durée courte puis de conserver cet effort de serrage sur une durée plus longue. Cette propriété est utilisée pour proposer une stratégie de commande qui permet d'utiliser le couple maximal du moteur tout en abaissant considérablement son échauffement.

Ce chapitre présente les différents types de commandes utilisés dans les prothèses de main myoélectriques. Ensuite, une première architecture « naïve », c'est-à-dire sans préoccupation thermique et énergétique, est décrite et permet la commande proportionnelle du mouvement de flexion à partir de signaux EMG. Un modèle thermique est proposé et permet de montrer les limites d'une stratégie de commande naïve. Cette étude constitue une première contribution de ce chapitre (g). Un nouveau contrôleur basé sur un coupe-circuit commandé par une machine à état est proposé. Une simulation permet une première validation du concept. Enfin, une expérimentation permet de valider la faisabilité d'une telle stratégie sur une transmission irréversible. Cette nouvelle stratégie de commande et sa validation constituent une contribution majeure de cette thèse (h).

3.1 Les commandes par capteurs sEMG

3.1.1 Les capteurs électromyographiques

Les capteurs électromyographiques (EMG) sont des capteurs permettant de mesurer l'activité d'un muscle ou d'un groupe musculaire en mesurant la tension produite entre deux électrodes. Il est possible de poser ces capteurs sur la surface de la peau (capteur EMG surfacique ou sEMG) ou de les implanter sous la peau (capteur EMG intramusculaire ou iEMG). Les capteurs sEMG sont utilisés depuis de nombreuses années pour permettre la commande des prothèses de main motorisées, et l'utilisation d'autres techniques (mesures de force ou de pression, électroencéphalographie, etc.) restent très marginales et ne sont pas proposées dans le commerce.

Fougner expose dans une revue de littérature [70] l'ensemble de techniques de commande basées sur les capteurs sEMG. La figure 3.1 présente les différents types de commandes organisés selon plusieurs niveaux et la multiplicité des stratégies possibles.

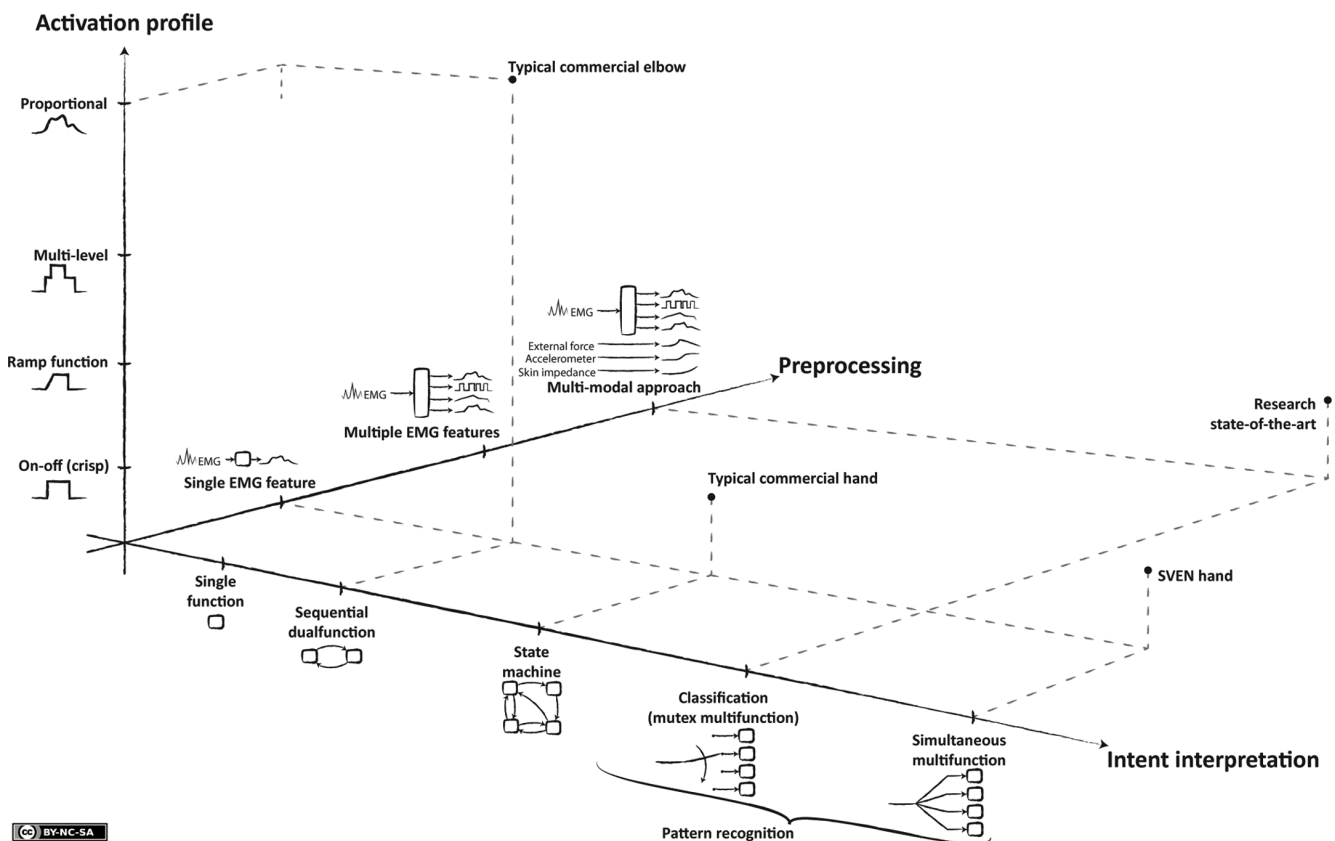


FIGURE 3.1 – Différents types de commandes organisés en plusieurs axes [70]

Nous nous concentrerons ici sur les prothèses commercialisées.

3.1.2 Commande d'une prothèse à un seul mouvement motorisé

Commander un seul mouvement sur une prothèse est beaucoup plus simple que de commander plusieurs mouvements différents. On connaît de fait l'intention de l'utilisateur lorsqu'il contracte ses muscles : effectuer le seul mouvement possible. Généralement, deux capteurs EMG sont disposés respectivement au contact des muscles fléchisseurs et des muscles extenseurs du poignet. En activant l'un ou l'autre de ces muscles, il est alors possible d'ordonner à la prothèse de s'ouvrir ou de se fermer.

Cette commande requiert peu de pré-traitement des signaux EMG. Le profil d'activation utilisé depuis de nombreuses années dans les prothèses tridigitales est dit « proportionnel » : il permet à l'utilisateur ou l'utilisatrice d'augmenter l'intensité du mouvement de la prothèse lorsqu'il augmente l'intensité de sa contraction musculaire.

Peu d'informations sont disponibles sur ce type de commande, probablement considéré comme « trivial ». Pourtant, l'implémentation d'une telle commande révèle des problématiques intéressantes. En particulier, de nombreux choix sont possibles entre la grandeur physique commandée par l'utilisateur, le bouclage de la commande ou encore le choix des mesures et capteurs pour permettre l'asservissement des variables de sorties.

On notera quand même quelques travaux publiés sur l'auto-régulation de la force de préhension pour éviter le glissement des objets dans la main [71]-[73].

Dans le travail présenté ici, on s'intéresse principalement à l'optimisation de la commande permettant d'obtenir des couples importants relativement aux moteurs utilisés. De telles stratégies utilisées par les constructeurs sont évoquées dans la littérature, telles que le « Burst Mode » [64] ou le « Pulse Mode » [4] sans pour autant en trouver de description plus précise. Il ne semble pas exister de travaux académiques disponibles sur le sujet dans la littérature scientifique.

3.1.3 Commande des prothèses poly-articulées commercialisées

La commande des prothèses poly-articulées est une problématique plus complexe et des travaux de plus en plus nombreux sont disponibles sur le sujet. Toutefois, beaucoup des prothèses poly-articulées commercialisées en 2023 sont encore commandées par une machine à état. La prothèse est dans un mode de préhension, et les capteurs EMG servent alors pour commander l'ouverture / fermeture de la prise correspondante. Pour changer de mode et donc de type de prise, l'utilisateur doit effectuer une action spéciale (co-contraction des deux muscles ou appui sur un bouton par exemple). L'utilisation de ces machines à état peut devenir assez lourde et pénible lorsque les prises se multiplient. En pratique, les utilisatrices et les utilisateurs sont amenés à ne sélectionner que quelques prises parmi toutes celles proposées par le constructeur.

Les travaux actuels s'intéressent désormais à la classification ou à la commande multi-fonctions. Les principaux algorithmes et stratégies de commandes développés ces dernières années sont présentés dans les revues de littérature [74], [75] mais ne seront pas détaillés davantage ici. On note la volonté des fabricants de se tourner vers ces commandes plus intuitives comme le système *Myo Plus* d'Ottobock, sans assister pour autant à une démocratisation de ces technologies.

On notera aussi que les problématiques de commande multi-axes à partir de signaux EMG ne sont pas spécifiques à la commande des prothèses de mains, mais sont également étudiées pour la commande de prothèses de bras plus complètes (coude, poignet rotatif) ou pour la commande d'exosquelettes [76], [77].

3.2 Définition de l'architecture de commande

L'architecture de commande doit permettre de faire correspondre une intention de l'utilisateur à un comportement défini de la prothèse. Avant de définir une architecture, il faut donc modéliser la prothèse et son actionneur, et essayer de traduire les signaux musculaires en objectifs de grandeur physique.

3.2.1 Intention de l'utilisateur-riche

Ce prototype ne disposant que d'un moteur (la rétropulsion du pouce étant manuelle), seul un degré de liberté doit être commandé par l'utilisatrice ou l'utilisateur et les problématiques de commande sont hautement simplifiées. Deux capteurs sEMG sont utilisés, placés habituellement sur l'extenseur et le fléchisseur du poignet. Afin de permettre de la précision dans le mouvement, on souhaite commander « l'intensité » du geste, il s'agit alors d'une commande proportionnelle [70].

Il est ensuite nécessaire de déterminer la grandeur physique commandée par l'utilisateur. Pour cela, deux cas sont distingués.

Le premier cas est la phase d'approche. La main est ouverte, et l'on souhaite mettre en contact les doigts avec un objet. Pour cette tâche, la commande de la vitesse de fermeture proportionnellement à la contraction musculaire permet de choisir intuitivement un mouvement rapide et sec ou un mouvement précis et lent.

Le deuxième cas est la phase de serrage. Les doigts sont déjà au contact de l'objet et viennent appliquer une force permettant de garantir une bonne préhension. Dans ce cas, c'est la commande de la force qu'on souhaite proportionnel à l'intensité de contraction. En effet, l'utilisateur ou l'utilisatrice a une notion proprioceptive de son intensité de contraction musculaire qui lui permet d'avoir une première estimation de la force de serrage sans regarder la déformation des objets saisis.

3.2.2 Modélisation de l'actionneur et de la prothèse

L'actionneur utilisé est un moteur à courant continu, ou moteur DC. Ce dernier a l'avantage d'être peu coûteux et facilement pilotable.

Un moteur DC est alimenté par une tension d'alimentation U . Cette tension crée un courant I dans le bobinage du rotor, créant à son tour un couple de sortie τ_{mot} sur l'arbre de sortie, tournant à une vitesse ω_{mot} .

$$U = E + RI + L \frac{dI}{dt} \quad (3.1)$$

avec R [Ω] la résistance électrique du bobinage et L [H] l'inductance du bobinage. Il est usuel de considérer que la constante de temps électrique L/R est très faible devant les constantes de temps mécaniques, et l'équation précédente se simplifie alors :

$$U = E + RI = k_E \omega_{mot} + R k_I \tau_{mot} \quad (3.2)$$

avec k_E [V/(rad.s⁻¹)] la constante FEM du moteur et k_I [A/(N.m)] la constante de courant du moteur. On notera que ces constantes sont approximativement inversement proportionnelles : $k_E \approx 1/k_I$.

Dans cette étude, les pertes ferromagnétiques sont également négligées.

Pour moduler la tension appliquée au moteur, on utilise un hacheur à quatre quadrants (ou pont en H). La modulation de largeur d'impulsion (MLI ou PWM, *Pulse Width Modulation*) d'un signal carré envoyé en entrée du composant permet d'imposer une tension variable à une fréquence élevée au moteur, dont la valeur moyenne est commandée par le rapport cyclique. Le moteur, agissant comme un passe-bas, réagit alors selon la tension moyenne.

La prothèse est modélisée par une transmission rigide irréversible. La vitesse de fermeture des doigts est proportionnelle à la vitesse de rotation du moteur. Un couple appliqué par le moteur permet d'exercer une force en bout de doigts proportionnelle à ce couple. Toutefois, l'irréversibilité bloque tout mouvement lorsque le moteur n'est pas alimenté, et la force de serrage est alors décorrélée du couple. L'utilisateur peut alors décontracter son muscle ou même arrêter l'alimentation de sa prothèse pour éviter des mouvements involontaires lorsqu'il porte un objet avec sa prothèse.

3.2.3 Première définition de l'architecture de commande

À partir de l'équation (3.2), on remarque qu'à tension U constante, la vitesse du moteur ω_{mot} est élevée lorsque le couple demandé τ_{mot} est faible, et ω_{mot} baisse linéairement avec l'augmentation de τ_{mot} .

La tension devient alors une variable de commande intéressante pour l'utilisateur :

- en phase d'approche, le couple demandé au moteur est très faible, et la vitesse est environ proportionnelle à la moyenne de la tension du moteur ;
- en phase de serrage, le couple demandé au moteur est important et sa vitesse quasiment nulle, c'est alors le couple qui devient proportionnel à la moyenne de la tension du moteur.

La commande cmd_{emg} générée par les capteurs EMG et proportionnelle à la contraction des muscles de l'utilisateur peut simplement être utilisée comme consigne moteur cmd_{mot} , comme présenté sur la figure 3.2.

Le système de commande ainsi conçu fonctionne en boucle ouverte. La chaîne de transmission disposant de nombreux éléments, de nombreux frottements secs et visqueux incertains peuvent fausser la proportionnalité entre le couple moteur et la force de serrage. Il serait possible de commander le moteur en boucle fermée en mesurant la vitesse d'un élément tournant du système ainsi que la force de serrage. On note ainsi qu'un capteur de force a été ajouté à la dernière génération de prothèse myoélectrique d'Ottobock (*VariPlus Speed*) par rapport à la génération précédente (*DMC Plus*).

Dans ce travail, pour limiter le coût et la complexité du dispositif, on choisit de rester en boucle ouverte, en se rappelant qu'il existe toujours une régulation de la commande d'entrée par l'utilisateur (*user-in-the-loop*) qui ajuste la contraction de son muscle en fonction de sa perception visuelle.

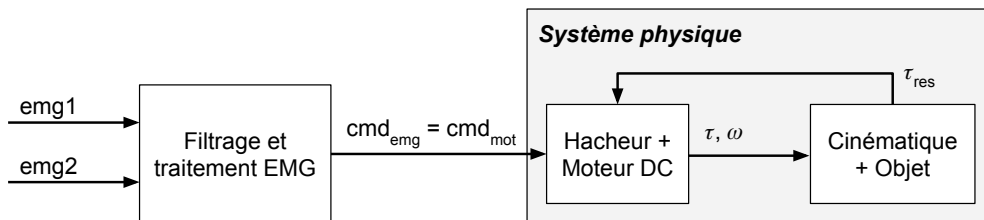


FIGURE 3.2 – Schéma bloc de principe de la commande : la commande EMG est directement envoyée en consigne au moteur

Le filtrage et le traitement des EMG visent à générer la consigne la plus fidèle aux intentions de l'utilisateur ou de l'utilisatrice. Pour cela, les signaux EMG sont premièrement traités avec un filtre passe-bas qui permet de limiter le bruit haute fréquence du capteur et conserver les contractions qui ont une fréquence plus basse.

Ensuite, un seul signal de commande y doit être généré à partir des signaux des deux capteurs $x1$ et $x2$. Plusieurs stratégies sont possibles :

1. la première stratégie est de sélectionner le signal le plus élevé des deux. Un seuil s est utilisé en dessous duquel la commande est ramenée à zéro pour rendre plus robuste la commande. L'implémentation de cette stratégie est présentée sur l'algorithme 1.

2. La deuxième stratégie reprend le même principe que la stratégie précédente en ajoutant la détection des co-contractions : lorsque x_1 et x_2 sont simultanément supérieurs à s , y est nul et un signal de co-contraction est déclenché permettant éventuellement à la prothèse d'effectuer une action spéciale, comme un changement de prise sur une prothèse poly-articulée.
3. La troisième stratégie est de générer une commande différentielle. On a alors $y = x_1 - x_2$. Des seuils peuvent être ajoutés si nécessaire.

La première stratégie est retenue ici pour sa simplicité et sa robustesse face à l'information plus ou moins précise des capteurs.

```
def selecteur_EMG(x1, x2):
    if (x1 < s) and (x2 < s):
        y = 0
    else:
        if x2 >= x1 :
            y = -(x2 - s)
        else :
            y = (x1 - s)
    return y
```

Algorithme 1 – Algorithme utilisé pour la sélection du signal EMG, décrit en langage Python

Enfin, le signal est mis en forme pour permettre au mieux la commande précise de la prothèse par l'utilisateur. Des non-linéarités peuvent aider à la bonne commande d'un système robotisé [78]. Utiliser une fonction convexe permet d'être plus précis pour les faibles vitesses et forces que pour les commandes plus importantes. En effet, une variation moyenne de la contraction peut alors produire une variation faible de la commande lorsque la contraction est faible. Plusieurs fonctions peuvent être utilisées telles que les polynômes ou les logarithmes. On utilise ici simplement une fonction quadratique. Pour terminer, la commande est simplement remise à l'échelle avant d'être envoyée au moteur.

Les différentes étapes sont résumées sur la figure 3.3.

3.3 Problématique thermique et énergétique

Avec la stratégie précédente, on note que le moteur reste alimenté à l'arrêt si l'utilisateur continue de contracter son muscle, même si l'irréversibilité de la transmission permettrait d'arrêter le moteur en conservant la force de serrage. Or, l'application d'un couple constant par un moteur électromagnétique à l'arrêt consomme de l'énergie dissipée en chaleur par effet Joule.

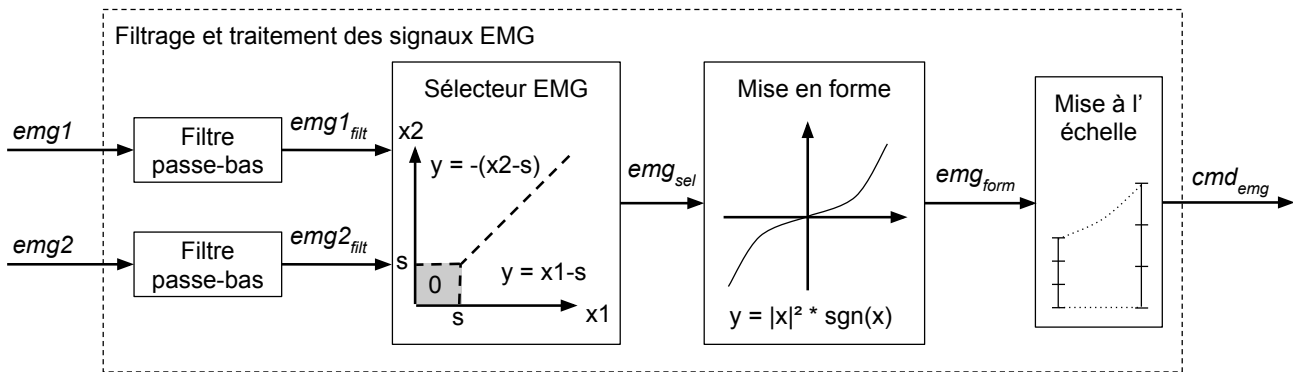


FIGURE 3.3 – Filtrage et traitement des EMG

Pour que le moteur ne chauffe pas trop dans ce cas, deux solutions sont possibles :

- on sélectionne un moteur dont le couple nominal est supérieur au couple maximal que l'on souhaite appliquer. Le moteur sera alors volumineux, lourd et avec un coût d'achat important.
- On sélectionne un plus petit moteur au couple nominal plus faible, et l'on modifie la commande en coupant le moteur dès que possible pour éviter les surchauffes. Cette solution va également dans le sens d'une meilleure autonomie de la prothèse : on stoppe la consommation d'énergie lorsque cela est possible.

Pour développer la deuxième solution, le modèle thermique du moteur et les problématiques de dimensionnement sont présentés.

L'application d'un couple constant par un moteur sans mouvement, bien que ne générant pas de puissance utile, nécessite le passage d'un courant dans le bobinage. La résistance du bobinage dissipe alors en chaleur une puissance par effet Joule $P_{joule} = RI^2$.

Les constructeurs de moteurs définissent un couple nominal à ne pas dépasser pour être certain de ne jamais franchir les limites thermiques. Il est usuel pour un concepteur de sélectionner un moteur dont le couple nominal est supérieur ou égal au couple maximal nécessaire à l'application. En pratique, cela conduit pourtant à un surdimensionnement. De gros et lourds moteurs sont utilisés, alors que de plus petits moteurs pourraient atteindre les performances demandées à condition d'adapter la commande. Plus précisément, ces plus petits moteurs sont capables de produire des couples importants pendant de courts instants, pour un fonctionnement intermittent. Le diagramme des zones de fonctionnement sur la figure 3.4 montre la caractéristique Vitesse / Couple des moteurs DC avec les différentes zones de fonctionnement.

En termes d'ordre de grandeur, le moteur Portescap 22N78¹ utilisé dans le prototype frugal (voir

1. <https://www.portescap.com/-/media/project/automation-specialty/portescap/portescap/pdf/>

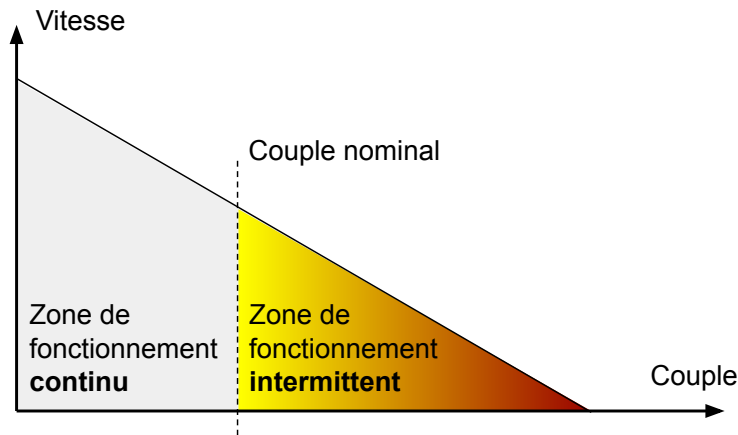


FIGURE 3.4 – Zones de fonctionnement continu et intermittent d'un moteur à courant continu

section 2.5.1) en version 6V a un couple nominal de 15,7 N.mm et un couple de démarrage de 66 N.mm, soit un rapport de 4,2 entre les deux. De même, le Faulhaber 2224² a un rapport de couple de démarrage sur le couple nominal de 8,4 dans sa version 3V et de 4,7 dans sa version 6V.

Pour éviter au maximum les pertes joules, le mécanisme d'irréversibilité permet de maintenir une force constante sur un objet sans consommation d'énergie, préservant l'autonomie et évitant une éventuelle surchauffe du moteur.

3.3.1 Modèle thermique de l'actionneur

Modélisation

Pour comprendre et quantifier l'effort à faire pour limiter les pertes joules, il est nécessaire de modéliser le comportement thermique du moteur. On utilise pour cela la représentation équivalente électrique des systèmes thermiques. Le schéma équivalent d'un moteur DC est donné sur la figure 3.5 [79]. C_R et C_S sont respectivement les capacités thermiques du rotor et du stator en $J/^\circ C$. $R_{R/S}$ et $R_{S/ext}$ sont les résistances thermiques respectivement entre le rotor et le stator, et entre le stator et l'extérieur en $^\circ C/W$. T_R , T_S et T_{ext} désignent finalement les températures respectivement du rotor, du stator, et de l'extérieur. Cette dernière est considérée comme constante pendant l'utilisation de la prothèse.

Ce système peut être traduit en équations :

specification-pdfs/specifications_22n78.pdf

2. https://www.faulhaber.com/fileadmin/Import/Media/FR_2224_SR_DFF.pdf

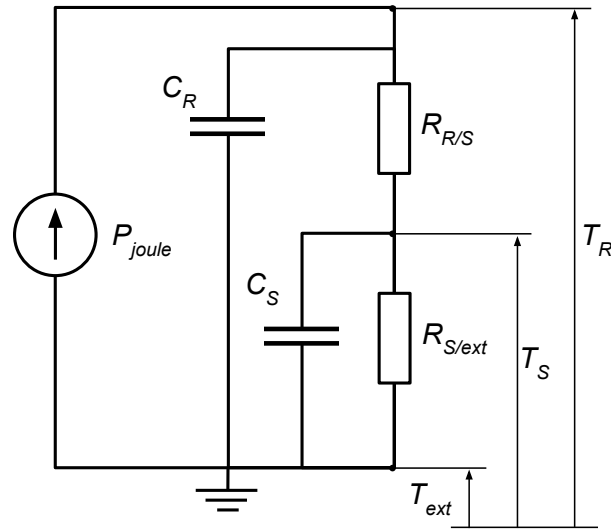


FIGURE 3.5 – Circuit électrique équivalent du modèle thermique d'un moteur à courant continu.

$$C_R \frac{dT_R}{dt} = P_{joule} - \frac{T_R - T_S}{R_{R/S}} \quad (3.3)$$

$$C_S \frac{dT_S}{dt} = \frac{T_R - T_S}{R_{R/S}} - \frac{T_S - T_{ext}}{R_{S/ext}} \quad (3.4)$$

On introduit $t_R = R_{R/S}C_R$ et $t_S = R_{S/ext}C_S$ les constantes de temps respectivement du rotor et du stator. En remplaçant les capacités par les constantes de temps dans les équations précédentes, on obtient la représentation d'état suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{T}_R \\ \dot{T}_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{t_R} & \frac{1}{t_R} \\ \frac{R_{S/ext}}{t_S R_{R/S}} & -\frac{R_{S/ext}}{t_S R_{R/S}} - \frac{1}{t_S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_R \\ T_S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{R_{R/S}}{t_R} & 0 \\ 0 & \frac{1}{t_S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{joule} \\ T_{ext} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Dans la documentation des fabricants de moteurs, les caractéristiques thermiques sont données pour un stator uniquement en contact avec l'air extérieur. En pratique, le moteur est cependant en contact avec le châssis de la prothèse. Si ce châssis partage une surface importante avec le moteur et que la résistance thermique entre les deux est faible, on gardera la modélisation précédente en considérant l'ensemble {châssis+stator} comme un solide avec une température homogène à la place du stator seul. Il est alors nécessaire d'identifier la capacité et la résistance thermique de l'ensemble {châssis+stator}.

Identification

Pour identifier la résistance $R_{S/ext}$ et la constante de temps t_S thermique de l'ensemble {châssis+stator}, on utilise le prototype présenté à la section 2.5.1. Le moteur (Portescap 22N78) est fixé dans le châssis de la prothèse et l'arbre de sortie est bloqué. Une sonde de température est placée en surface extérieure du moteur, tandis qu'une deuxième sonde relève la température extérieure. Un courant constant de 1,5 A est appliqué au moteur pendant plusieurs minutes, et l'évolution temporelle de la température est relevée. La résistance du bobinage est mesurée à partir du courant et de la tension appliqués, on a donc $R = 0,65 \Omega$.

La réponse thermique mesurée correspond à la réponse d'un système du premier ordre sous un échelon de puissance. La valeur finale de $T_S - T_{ext}$ relevée est de $10,2^\circ\text{C}$. On en déduit la résistance thermique $R_{S/ext} = (T_S - T_{ext})/P = 7,0^\circ\text{C/W}$ avec $P = 1,45 \text{ W}$ la puissance appliquée. La constante de temps t_S est déduite du temps de réponse à 95%, où $tr_S^{95\%} = 3t_S$ pour un système du premier ordre. Avec un temps de réponse $tr_S^{95\%} = 2\,250 \text{ s}$, on trouve $t_S = 750 \text{ s}$.

Simulation

On souhaite simuler l'effet d'un serrage continu de la prothèse avec une force maximale, afin de quantifier l'élévation de température du moteur dans le pire cas, c'est-à-dire lorsque le moteur est alimenté avec la tension maximale et complètement bloqué.

Pour cette simulation, on utilise les valeurs thermiques du rotor données par le constructeur, on a alors $R_{R/S} = 6^\circ\text{C/W}$ et $t_R = 9 \text{ s}$. Les valeurs thermiques du stator et la résistance du moteur ont été déterminées lors de l'identification (sec. 3.3.1). Le moteur est considéré bloqué, et la tension d'alimentation U_{batt} correspond à deux cellules lithium-ion en série, soit 7,4 V. La température extérieure T_{ext} est de 20°C .

Les évolutions des températures du stator et du rotor sont données par l'équation (3.5), avec $P_{joule} = U_{batt}^2/R$. Les réponses temporelles correspondantes sont présentées sur les figures 3.6 et 3.7 avec deux échelles de temps différentes.

On observe bien que les réponses correspondent à des réponses du premier ordre comme attendu. La température du rotor augmente bien plus rapidement que celle du stator, et dépasse la limite préconisée de 100°C au bout de 2 secondes. Elle atteint 500°C au bout de 25 secondes, puis évolue lentement. La température du stator reste en dessous des 80°C préconisés pendant presque 2 minutes, mais finit par atteindre une température de plus de 600°C après plus de 30 minutes.

Cette simulation montre bien le comportement thermique du moteur en zone intermittente. Rester dans cette zone est très dangereux, et il est nécessaire d'utiliser cette zone pendant des durées très limitées.

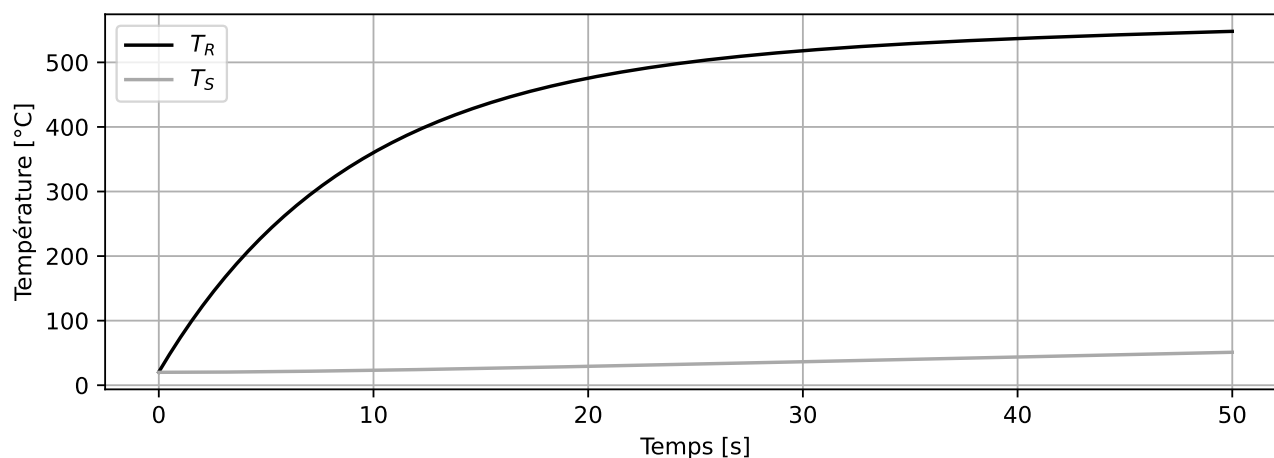


FIGURE 3.6 – Réponse thermique simulée du moteur bloqué sous une tension $U_{batt} = 7,4$ V pendant 50 s

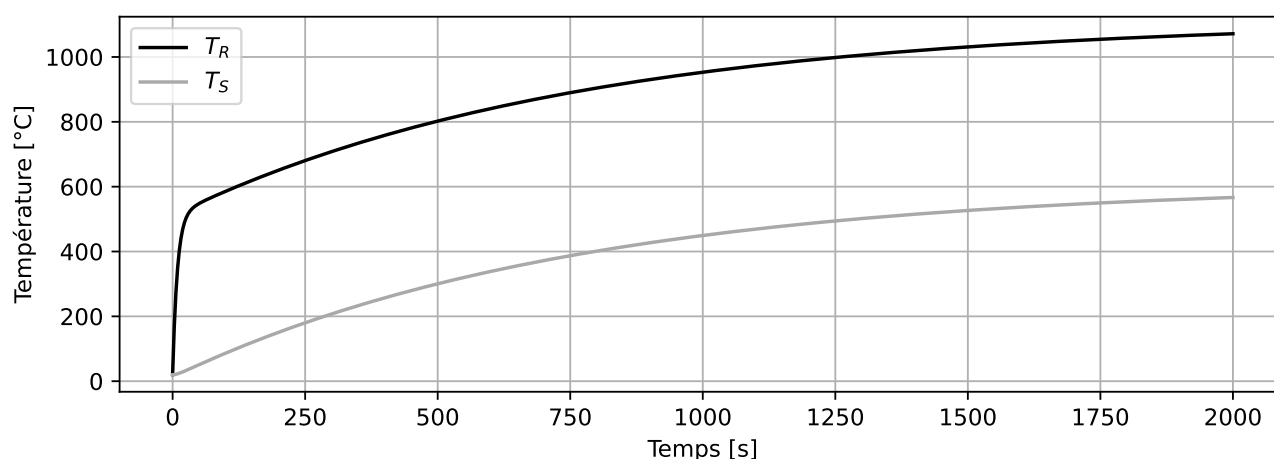


FIGURE 3.7 – Réponse thermique simulée du moteur bloqué sous une tension $U_{batt} = 7,4$ V pendant 2 000 s, soit 33 min

3.4 Conception d'un coupe-circuit automatique

3.4.1 Stratégie de commande

La stratégie pour limiter les surchauffes du moteur est d'introduire un « coupe-circuit » automatique venant couper l'alimentation du moteur (tension nulle) lorsqu'une opération de serrage est terminée. On ne s'intéresse pas ici aux commandes linéaires, davantage adaptées aux systèmes linéaires et aux systèmes en boucle fermée, ce qui n'est pas le cas ici.

La première étape est donc de détecter que le moteur est en phase de serrage. Commençons par

introduire la variable γ représentant le rapport entre le couple actuel τ_{mot} sous une tension U et le couple de démarrage τ_{max}^U sous cette même tension U .

$$\gamma = \frac{\tau_{mot}}{\tau_{max}^U} = \frac{\tau_{mot}}{U/(Rk_I)} = \frac{RI}{U} \quad (3.6)$$

Il est ainsi possible de définir le point de fonctionnement du moteur par sa vitesse et son couple, ou sa tension d'alimentation et son paramètre γ , comme présenté sur la figure 3.8. Lorsque γ est très faible, on peut en déduire que la prothèse est en phase d'approche puisque le couple du moteur est faible par rapport à sa vitesse. Au contraire, si γ est élevé, la prothèse est en phase de serrage avec une vitesse faible par rapport à son couple.

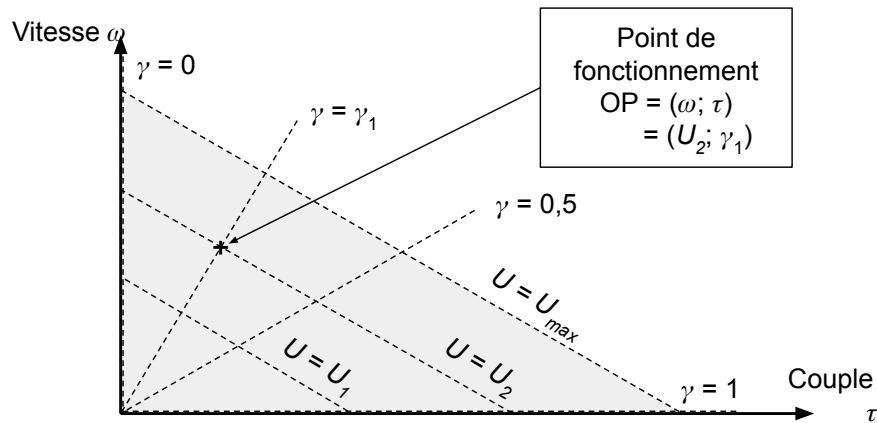


FIGURE 3.8 – Définition du point de fonctionnement en fonction de la tension et du paramètre γ

On peut estimer γ en connaissant la tension imposée au moteur et le courant consommé. La plupart des contrôleurs de moteur DC disposent d'un capteur de courant, permettant d'accéder à cette information aisément. Le rapport γ_{raw} est calculé à partir de l'équation (3.6) :

$$\gamma_{raw} = \frac{RI_{mes}}{cmd_{mot}U_{batt}} \quad \text{si } cmd_{mot} \neq 0, \quad \text{sinon } \gamma_{raw} = 0 \quad (3.7)$$

où cmd_{mot} est exprimé entre 0 et 1 et U_{batt} correspond à la tension d'alimentation du hacheur provenant de la batterie.

Un filtre passe-bas permet ensuite de légèrement lisser ce signal soumis au bruit de mesure du courant et de la tension de batterie : $\gamma_{est} = \text{lowpass}(\gamma_{raw})$.

Un coupe-circuit automatique coupe ou non l'alimentation du moteur en fonction de la valeur de γ et d'autres paramètres. Le diagramme de la figure 3.9 montre le principe de la stratégie choisie. On notera

l'utilisation d'une rampe après le coupe-circuit permettant de limiter les augmentations très rapides de couple à la sortie du moteur, source d'usure prématurée des éléments de la transmission. Les pics de courant lors des démarrages à vide sont également lissés.

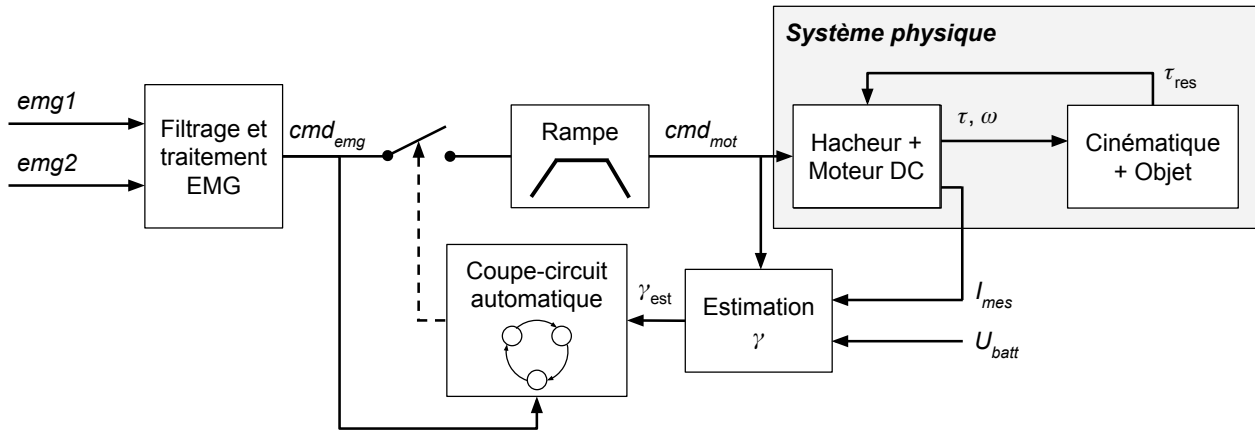


FIGURE 3.9 – Schéma bloc de la commande finale utilisée

3.4.2 Fonctionnement du coupe-circuit

Le coupe-circuit automatique est une machine à état dont le fonctionnement est présenté sur la figure 3.10. Cette machine à état est composée des cinq états. Le fonctionnement de la machine peut être décrit comme suit.

1. Par défaut, en état « Moteur actif », le coupe-circuit est fermé (*motor ON*) et la commande d'entrée est égale à la commande de sortie.
2. Lorsque le couple du moteur devient important par rapport à sa vitesse (γ_{est} au-dessus d'un seuil γ_{stall}) et si le courant est suffisamment grand (I_{mes} supérieur au courant nominal I_{nom}), on entre en état « Validation de serrage ». Il s'agit alors de conserver un couple moteur pendant une durée t_{stall} suffisamment longue pour que ce couple soit transmis jusqu'au bout des doigts (la transmission n'étant jamais parfaitement rigide, on prend en compte un temps de réponse mécanique). Avant de valider un serrage, on attend que la commande moteur générée par la rampe à la période précédente $^{prev}cmd_{mot}$ ait quasiment atteint la commande de l'utilisateur cmd_{emg} puis on incrémente le compteur t_b de la période d'échantillonnage Δt . Le critère qui permet de valider que la commande moteur $^{prev}cmd_{mot}$ (après la rampe) soit suffisamment proche de la commande EMG cmd_{emg} (avant la rampe) est fixé à la moitié de l'incrément maximal de la rampe sur une période du contrôleur, c'est-à-dire $A_{up}\Delta t/2$ où A_{up} est la vitesse d'augmentation de la rampe.

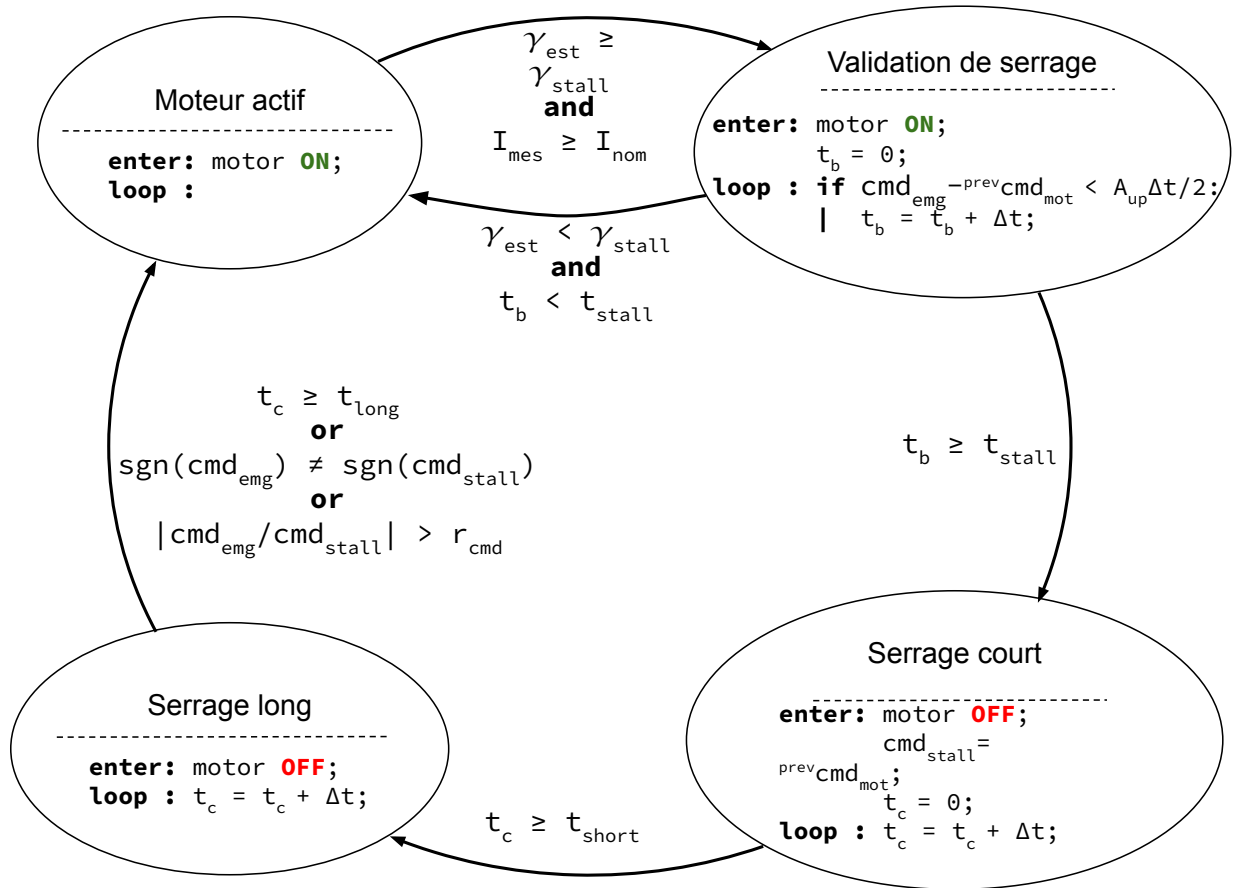


FIGURE 3.10 – Machine à états décrivant le comportement du coupe-circuit. Les instructions **enter** sont exécutées à l'arrivée dans l'état, tandis que les instructions **loop** sont exécutées à la période d'échantillonnage Δt du contrôleur.

- Si γ_{est} reste élevé jusqu'à ce que t_b atteigne t_{stall} , on entre en état « Serrage court » et la commande de sortie est nulle (*motor OFF*). La dernière commande envoyée au moteur $prev\ cmd_{mot}$ est alors enregistrée dans la variable cmd_{stall} et le compteur t_c commence à être incrémenté. Ce mode reste actif pendant une durée t_{short} . Cet état permet d'assurer un refroidissement minimal du moteur pendant une durée suffisamment courte pour ne pas être ressentie par l'utilisateur.
- Après cette première durée écoulée, le coupe-circuit passe en mode « Serrage long ». Cet état prolonge la coupure du moteur pour assurer un refroidissement plus long et plus important du moteur, jusqu'à un temps de refroidissement t_{long} . Seulement, il est important pour que l'utilisateur ait la sensation de garder le contrôle et qu'il puisse continuer à agir sur la prothèse en desserrant la pro-

thèse (changement de direction de commande, $\text{sgn}(cmd_{emg}) \neq \text{sgn}(cmd_{stall})$) ou en augmentant la force appliquée sur l'objet (augmentation de la commande, $|cmd_{emg}/cmd_{stall}| > r_{cmd}$ où r_{cmd} est un rapport d'augmentation supérieur à 1). Dans un de ces cas, le coupe-circuit repasse plus rapidement dans l'état « Moteur actif » et la commande est transmise au moteur.

3.4.3 Évaluation des performances du coupe-circuit par simulation

Le coupe-circuit implémenté ne garantit pas de rester sous les limites thermiques du moteur, mais permet seulement de les atteindre moins rapidement. Le réglage des temps de coupure est un facteur clé pour le bon refroidissement du moteur, tout en veillant à les garder suffisamment faibles pour laisser à l'utilisateur le contrôle de sa prothèse.

La simulation du coupe-circuit permet d'évaluer le comportement thermique du moteur en fonction des paramètres choisis et de la commande imposée au moteur. L'inertie du moteur et de la transmission est considérée comme négligeable pour cette simulation.

La simulation présentée ici considère les paramètres suivants :

- le moteur DC Portescap 22N78 avec les caractéristiques thermiques identifiées à la section 3.3.1 ;
- une tension d'alimentation du moteur de $U_{batt} = 7,4 \text{ V}$;
- une température extérieure $T_{ext} = 20^\circ\text{C}$;
- une période d'échantillonnage de la commande de $\Delta t = 0,01 \text{ s}$;
- un seuil de blocage $\gamma_{stall} = 0,85$;
- un temps de validation de blocage $t_{stall} = 0,05 \text{ s}$;
- un temps de serrage court $t_{short} = 0,30 \text{ s}$;
- un temps de serrage long $t_{long} = 0,75 \text{ s}$;
- une vitesse d'augmentation de rampe $A_{up} = 5 \text{ s}^{-1}$;
- une vitesse de diminution de rampe $A_{dw} = 5 \text{ s}^{-1}$;
- un seuil d'augmentation de commande $r_{cmd} = 1,1$.

Le réglage des paramètres du contrôleur est réalisé de manière itérative et empirique. De plus amples travaux pourraient être menés pour régler ces paramètres de manière optimale en quantifiant des objectifs thermiques et de réactivité du système.

Réponse thermique à un échelon de commande d'amplitude maximale

On souhaite simuler le comportement du système dans les pires scénarios pour qualifier sa performance à réguler la montée en température du moteur. Le pire scénario identifié est le cas où un utilisateur envoie une consigne de serrage maximale pendant une très longue durée. On considère que l'objet est complètement serré dès le début de la simulation et que les doigts ne bougeront pas, ainsi le moteur est bloqué et $\gamma = 1$.

On observe dans ce cas un motif qui se répète avec une période de 1,0 seconde, comme présenté sur la figure 3.11. À chaque cycle, la commande augmente linéairement selon la rampe définie pendant un temps $t_{up} = 1/A_{up}$ de 200 ms dans le cas présent. Le contrôleur passe de l'état « Moteur actif » à l'état « Validation de serrage » dès que le courant dépasse le courant nominal I_{nom} . Il reste bloqué dans cet état et t_b n'incrémente pas tant que la commande est contrainte par la rampe. Lorsque la rampe est terminée, le contrôleur incrémente t_b pendant un temps t_{stall} de 50 ms et la commande est constante et maximale. Le contrôleur passe alors en état « Serrage court » puis « Serrage long » et la commande décroît pendant un temps $t_{dw} = 1/A_{dw}$, puis s'annule pour un temps de serrage complet t_{long} de 750 ms.

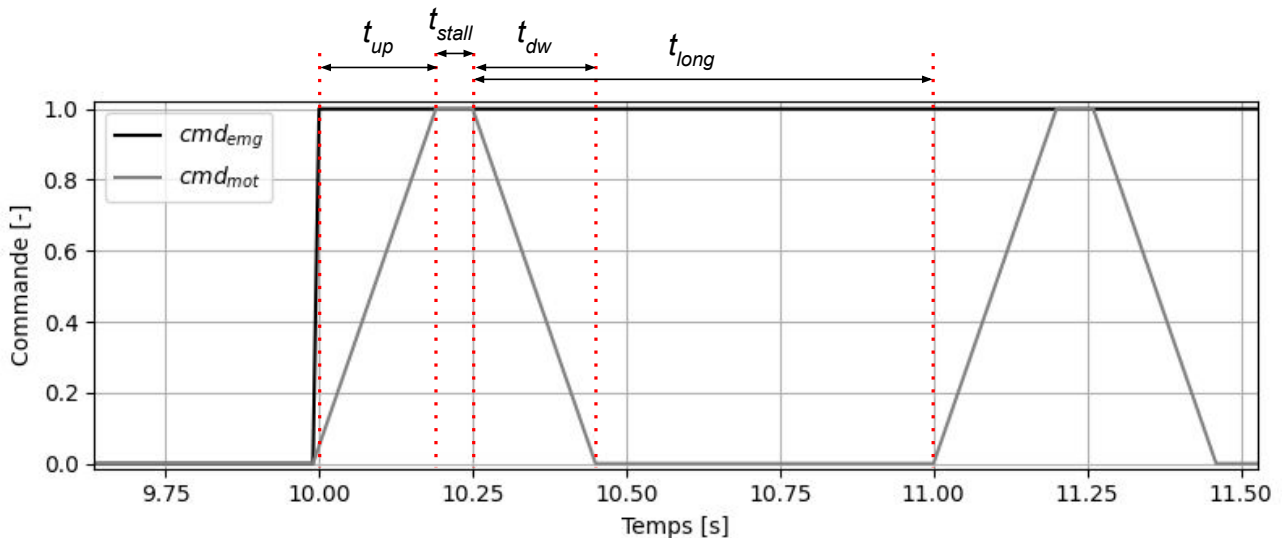


FIGURE 3.11 – Motif de la commande moteur cmd_{mot} généré lors d'un échelon unitaire de commande cmd_{emg} , en considérant $\gamma = 1$

Il est possible de calculer la puissance moyenne P_{avg} dissipée dans le cas où $\gamma = 1$. L'équation (3.8) présente la puissance moyenne en fonction de chaque paramètre du contrôleur et de la puissance

maximale $P_{max} = U_{batt}^2/R$. Pour les valeurs utilisées, on obtient $P_{avg}/P_{max} = 18,3\%$.

$$\begin{aligned}
 P_{avg} &= \frac{1}{t_{up} + t_{stall} + t_{long}} \int_0^{t_{up}+t_{stall}+t_{long}} \frac{U^2(t)}{R} dt \\
 &= \frac{1}{t_{up} + t_{stall} + t_{long}} \left(\int_0^{t_{up}} A_{up}^2 t^2 dt + \int_0^{t_{stall}} 1^2 dt + \int_0^{t_{dw}} (1 - A_{dw}t)^2 dt \right) \frac{U_{batt}^2}{R} \\
 &= \frac{1}{t_{up} + t_{stall} + t_{long}} \left(A_{up}^2 \frac{t_{up}^3}{3} + t_{stall} + A_{dw}^2 \frac{t_{dw}^3}{3} \right) \frac{U_{batt}^2}{R} \\
 &= \frac{t_{up}/3 + t_{stall} + t_{dw}/3}{t_{up} + t_{stall} + t_{long}} P_{max}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

L'évolution de la température est visible sur la figure 3.12. La forme de la réponse en température du moteur est semblable à la réponse obtenue sans contrôleur. On observe toutefois deux différences principales. Premièrement, une oscillation haute fréquence de la température du rotor est visible, d'une amplitude d'environ 5°C et correspondant à la répétition de cycle du contrôleur. La deuxième différence est la température atteinte après 50 secondes de fonctionnement : l'ajout du contrôleur permet de faire passer la différence de température entre le rotor et le stator de 500°C initialement à environ 100°C. Les limites thermiques préconisées sont dépassées au bout de 13 secondes (100°C pour le rotor).

La différence de température entre le rotor et le stator peut-être abaissée en augmentant par exemple l'accélération maximale. Cette différence descend ainsi à 70°C pour $t_{up} = t_{dw} = 0,1$ s. De même, réduire le temps de blocage t_{stall} à 0,01s permet de descendre la différence de température à 80°C.

On note que la température du stator augmente faiblement compte tenu de son temps de réponse, mais le maintien de ce régime finirait quand même par faire augmenter cette température, et donc la température du rotor également.

Le non-dépassement des limites thermiques n'est pas complètement garanti par le contrôleur, mais ce dernier réduit très significativement la hausse de température et allonge le temps nécessaire pour atteindre les limites thermiques. Le choix des paramètres du contrôleur a un impact non négligeable sur la réponse thermique et il sera donc nécessaire d'ajuster chacune de ces valeurs lors d'expérimentations avec la prothèse finale.

Modélisation du serrage d'un objet élastique

Afin de comprendre le comportement de la prothèse non seulement lorsqu'elle est serrée, mais également lorsqu'elle prend un objet, on souhaite pouvoir modéliser ici l'ensemble du système lors d'une préhension. On considère alors les éléments suivants :

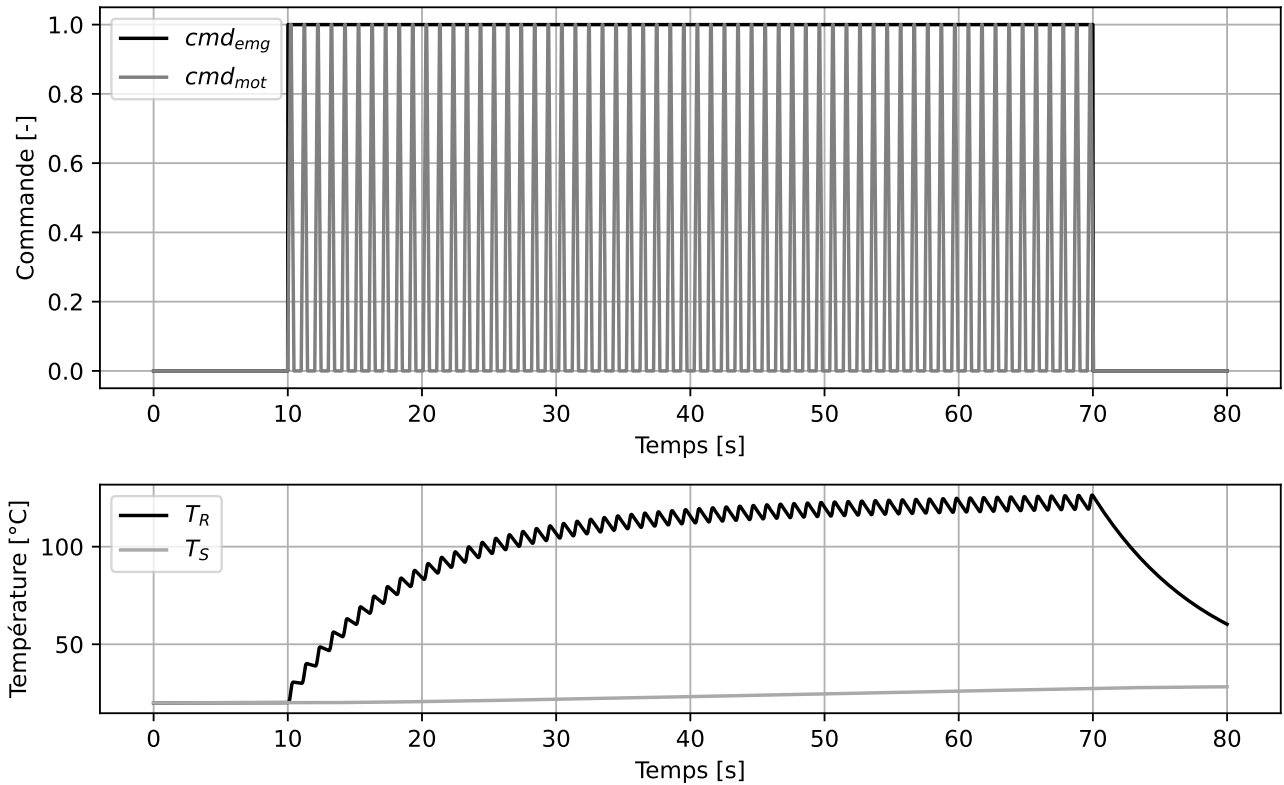


FIGURE 3.12 – Commande moteur cmd_{mot} générée lors d'un échelon unitaire de commande cmd_{emg} et températures résultantes du rotor T_R et du stator T_S , en considérant $\gamma = 1$

- le moteur DC précédemment modélisé, fournissant un couple τ_{mot} à une vitesse ω_{mot} sous une tension U conformément à l'équation (3.2).
- Un mécanisme irréversible idéal, bloquant le mouvement lorsque le couple de sortie τ_{nbd} est supérieur au couple de blocage du moteur, ou transmettant le mouvement (couple et vitesse) entre le moteur et la transmission sinon. L'ensemble {moteur + mécanisme irréversible} est modélisé en un seul bloc selon l'équation (3.9).
- Une transmission réduisant la vitesse d'un facteur $R_g=1/330$ entre le moteur et l'objet avec un rendement global $\eta_g=0,28$.
- Un objet élastique se comportant comme un ressort de torsion selon l'équation (3.10), avec une raideur du ressort $K_{spring}=0,33$ N.m/° et un angle à vide $\theta_0=30^\circ$, ce qui correspond à l'effort maximal de serrage pour $\theta_{obj} \approx 50^\circ$.

$$\begin{cases} \tau_{mot} = \tau_{nbd} & ; & \omega_{mot} = \frac{1-Rk_I\tau_{mot}}{k_E} & \text{si } U > Rk_I\tau_{nbd} \\ \tau_{mot} = \frac{U}{Rk_I} & ; & \omega_{mot} = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (3.9)$$

$$\begin{cases} \tau_{obj} = K_{spring}(\theta_{obj} - \theta_0) & \text{si } \theta_{obj} > \theta_0 \\ \tau_{obj} = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (3.10)$$

Ces paramètres de simulation sont choisis avec des ordres de grandeur similaires au prototype présenté section 2.5.1. L'ensemble du système est présenté sur la figure 3.13.

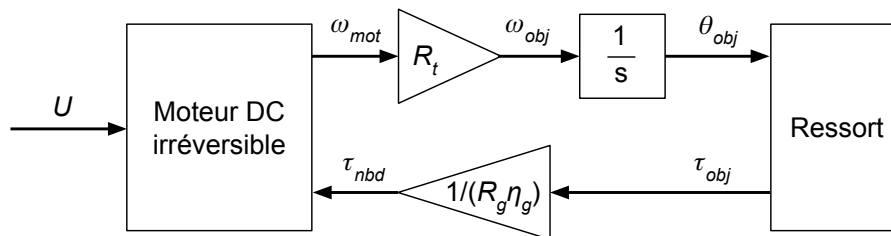


FIGURE 3.13 – Schéma bloc de la simulation de la prise d'un objet élastique par une transmission irréversible

Serrage d'un objet par échelon de commande avec et sans coupe-circuit

Dans une première simulation, on souhaite évaluer l'impact de l'ajout du coupe-circuit sur un cas simple. On choisit de simuler un serrage d'intensité maximale correspondant à un échelon de commande cmd_{emg} , maintenu pendant 2 s. Un second serrage est effectué après une courte pause, pour observer l'effet d'une contraction de la part de l'utilisateur qui souhaiterait insister sur le serrage pour le sécuriser.

La figure 3.14 montre les signaux de commandes et l'état du contrôleur, et la figure 3.15 montre les grandeurs de mouvement (vitesse ω_{mot} , couple τ_{nbd}) et les températures du moteur dans le cas où le coupe-circuit n'est pas utilisé. On observe tout d'abord une rampe de vitesse sans couple, correspondant à la phase d'approche de la main. Après 0,3 seconde, les doigts entrent en contact et la vitesse réduit en même temps que le couple augmente. Enfin, la vitesse s'annule, tandis que le couple se stabilise à sa valeur finale de 75,1 N.mm. Le temps de réponse à 95% en couple est d'environ 0,3 seconde, soit un serrage effectué en 0,6 seconde. La température de rotor dépasse sa limite dès le premier échelon, et continue à augmenter sur le deuxième échelon alors que la vitesse et le couple n'évoluent pas.

La figure 3.16 montre les signaux de commande lorsque le coupe-circuit est utilisé, et la figure 3.17 montre les grandeurs physiques. On constate la même rampe de vitesse, et la même évolution de la

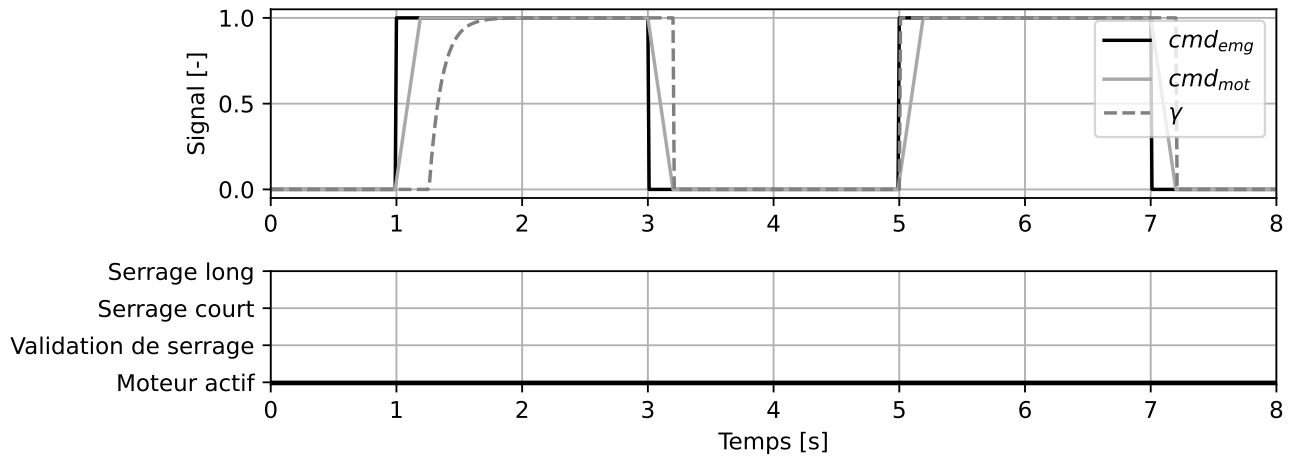


FIGURE 3.14 – Signaux de commande simulés lors de la prise d'un objet élastique sans coupe-circuit par deux échelons de commande cmd_{emg} de 2 s

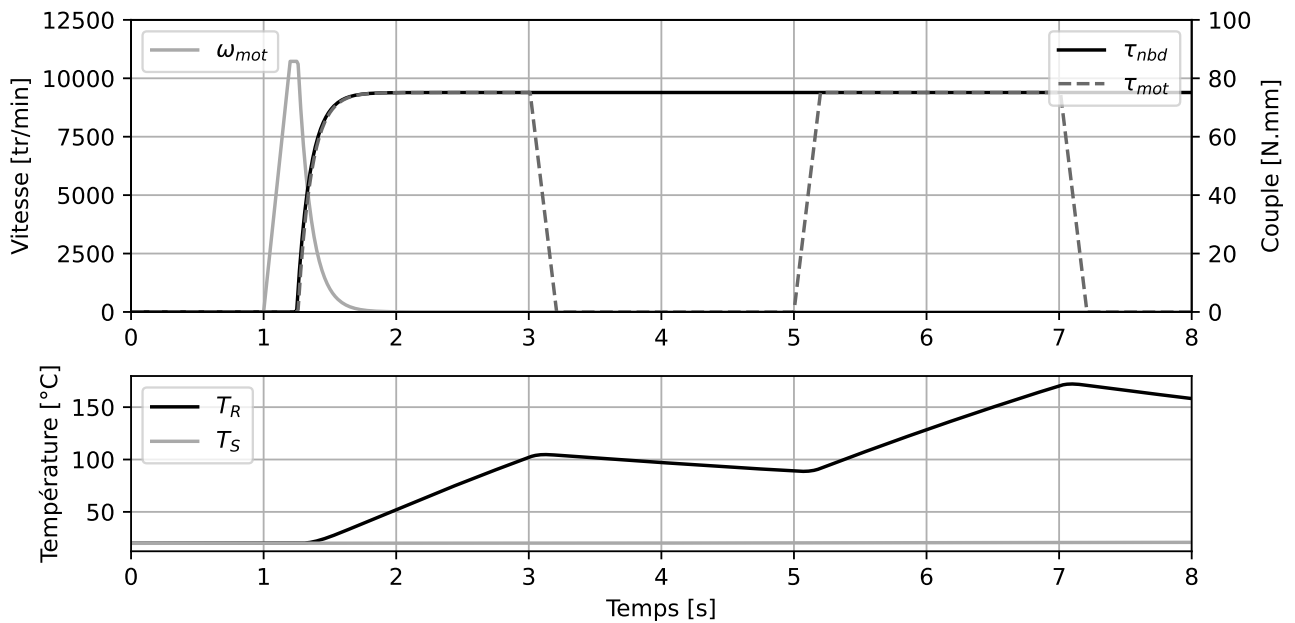


FIGURE 3.15 – Grandeurs physiques simulées lors de la prise d'un objet élastique sans coupe-circuit par deux échelons de commande cmd_{emg} de 2 s

vitesse et du couple après contact. À la première coupure du contrôleur, le couple atteint 69,7 N.mm soit 93% de la valeur finale obtenue, alors que la température de rotor a augmenté d'une dizaine de degrés. On observe ensuite plusieurs pics de commande moteur, correspondant au motif de la figure 3.11. Après trois pics, le couple atteint 74,2 N.mm, soit 99% du couple de serrage maximal. La température maximale

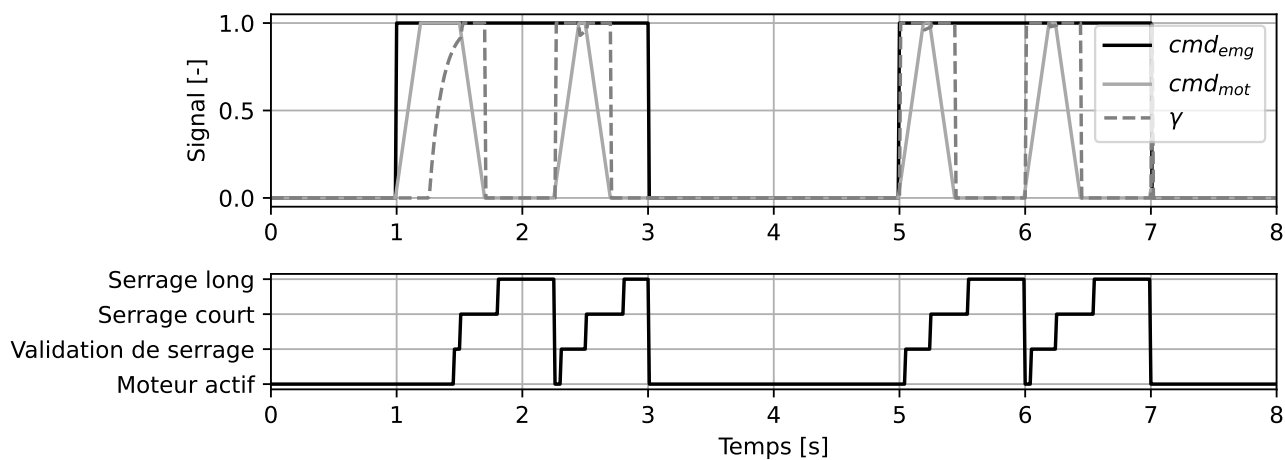


FIGURE 3.16 – Signaux de commande simulés lors de la prise d'un objet élastique avec coupe-circuit par deux échelons de commande cmd_{emg} de 2 s

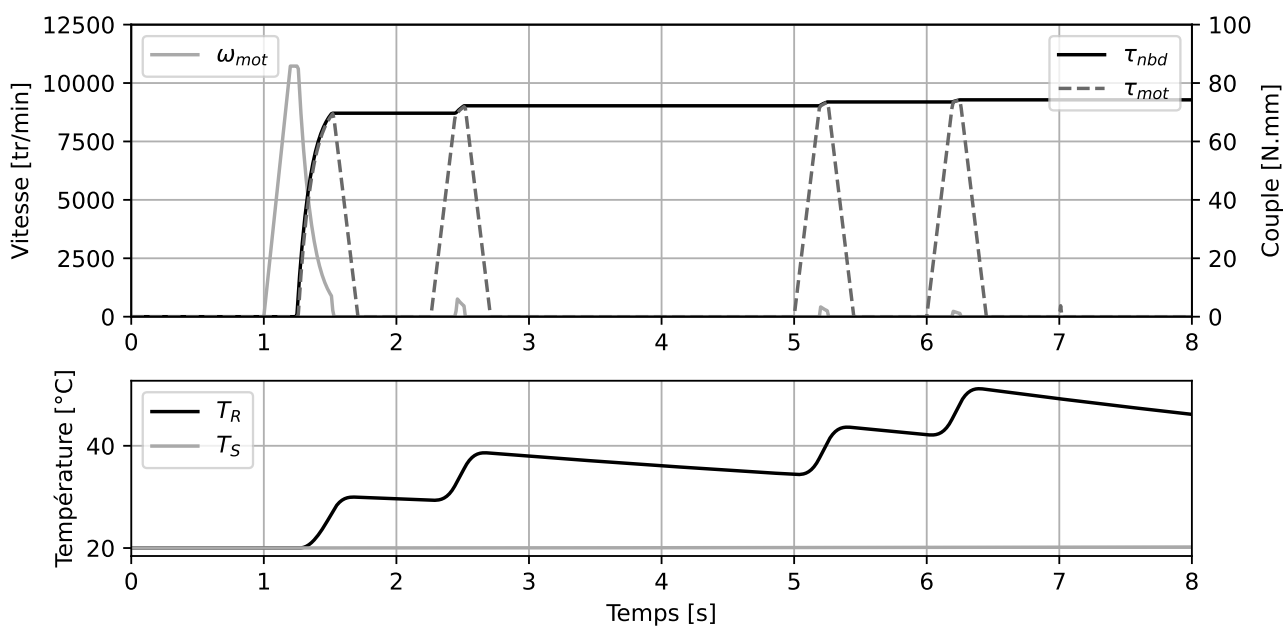


FIGURE 3.17 – Grandeurs physiques simulées lors de la prise d'un objet élastique avec coupe-circuit par deux échelons de commande cmd_{emg} de 2 s

de rotor relevée est inférieure à 52°C.

Serrage d'un objet par rampe de commande

Lors d'un serrage, l'intensité demandée est rarement maximale dès le début du geste. L'utilisateur ou l'utilisatrice va plutôt avoir tendance à augmenter la force de serrage au fur et à mesure du mouvement. Or, le coupe-circuit peut s'activer alors que l'utilisateur souhaite encore augmenter la force de serrage. Pour évaluer un potentiel gêne occasionné, on simule le serrage à partir d'un signal de rampe, atteignant la commande maximale en 5 secondes. La figure 3.18 montre les signaux de commande simulés, et la figure 3.19 montre les grandeurs physiques.

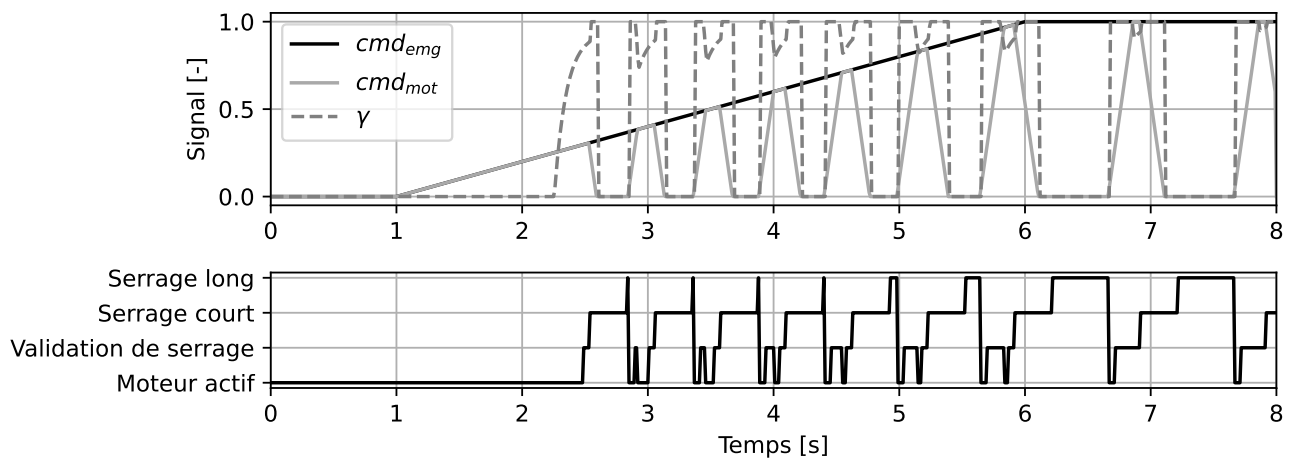


FIGURE 3.18 – Signaux de commande simulés lors de la prise d'un objet élastique avec coupe-circuit par une rampe de commande cmd_{emg} de 5 s

On observe sur cette simulation plusieurs pics d'intensité différente. Les premiers pics sont très rapprochés. Ainsi, le temps entre les deux premiers pics est d'environ 0,5 seconde, inférieur à 1,0 seconde pour un échelon. Cela permet de mieux suivre la consigne de rampe. La réponse de couple est en forme d'escalier, avec une augmentation de couple à chaque pic et une stabilisation à chaque coupure. Après une première rampe permettant d'atteindre 30% du couple maximal de serrage, on observe plusieurs augmentations successives d'environ 10% de la valeur maximale. Ce couple final est atteint avec environ 1,0 seconde de retard sur la consigne EMG. Enfin, en termes de température, on observe une augmentation non négligeable de 40°C au niveau du rotor sur l'ensemble de la rampe, mais cela reste largement dans les limites acceptables.

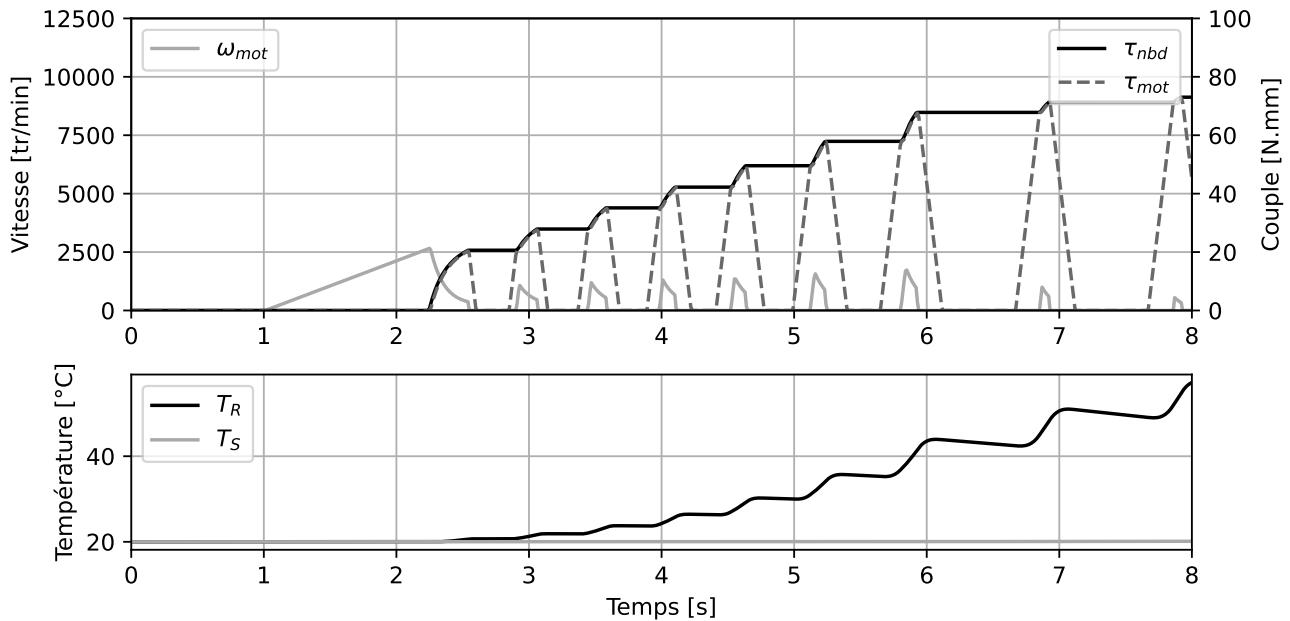


FIGURE 3.19 – Grandeurs physiques simulées lors de la prise d'un objet élastique avec coupe-circuit par une rampe de commande cmd_{emg} de 5 s

3.5 Expérimentation sur banc d'essai

Description du banc d'essai

Un banc d'essai a été utilisé pour mesurer et valider le fonctionnement attendu de la commande. En effet, si cette stratégie de commande a également été implémentée sur la prothèse développée au chapitre 2, le prototype est peu adapté à des mesures fiables et répétables. Un banc de test muni seulement des fonctions nécessaires est préféré pour isoler et valider les effets souhaités sur la prothèse.

Le moteur ne disposant pas de capteur permettant d'accéder à la température du rotor, il ne s'agit pas de valider le comportement thermique attendu du moteur, mais de valider que l'activation du coupe-circuit et l'évolution du courant dans le moteur correspondent aux simulations avec la commande implémentée dans le cas d'un serrage d'un objet élastique.

Le banc de test, présenté sur la figure 3.20, est constitué des éléments suivants :

- d'un moteur Portescap 22N78 6V nominal identique à celui utilisé dans le prototype de prothèse développé ;
- d'un réducteur Portescap K24 de rapport de réduction 1/8 identique à celui utilisé dans le prototype de prothèse développé ;

- d'un système vis-écrou irréversible de pas 1 mm ;
- d'une butée élastique de raideur de 28 N/mm avec une course maximale de 2,5 mm ;
- d'un contrôleur moteur Pololu VNH5019 commandé avec un signal PWM à 800 Hz équipé d'un capteur de courant ;
- d'un micro-contrôleur Arduino Nano Every réalisant le commande.

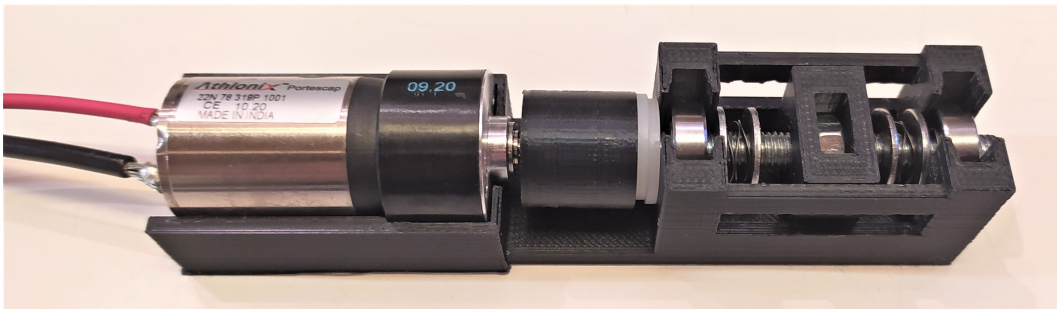


FIGURE 3.20 – Banc de test muni d'un moteur et d'une transmission irréversible, réalisant le serrage d'un ressort en butée

Afin de garder une cohérence sur les raideurs utilisées entre la simulation et l'expérimentation, on compte le nombre de tours de moteur du contact de l'objet jusqu'au serrage complet dans les deux cas (ici 20 tours du moteur). Il aurait été possible de calculer dans chaque cas une raideur équivalente rapportée au moteur, mais il aurait été alors nécessaire de prendre en compte les pertes importantes en frottement dans le système vis-écrou et difficilement mesurables.

On notera que la fréquence de PWM choisie est génératrice de bruit pour l'oreille humaine. Une fréquence plus élevée (à partir de 20 kHz) est intéressante pour limiter le bruit perçu, mais le contrôleur sélectionné présente de fortes non-linéarités à ces fréquences élevées.

Serrage d'un objet par échelon de commande

La première expérience consiste à reproduire le serrage d'un objet par échelon de commande étudié en simulation. La figure 3.21 montre l'état du contrôleur pendant l'expérience, et la figure 3.22 montre l'estimation du couple en sortie de moteur τ_{mot} à partir du courant mesuré I_{mes} . Le couple irréversible τ_{nbd} est également estimé en remarquant que $\tau_{nbd}(t) = \max(\tau_{mot}([0; t]))$ lors d'une phase de serrage.

Le résultat d'expérience est proche de la simulation. En particulier, on observe bien une période de 1,0 seconde entre les pics de courant. On observe également que le premier pic de consigne cmd_{mot} est plus long que les autres, comme en simulation (voir fig. 3.16). On peut observer plusieurs différences sur le signal γ_{est} . Tout d'abord, un premier pic est visible, correspondant au pic de courant du démarrage

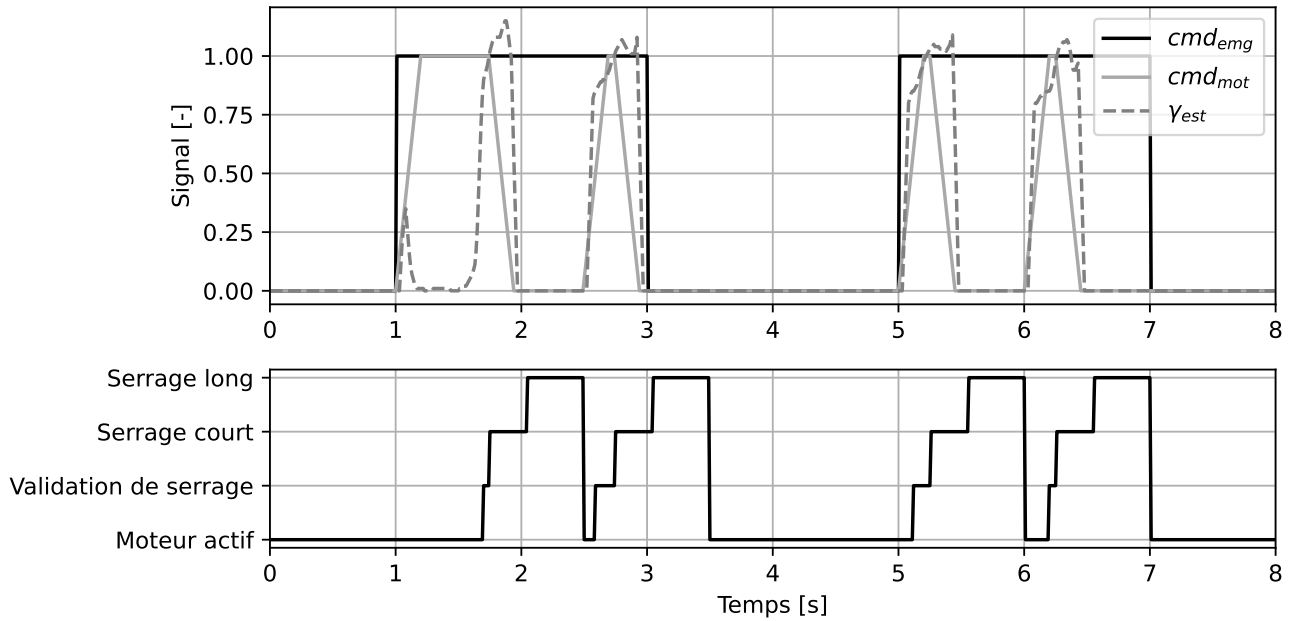


FIGURE 3.21 – Consigne générée par le contrôleur de l'expérience lors de la prise d'un objet élastique par deux échelons de commande cmd_{emg} de 2 s

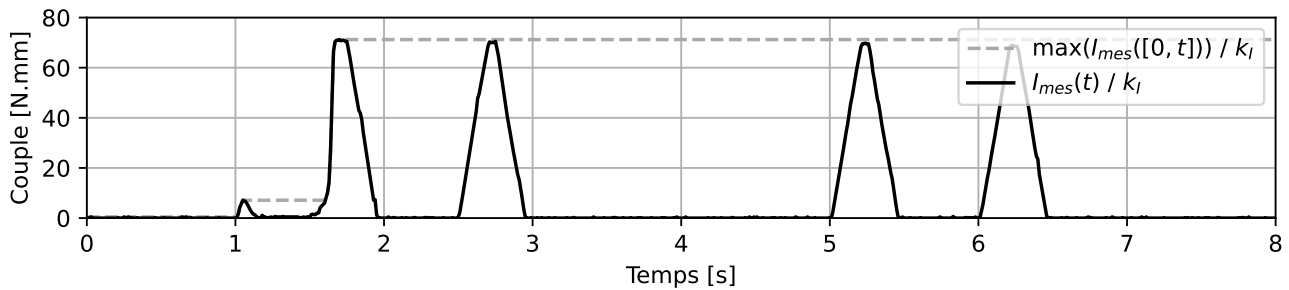


FIGURE 3.22 – Couple estimé à partir de la mesure de courant lors de la prise d'un objet élastique par deux échelons de commande cmd_{emg} de 2 s

lié à l'inertie de l'ensemble, négligée sur les simulations. Ce pic n'est toutefois pas confondu avec un serrage. Ensuite, on observe que γ_{est} dépasse légèrement 1. Plusieurs raisons peuvent expliquer cette incohérence, comme une chute de tension de batterie sous pic de courant, une mauvaise identification de la résistance de moteur R , ou encore sa variation selon la température et le courant auquel elle est soumise.

Une autre observation intéressante est le fait que le couple est maximal dès le premier pic de serrage et n'augmente pas davantage sur les autres pics, contrairement à la simulation (voir fig. 3.17). Différentes

hypothèses peuvent expliquer cette différence, comme la présence de non-linéarité dans les frottements du système, ou dans le contrôleur moteur par exemple. Une vitesse de serrage plus faible qu'en simulation peut également expliquer une tension contre-électromotrice E plus faible et un courant plus élevé dès le premier serrage. Ce phénomène n'est pas problématique dans le cas présent.

Serrage d'un objet par rampe de commande

La deuxième expérience reproduit le serrage par rampe de commande étudié en simulation. La figure 3.23 montre l'état du contrôleur pendant l'expérience, et la figure 3.24 montre l'estimation du couple en sortie de moteur τ_{mot} à partir du courant mesuré I_{mes} , ainsi que le couple irréversible τ_{nbd} .

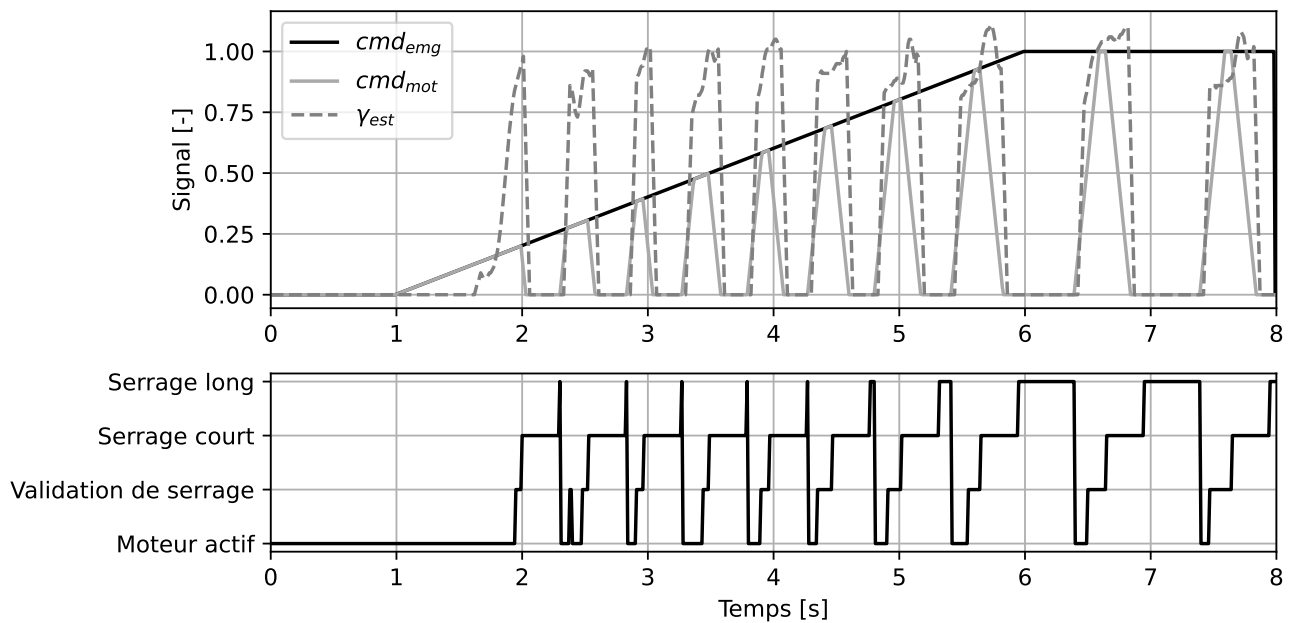


FIGURE 3.23 – Consigne générée par le contrôleur de l'expérimentation lors de la prise d'un objet élastique par une rampe de commande cmd_{emg} de 5 s

De même que pour le serrage par échelon de commande, on observe que le comportement obtenu par rampe de commande est très proche de la simulation. On observe les mêmes périodes de 0,5 à 1,0 seconde entre deux pics de commande, sur la simulation (fig. 3.18) et sur l'expérimentation. En termes de différence, γ_{est} augmente plus vite dans l'expérience, ce qui produit le premier pic de serrage plus rapidement. Ainsi, un pic de plus est observé le long de la rampe au cours de l'expérimentation par rapport à la simulation. On observe également comme dans la précédente expérimentation que γ_{est} peut dépasser 1.

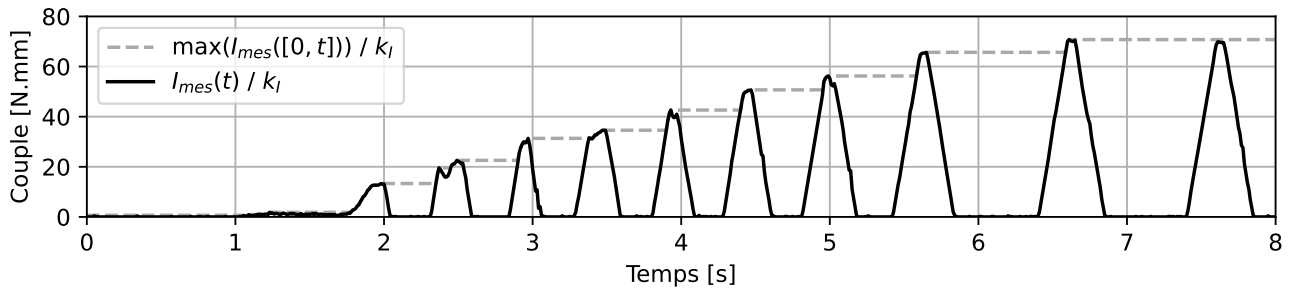


FIGURE 3.24 – Couple estimé à partir de la mesure de courant lors de la prise d'un objet élastique avec coupe-circuit par une rampe de commande cmd_{emg} de 5 s

L'évolution du couple ressemble beaucoup à la simulation (fig. 3.19), et le couple final est atteint avec 0,6 seconde de retard sur la consigne. Cette expérimentation valide que le contrôleur répond effectivement aux objectifs fixés.

3.6 Bilan de l'étude

La stratégie de commande présentée permet d'utiliser les pleines capacités d'un moteur DC couplé à une transmission irréversible capable de maintenir une force de serrage sans perte d'énergie. Alors que cette stratégie a été développée pour répondre principalement à des contraintes thermiques, elle va également dans le sens d'une réduction importante de l'énergie consommée et donc d'une augmentation de l'autonomie des batteries. Aucune stratégie similaire n'a été trouvée dans la littérature, seules des mentions de modes de commande utilisés par certains constructeurs sont répertoriées sans explication des méthodes correspondantes.

Des simulations ont permis de qualifier le comportement du contrôleur lors du serrage d'un objet, et d'en quantifier les performances. Ces performances ne garantissent pas le non-dépassement des limites thermiques du moteur, et le contrôleur proposé pourra être agrémenté d'un « mode dégradé » permettant de ne pas endommager le moteur lors d'une surchauffe en diminuant momentanément les performances de la prothèse. Des expérimentations confirment le comportement observé en simulation, bien que la température critique du rotor n'ait pu être mesurée.

Ce travail pourrait être prolongé par la mesure de température du rotor avec un moteur adapté, et par la validation du fonctionnement sur un prototype de prothèse fonctionnel. Le comportement du moteur pourrait être qualifié pour un ensemble d'objets, mais surtout la précision de saisie et le ressenti de l'utilisateur pourraient être mesurés.

CONCEPTION D'UNE NOUVELLE CINÉMATIQUE ANTHROPOMORPHE À DEUX PRISES

La réalisation du premier prototype (voir chapitre 2) a montré la difficulté de construire une nouvelle cinématique qui permet d'obtenir une apparence anthropomorphique, ce qui peut être une source de rejet de la prothèse. Dans cette étude, une nouvelle méthode est développée pour construire l'architecture cinématique d'une nouvelle prothèse à partir de scans 3D d'une main, afin d'obtenir l'apparence la plus anthropomorphique possible.

Il a également été essayé dans le premier prototype de transmettre le mouvement des doigts supérieurs au pouce avec des câbles pour faciliter la conception et l'intégration mécanique, mais les câbles montrent leurs limites pour transmettre des efforts importants et respecter les performances souhaitées.

Ce chapitre propose un nouveau concept d'architecture cinématique. Premièrement, une nouvelle méthode permet de placer les liaisons des doigts pour obtenir une apparence anthropomorphique, à partir des scans 3D d'une main. Différentes approches sont utilisées et combinées. Le résultat montre une nette amélioration par rapport au précédent prototype, et contribue à résoudre la problématique d'anthropomorphisme (b).

Ensuite, une nouvelle transmission interdigitale rigide est proposée, basée sur une bielle liant les doigts supérieurs au pouce avec des liaisons rotules. Les paramètres géométriques décrivant le mécanisme sont soumis à une optimisation sous contrainte permettant d'obtenir un comportement le plus proche de celui souhaité. Les résultats sont évalués à partir du facteur de transmission d'effort, et la sensibilité aux variations est calculée. Finalement, une maquette permet de valider le principe utilisé.

Ce processus de conception qui est détaillé précisément ici constitue une contribution majeure de ce travail (c), qui permet de bien comprendre le mécanisme et de pouvoir l'adapter à de nouvelles valeurs d'entrée ou des contraintes légèrement différentes dans de prochaines itérations de conception.

Ce travail a été publié dans un article de journal [9].

4.1 Placement anthropomorphique des liaisons des doigts

L'esthétique de la prothèse est primordiale pour son acceptation. Le placement et le mouvement des doigts sont des facteurs qui influencent l'esthétique. Certaines entreprises choisissent d'assumer l'aspect robotisé de la prothèse avec des doigts supérieurs les uns aux autres, et une rotation de 90° entre la position latérale et la position opposée, comme sur la prothèse *i-Limb*. D'autres préfèrent une apparence plus anthropomorphique permettant à l'utilisateur de mieux dissimuler son handicap s'il le souhaite. Le placement des doigts est plus anthropomorphique avec des doigts moins alignés et des angles de rotation moins conventionnels, comme sur la *Michelangelo*. Cette approche a été retenue, la discrétion de la prothèse pouvant aider son acceptation, surtout dans des pays où le handicap peut être source de discrimination.

Dans le but d'améliorer l'anthropomorphisme, on choisit de séparer les articulations de chaque doigt supérieur comme initialement proposé sur la figure 1.11. Il s'agit alors dans un premier temps de définir l'emplacement des deux liaisons du pouce, puis de définir les différentes liaisons des doigts supérieurs.

4.1.1 Placement des axes de flexion et de rétropulsion du pouce

La construction cinématique du pouce est plus complexe que celui des doigts supérieurs, puisque le pouce est lié à la paume par deux liaisons en série, et doit permettre de réaliser une préhension stable en prise opposée comme en prise latérale.

Formalisme de la transformation par vissage

Dans le but de décrire les liaisons pivots et les mouvements du pouce, on utilise ici le formalisme de la transformation par vissage. Toute transformation de l'espace peut être exprimée par une rotation autour d'un axe Δ et d'une translation le long de ce même axe. Cette représentation est appelée un vissage.

Une transformation d'un repère i à un autre j sous sa forme homogène est décrite par une matrice jT_i qui contient les coordonnées du repère i exprimées par rapport au repère j . Cette matrice homogène est composée d'une matrice de rotation jR_i et une translation ${}^j\mathbf{p}_i$ telles que :

$${}^jT_i = \begin{bmatrix} {}^jR_i & {}^j\mathbf{p}_i \\ \mathbf{0}^\top & 1 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$${}^j \mathbf{R}_i = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

$${}^j \mathbf{p}_i = \begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

La représentation sous forme de vissage est définie par un point $\boldsymbol{\rho}$ appartenant à l'axe de rotation Δ , un vecteur unitaire $\hat{\boldsymbol{\omega}}$ selon la direction de l'axe, un angle de rotation Θ autour de l'axe Δ et une translation h selon Δ . Le passage de la transformation homogène à cette représentation est donnée dans [80], avec \mathbf{l} un vecteur de calcul intermédiaire :

$$\mathbf{l} = \begin{bmatrix} r_{32} - r_{23} \\ r_{13} - r_{31} \\ r_{21} - r_{12} \end{bmatrix}^\top \quad (4.4)$$

$$\Theta = \text{sign}(\mathbf{l} \cdot {}^j \mathbf{p}_i) \left| \arccos \left(\frac{r_{11} + r_{22} + r_{33} - 1}{2} \right) \right| \quad (4.5)$$

$$h = \frac{\mathbf{l} \cdot {}^j \mathbf{p}_i}{2\Theta \sin \Theta} \quad (4.6)$$

$$\boldsymbol{\rho} = \frac{(\mathbf{I}_{3 \times 3} - {}^j \mathbf{R}_i^\top) \cdot {}^j \mathbf{p}_i}{2(1 - \cos \Theta)} \quad (4.7)$$

$$\hat{\boldsymbol{\omega}} = \frac{\mathbf{l}}{2 \sin \Theta} \quad (4.8)$$

Cette représentation utilise huit paramètres (les vecteurs $\boldsymbol{\rho}$ et $\hat{\boldsymbol{\omega}}$, les scalaires Θ et h) et est donc surabondante de deux. Un paramètre libre de $\boldsymbol{\rho}$ peut être fixé arbitrairement et le second paramètre surabondant peut être trouvé en sachant que la norme de $\hat{\boldsymbol{\omega}}$ est unitaire [80].

On note également avec cette notation qu'une rotation pure est un vissage où $h = 0$, c'est-à-dire en retirant un paramètre indépendant. De cette manière, une rotation pure peut être décrite les sept paramètres restants de la transformation par vissage ou les cinq paramètres indépendants correspondants. Le paramètre Θ donne l'intensité de la rotation alors que les six autres paramètres de $\boldsymbol{\rho}$ et $\boldsymbol{\omega}$, composés de quatre paramètres indépendants, définissent un axe de rotation.

Formulation du problème

Deux liaisons pivots sont placées en série pour bouger le pouce. Comme présenté dans la section 4.1.1, chaque axe de rotation de ces liaisons peut être défini par quatre paramètres indépendants. Par conséquent, huit paramètres définissent le placement de ces deux axes. Les trois angles de rotation qui correspondent aux trois mouvements entre les quatre positions extrêmes comme montré sur la figure 2.4 doivent également être définis, pour un total de onze paramètres indépendants à définir.

En plus de l'aspect esthétique, le mouvement du pouce doit permettre une préhension stable et une confiance de saisie pour l'utilisateur. Plusieurs tests permettent de décrire la mobilité du pouce. Par exemple, le test de Kapandji est utilisé pour la conception de mains robotiques dans [81]. Grebenstein [82] propose également d'utiliser le test de Kapandji pour définir un ensemble d'angles permettant de concevoir une main anthropomorphe. Cependant, ces méthodologies sont adaptées pour des mains avec de nombreuses articulations, ce qui n'est pas le cas de la cinématique sélectionnée ici. À la place, on préfère ici baser les mouvements du système proposé sur des observations de mains humaines.

Afin de définir les liaisons des doigts, on commence par définir les quatre positions extrêmes : fermée ou ouverte pour chaque prise opposée ou latérale. Ces dernières sont choisies empiriquement par observation des poses naturelles de la main et des facilités de préhension. Les quatre positions sont ensuite numérisées à l'aide d'un scanner 3D [83]. La figure 4.1 montre le résultat du scan d'une main gantée dans les quatre positions extrêmes.

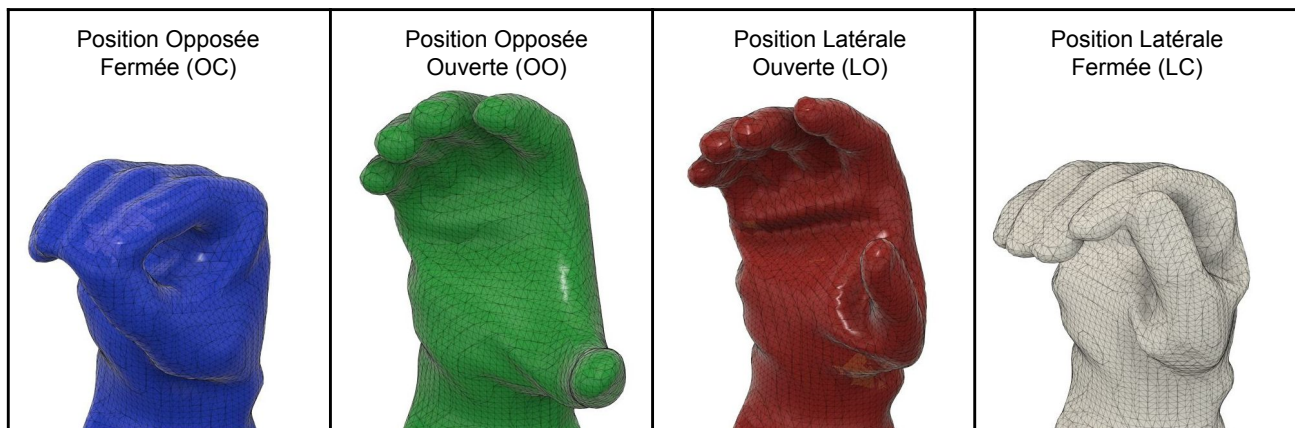


FIGURE 4.1 – Scan des quatre positions extrêmes du pouce

Les surfaces scannées sont ensuite superposées de sorte à avoir un repère commun. Un volume correspondant à la partie supérieure du pouce est modélisé dans le logiciel de CAO, et est dupliqué dans les différentes positions pour faire correspondre ce volume aux différentes surfaces scannées. La figure 4.2

montre les quatre surfaces superposées, avec le placement du volume du pouce (en jaune) correspondant à chaque position.



FIGURE 4.2 – Superposition des quatre surfaces scannées et placement d'un volume (en jaune) en correspondance des surfaces

Quatre volumes sont placés dans l'espace. En prenant un premier volume en référence, il est possible de décrire les positions et orientations relatives des trois autres volumes en utilisant trois transformations spatiales. Chaque transformation peut être décrite par six paramètres indépendants, pour un total de 18 paramètres indépendants pour les trois transformations.

Le problème est alors de définir les 11 paramètres géométriques désirés (les deux axes de rotation et les trois angles de rotation) à partir des 18 paramètres obtenus avec les transformations.

Simplification du problème

Bien qu'il serait possible d'utiliser des méthodes pour définir les 11 paramètres d'un coup, le découpage et la simplification du problème ont été privilégiés pour permettre l'utilisation d'outils plus simples.

Dans un premier temps, seules trois positions et deux transformations sont considérées. On choisit ici de ne pas considérer la position latérale fermée LC du pouce. Le problème est alors découpé en deux sous-problèmes identiques : définir un axe de liaison pivot et un angle de rotation pour chaque transformation donnée. Il s'agit alors de définir 5 paramètres géométriques à partir de 6 paramètres de transformations. La transformation de la position opposée fermée OC à la position opposée ouverte OO donnera l'axe de flexion, et la transformation de la position opposée ouverte OO à la position latérale ouverte LO donnera l'axe de rétropulsion.

Dans un deuxième temps, on constate si les axes obtenus peuvent permettre de placer le pouce dans une position latérale fermée LC « acceptable ».

Puisque le problème est sur-contraint, la solution trouvée va dépendre de l'approche de résolution choisie. La définition de cinq paramètres à partir de six paramètres indépendants résultera en une perte d'information, et l'approche de résolution est de déterminer quelle information peut être ignorée. Deux approches différentes sont évaluées ici.

Approche simplifiée - représentation en vissage

Par essence de l'anatomie de la main, le mouvement du pouce correspond à des rotations pures, sans translation. À partir de cette observation, l'axe de rotation souhaité peut être choisi comme étant celui donné par la représentation de vissage. La translation est alors ignorée, et l'angle de rotation est donné directement par la représentation. En ignorant la valeur de translation h , on s'assure de convertir les six paramètres indépendants d'un vissage en cinq paramètres indépendants d'une rotation pure.

Le mouvement de rotation pure obtenu est légèrement différent de la transformation initiale. L'évaluation de ce décalage permet d'évaluer la pertinence de la méthode pour définir les axes de liaison du pouce. Une méthode pour évaluer ce décalage est de faire tourner le pouce de la position opposée ouverte (OO) vers les autres positions $P \in \{OC, LC, LO\}$ selon les axes construits, et calculer alors la transformation entre le corps du pouce en position P, et le corps du pouce obtenu par rotation jusqu'à la position P. Par exemple, le pouce est pivoté de la position OO à la position OC, donnant un nouveau corps en position OC. La transformation entre la position OC originale et la nouvelle position OC est calculée. Le tableau 4.1 montre les résultats des transformations obtenues. Les origines des repères utilisés sont placées au centre de gravité des volumes définis à la numérisation.

Les résultats obtenus sont difficiles à interpréter. S'il est facile de regarder la distance entre les centres de gravité du pouce, définir une mesure pertinente d'une « distance » globale prenant en compte la rotation et la position est bien plus compliqué, les rotations et les translations n'étant pas homogènes.

Une autre solution plus simple est de regarder l'interférence entre le volume du pouce obtenu par transformation et par rotation pure, comme présenté sur la figure 4.3. L'interférence est mesurée pour chaque mouvement, et les résultats sont présentés dans le tableau 4.2.

On observe que les positions opposée fermée OC et latérale ouverte LO reconstruites sont proches des positions originales. La reconstruction de la position latérale fermée est moins bonne. Cela semble cohérent avec la méthode de construction : cette position n'entre pas dans les calculs permettant de définir les axes.

Élément mesuré	${}^j R_i$	${}^j p_i$ [mm]
Transformation entre la position OC originale (j) et la position OC obtenue par rotation de flexion (i)	$\begin{bmatrix} 0.985 & 0.037 & -0.170 \\ -0.087 & 0.950 & -0.299 \\ 0.150 & 0.310 & 0.939 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.8 \\ -0.1 \\ -1.4 \end{bmatrix}$
Transformation entre la position LO originale (j) et la position LO obtenue par rotation de rétropulsion (i)	$\begin{bmatrix} 1.000 & -0.004 & 0.006 \\ 0.004 & 1.000 & 0.005 \\ -0.006 & -0.005 & 1.000 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1.7 \\ -1.0 \\ -0.2 \end{bmatrix}$
Transformation entre la position LC originale (j) et la position LC obtenue par rotation de rétropulsion puis par rotation de flexion (i) jusqu'au contact de l'index	$\begin{bmatrix} 0.993 & 0.102 & 0.052 \\ -0.108 & 0.984 & 0.142 \\ -0.037 & -0.147 & 0.988 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 7.5 \\ -0.7 \\ -11.0 \end{bmatrix}$

TABLE 4.1 – Évaluation des erreurs de placement des axes du pouce par transformation entre la position originale et la position reconstruite par rotation, exprimées dans le repère fixe



FIGURE 4.3 – Superposition du volume du pouce dans la position opposée ouverte OO souhaitée (en jaune) et du volume obtenu par rotation du pouce en position opposée fermée OC (grisé)

Élément mesuré	Volume d'interférence	Pourcentage d'interférence
Volume initial	24,234 cm ³	
Interférence en position opposée fermée	22,248 cm ³	91,8%
Interférence en position latérale ouverte	21,472 cm ³	88,6%
Interférence en position latérale fermée	9,295 cm ³	38,4%

TABLE 4.2 – Mesure des taux d'interférences obtenus en utilisant la représentation par vissage

Approche simplifiée - transformation de la « fibre neutre »

Une deuxième méthode de résolution est possible en remarquant que la forme d'un pouce est proche d'un cylindre. On peut alors tolérer une différence de rotation du pouce autour de son axe propre (ou

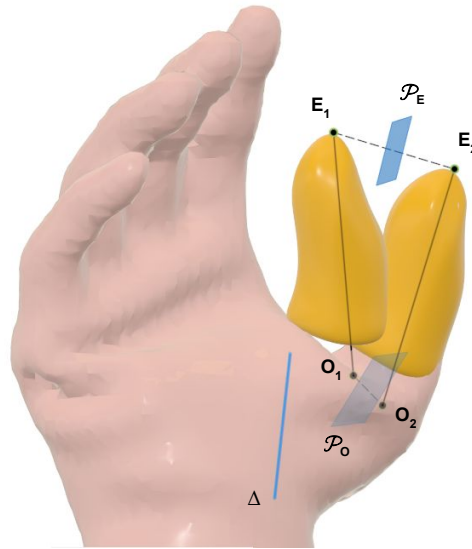


FIGURE 4.4 – Définition de l'axe de rotation Δ par transformation de la fibre neutre

fibre neutre) entre la transformation initiale et la transformation obtenue.

Alors qu'une translation a été ignorée dans l'approche par vissage, on choisit ici d'ignorer une rotation bien choisie.

La fibre neutre du pouce est représentée par un segment \mathbf{EO} dans les deux positions voulues. Il s'agit alors de trouver la rotation unique entre les deux segments $\mathbf{E}_i\mathbf{O}_i$ et $\mathbf{E}_j\mathbf{O}_j$. La rotation conservant les distances, tout point \mathbf{G}_i appartenant au segment $\mathbf{E}_i\mathbf{O}_i$ et son image par rotation \mathbf{G}_j appartenant au segment $\mathbf{E}_j\mathbf{O}_j$ sont à équidistance de l'axe Δ . Cet axe peut être construit géométriquement :

- on construit le segment $\mathbf{E}_i\mathbf{E}_j$, puis son plan médiateur \mathcal{P}_E ;
- on construit le segment $\mathbf{O}_i\mathbf{O}_j$, puis son plan médiateur \mathcal{P}_O ;
- l'axe Δ est donné par l'intersection des plans \mathcal{P}_E et \mathcal{P}_O .

Les différents éléments de construction sont présentés sur la figure 4.4. Comme pour la précédente méthode, le décalage entre la transformation et la rotation obtenue est évalué et les résultats sont présentés dans le tableau 4.3.

On observe que les résultats obtenus avec cette méthode sont meilleurs : l'erreur d'interférence est divisée par plus de trois dans les positions opposée fermée OC et latérale ouverte LO. Le résultat est légèrement meilleur dans la position latérale fermée LC, mais reste éloigné de la position originale souhaitée.

Élément mesuré	Volume d'interférence	Pourcentage d'interférence
Volume initial	24,234 cm ³	
Interférence en position opposée fermée	23,521 cm ³	97,1%
Interférence en position latérale ouverte	23,656 cm ³	97,6%
Interférence en position latérale fermée	10,722 cm ³	44,2%

TABLE 4.3 – Mesure des taux d'interférences obtenus en utilisant la transformation de la fibre neutre

Limites de la méthode et reformulation du problème

Les résultats donnés par les deux méthodes précédentes sont satisfaisants dans leur précision pour obtenir trois des quatre positions définies, mais ne permettent pas d'atteindre la quatrième avec précision. Les positions latérales fermées LC obtenues par les deux méthodes ne sont pas considérées « acceptables » selon des critères qualitatifs esthétiques et de préhension.

On observe également que les axes obtenus avec les deux méthodes sont très dépendants des données d'entrée. En particulier, les quatre poses du pouce originales sont fixées par recalage manuel avec les scans, menant à une large variation des paramètres d'entrée du problème. Cette variation impacte fortement le placement des deux axes. Il est également important de remettre en perspective le besoin d'exactitude vis-à-vis des positions originales définies lors du scan de manière empirique.

On peut alors reformuler les besoins du problème : il s'agit de trouver un axe de flexion et un axe de rétroimpulsion permettant d'obtenir quatre positions extrêmes fonctionnelles et esthétiquement anthropomorphiques. En position opposée fermée OC, le pouce doit venir précisément en contact avec le bout du majeur et le bout de l'index pour assurer la pince tridigitale. Le pouce doit également être en contact avec le corps de l'index en position latérale fermée. Les positions ouvertes OO et LO sont quant à elles plus libres.

En anticipation des problématiques de transmission interdigitale, et en considérant un mécanisme proche de celui développé dans le chapitre 2, on souhaite également que l'angle de flexion pour passer de la position latérale ouverte LO à la position latérale fermée LC soit égal ou légèrement inférieur à l'angle de flexion nécessaire pour passer de la position latérale ouverte OO à la position latérale fermée OC. En imposant ces deux angles de flexion égaux, il faut alors définir 10 paramètres géométriques.

Résolution empirique du problème reformulé

Les résultats précédents n'étant pas satisfaisants, une autre méthode pour fixer les paramètres est nécessaire. Toutefois, les premières méthodes employées permettent l'obtention d'un jeu initial de paramètres bien plus proche d'une solution viable que s'il était choisi aléatoirement dans une plage. Il a été

remarqué que tous les axes de rotation construits par les deux méthodes s'intersectent ou sont proches de s'intersecter autour d'un même point de l'espace, et ce point est très peu sensible aux variations des paramètres d'entrée.

En choisissant de fixer ce point de passage obligatoire des axes de flexion et de rétroimpulsion, le nombre de paramètres est réduit. Pour chaque liaison pivot, deux paramètres sont fixés, laissant donc deux paramètres par axe pour définir leur direction ainsi que les courses angulaires en flexion et en rétroimpulsion, soit six paramètres.

Ces six paramètres peuvent être fixés par essai-erreur. La position de référence initiale du pouce utilisée est la position opposée fermée OC, de sorte à assurer la précision du contact entre le pouce, l'index et le majeur.

La construction finale de la main est décrite dans la section 4.2 avec les paramètres associés.

4.1.2 Placement des axes de flexion des doigts supérieurs

Des méthodes ont été développées pour placer les doigts d'une main robotique de manière anthropomorphe. Une méthode possible consiste à utiliser une simple figure de construction pour définir les angles entre chaque doigt [84].

On observe également que les doigts supérieurs d'une main humaine s'écartent naturellement lorsque l'on cherche à ouvrir la main, alors qu'ils viennent en contact les uns des autres lorsqu'on ferme la main. Sur une prothèse de main, cette propriété permet de bloquer des objets fins entre l'index et le majeur en position fermée, comme des cartes de crédit.

Dans cette étude, les règles de placement proposées dans [84] ont été utilisées dans un premier temps, puis le placement a été affiné pour coïncider aux scans de la main tels que montrés sur la figure 4.1.

Le placement des doigts supérieurs obtenu est visible section 4.2.

4.2 Transmission interdigitale du mouvement de flexion

4.2.1 Sélection du mécanisme de transmission interdigitale

La transmission interdigitale proposée dans le chapitre 2 est intéressante pour sa compacité. Néanmoins, elle pose plusieurs problématiques. Les câbles métalliques sont peu chers et sont capables de supporter des tensions élevées. Cependant, ils ne sont pas adaptés pour être courbés autour d'une poulie de faible diamètre, ce qui pose un problème d'intégration dans le volume de la main. Dans le prototype réalisé, l'augmentation de la force de serrage nécessiterait la sélection d'un câble de plus gros diamètre, nécessitant à son tour une poulie de plus gros diamètre pour ne pas s'user prématurément. Les cordes

textiles (par exemple *Dyneema*[®]) sont très souples et peuvent être forcées à prendre des rayons beaucoup plus faibles, mais ils sont très élastiques et ne conviennent pas pour respecter la synchronisation des doigts supérieurs et du pouce. On remarque par ailleurs que parmi les prothèses commercialisées, seules la *TrueLimb* et la *HeroArm*, toutes deux fabriquées en impression 3D de polymères, sont actionnées par des tendons. Ces dernières utilisent le sous-actionnement pour assurer la stabilité des prises et il est probable que la force de préhension, non communiquée, reste faible.

Pour surmonter les problèmes associés à l'utilisation de câbles, on choisit à la place une transmission rigide.

État de l'art des transmissions interdigitales rigides

Parmi les diverses transmissions rigides, une possibilité est l'utilisation de divers pignons transmettant le mouvement à tous les doigts. C'est la stratégie choisie par l'entreprise BionIT Labs [16] qui a breveté son mécanisme [85]. Ce mécanisme utilise un seul actionneur pour actionner la main entière, avec un ensemble de différentiels à pignons coniques pour distribuer la force sur chaque doigt. Cette main nécessite de nombreux petits engrenages qui doivent être fabriqués et assemblés avec une précision importante, menant à des coûts importants et des sources de défaillance mécanique.

D'autres travaux génèrent un mouvement linéaire le long de l'axe de rétropulsion du pouce [86], [87]. L'arbre linéaire est lié au pouce par une bielle pour transmettre le mouvement de flexion. Ce mécanisme fonctionne en position latérale comme en position opposée, l'arbre linéaire pouvant tourner sur lui-même et continuer à transmettre le mouvement de flexion. Dans ces travaux, les doigts supérieurs sont toutefois entraînés avec un palonnier d'équilibrage à tendons.

Zheng a développé une solution comparable où une transmission vis-écrou est placée selon l'axe de rétropulsion [7]. La vis est entraînée par le moteur, et l'écrou est lié au pouce par une bielle. Dans ces trois travaux, l'axe de rétropulsion est placé verticalement dans la paume, perpendiculairement à l'axe de flexion du pouce. Ce placement ne correspond pas au placement anthropomorphique de l'axe de rétropulsion. Il est également nécessaire d'intégrer un mécanisme de transformation du mouvement linéaire à partir du mouvement de rotation de la motorisation.

Un autre prototype utilise des mécanismes planaires à barres pour effectuer plusieurs prises [25] mais ce prototype ne dispose pas de rétropulsion du pouce.

Ottobock a également breveté une nouvelle architecture d'une prothèse ressemblante à la *Michelangelo*, qui réalise la prise opposée et la prise latérale, mais en utilisant un seul actionneur au lieu de deux [88]. Dans cette version, un pion excentrique est entraîné par un moteur sans balais de type plat. Une bielle sur laquelle sont montés deux joints de cardan permet de coupler l'excentrique et le pouce. Depuis la position ouverte du pouce où l'excentrique est à la distance minimale de la base du pouce, l'excen-

trique peut tourner dans une direction pour fermer le pouce en prise opposée ou tourner dans l'autre sens pour fermer le pouce en prise latérale. Cette version pourrait être adaptée pour de plus petites versions de la main *Michelangelo*, mais n'a pas été commercialisée jusqu'à maintenant.

Proposition d'une nouvelle transmission interdigitale rigide

On propose ici une nouvelle transmission interdigitale rigide inspirée du mécanisme planaire à quatre barres utilisé dans les prothèses tridigitales. On considère que le mouvement de la motorisation est transmis aux doigts supérieurs, même si les solutions techniques associées ne font pas partie du champ de cette étude. Le mécanisme planaire à quatre barres ne peut être utilisé en l'état. Dans le but de transmettre le mouvement de flexion au pouce tout en laissant le mouvement de rétropulsion libre qui reste actionné manuellement, il est nécessaire d'ajouter des degrés de liberté. Un mécanisme spatial à barres est alors choisi, basé sur une bielle connectée aux doigts supérieurs et au pouce par deux liaisons rotules. Alors que les mécanismes à quatre barres sont très utilisés et optimisés pour coupler les articulations interphalangiennes [26], aucun prototype de main qui utilise un couplage mécanique direct entre les doigts supérieurs et le pouce n'a été trouvé dans la littérature.

Ici, le majeur et l'index ne présentent pas le même axe de rotation et il est nécessaire de choisir le doigt sur lequel la liaison est attachée. Des tests préliminaires de conception montrent que les objectifs de conception sont plus facilement atteints lorsque la bielle est liée au majeur. On note qu'une bielle liée à ses bouts par deux liaisons rotules dispose d'un degré de mobilité interne selon son axe propre, qui peut être éliminé en remplaçant une liaison rotule par une liaison cardan sur une des deux extrémités. Pour simplifier la compréhension du mécanisme, on conserve dans cette analyse les deux liaisons rotules.

La figure 4.5 montre la main avec son mécanisme à bielle dans deux positions différentes, avec la représentation du mouvement de flexion motorisé du majeur et du pouce, et la rétropulsion indexable passive du pouce.

4.2.2 Transmission désaxée entre le majeur et l'index

La solution proposée permet de transmettre le mouvement de flexion entre le majeur et le pouce. Si l'auriculaire et l'annulaire ne transmettent pas d'effort, il est nécessaire que l'index puisse en transmettre pour réaliser la prise tridigitale ou prise opposée. Or, on considère que l'axe de flexion de l'index est différent de celui du pouce pour respecter l'anthropomorphisme de la main. Il n'est donc plus possible de considérer le majeur et l'index comme un assemblage mécanique rigide, ce qui était le cas pour les prothèses tridigitales et dans le premier prototype proposé. Une solution technique doit donc permettre de transmettre le mouvement de rotation entre le majeur et l'index.

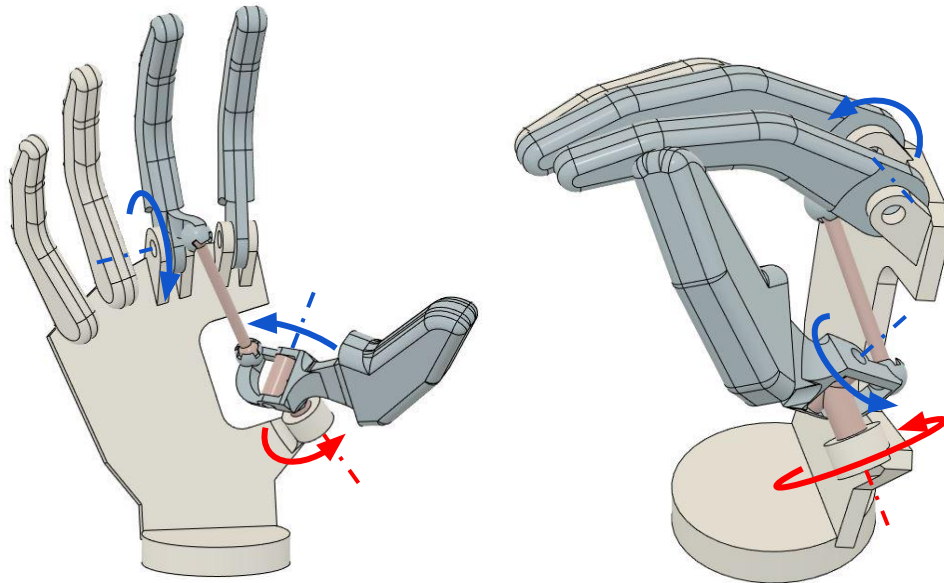


FIGURE 4.5 – Principe de transmission du mouvement de flexion par intégration d’une bielle avec deux liaisons rotules entre le majeur et le pouce, avec le mouvement de flexion motorisé en bleu et le mouvement de rétroimpulsion passif en rouge

Plusieurs solutions sont disponibles. Ainsi, un joint de cardan peut être utilisé, mais ce dernier n’est pas homocinétique. Le joint tripode ou des accouplements élastiques peuvent transmettre le mouvement de rotation entre deux arbres avec un désaxage angulaire. La présence d’un élément élastique permettant d’adapter le mouvement de l’index pour mieux s’adapter à un objet pourra être considérée. Toutefois, ce travail de sélection n’est pas davantage détaillé ici et pourra faire l’objet d’une étude spécifique.

4.2.3 Synthèse d’une transmission interdigitale par bielle à rotules

Paramétrisation du mécanisme

Dans un premier temps, une paramétrisation du mécanisme est nécessaire afin de pouvoir adapter sa géométrie et obtenir le comportement souhaité.

Tout d’abord, le placement des différents points clés du mécanisme est décrit sur la figure 4.6. Les points A et B sont les centres des liaisons pivots du majeur et du pouce respectivement, et ont été définis dans la section 4.1. Les points D et C sont respectivement les centres de chacune des deux liaisons rotules. Les points T, M, et I sont les points où l’on considère un contact avec l’objet serré, respectivement sur le pouce, sur le majeur (pour la prise opposée uniquement) et sur l’index (pour la prise latérale uniquement).

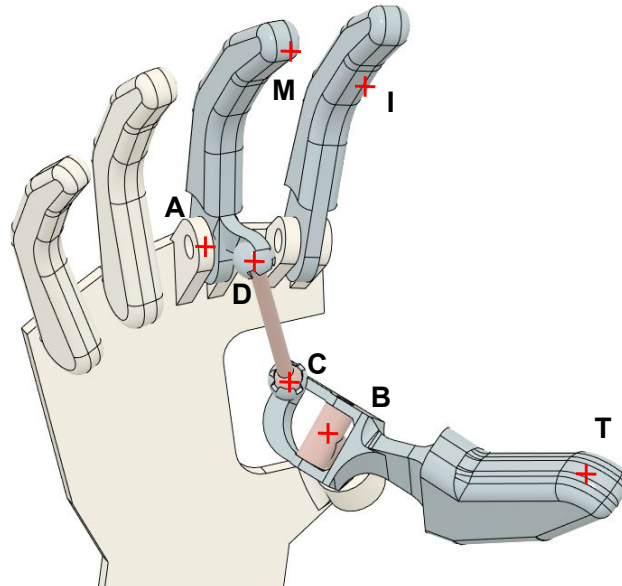


FIGURE 4.6 – Placement des points définis dans le mécanisme

La figure 4.7 montre la définition des axes de rotation. La rétropulsion est réalisée autour de l’axe \vec{z}_t d’un angle β . La flexion du pouce est réalisée autour de l’axe \vec{u}_t d’un angle ϕ . Le majeur pivote autour de l’axe \vec{u}_m d’un angle θ . En position opposée fermée, $\beta=0^\circ$, $\theta=0^\circ$, et ϕ est obtenu à partir du modèle cinématique. \vec{v}_m et \vec{v}_t sont orientés de sorte qu’ils pointent vers le point de contact correspondant, ainsi :

$$\vec{v}_m = \frac{\overrightarrow{AM}}{\|\overrightarrow{AM}\|}, \quad \vec{v}_t = \frac{\overrightarrow{BT}}{\|\overrightarrow{BT}\|} \quad (4.9)$$

Le tableau 4.4 résume les coordonnées définies dans la section 4.1.

Points et axes	Valeurs
A	[-25,4; -10,7; 94,8] mm
B	[-8,4; 23,5; 50,6] mm
T	[57,0; 9,5; 115,7] mm
M	[58,2; 3,8; 113,3] mm
I	[34,0; 17,8; 132,6] mm
\vec{u}_m	[-0,13; 0,98; 0,14]
\vec{u}_t	[0,31; -0,42; -0,85]
\vec{z}_t	[-0,25; -0,57; 0,78]

TABLE 4.4 – Coordonnées des points et axes définissant le placement des doigts dans la position opposée fermée, relativement au centre du poignet, utilisés sur les figures 4.6 et 4.7

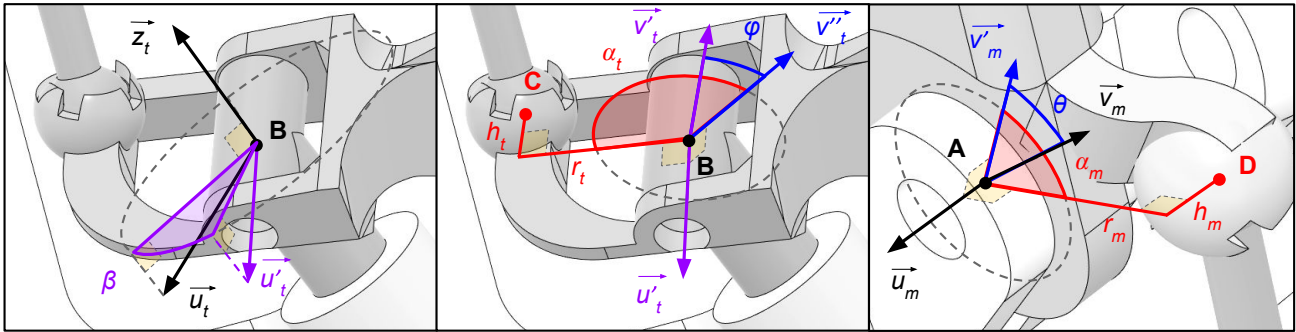


FIGURE 4.7 – Paramètres $\mathbf{P} = [l, \alpha_t, r_t, h_t, \alpha_m, r_m, h_m]$ définissant le placement de la bielle à rotules dans le prototype

Les positions des centres des liaisons rotules du majeur (index m) et du pouce (index t) sont décrites en coordonnées cylindriques par trois paramètres et présentées sur la figure 4.7. Le rayon r définit la distance entre le centre de la rotule et le centre de rotation de chaque doigt. L'angle α est défini comme l'angle autour de l'axe de rotation entre le point de contact du doigt et le centre de la rotule. La hauteur h correspond au décalage de position selon l'axe de rotation. Finalement, la longueur de la bielle est notée l . Ces paramètres facilitent l'interprétation des résultats, puisque le rayon r représente un bras de levier pour la transmission des efforts.

Formulation du problème

Le dimensionnement de ce mécanisme est déterminant pour respecter les positions extrêmes prédéfinies, et permettre la bonne transmission des efforts.

Le problème consiste alors à trouver le vecteur de paramètres $\mathbf{P} = [l, \alpha_t, r_t, h_t, \alpha_m, r_m, h_m]$ qui permet de placer le pouce dans les quatre positions précédemment définies.

Lorsque le pouce est placé en prise opposée, la position ouverte maximale du majeur doit placer le pouce en position opposée ouverte, et la position fermée maximale du majeur doit placer le pouce en position opposée fermée. De même en prise latérale, il s'agit de faire correspondre les positions extrêmes du majeur et du pouce. Pour résumer, le problème à résoudre est de faire coïncider autant que possible les positions du pouce induites par le mécanisme avec les positions du pouce précédemment définies comme références.

Ce problème est soumis à plusieurs contraintes :

- (1) certains paramètres comme les bras de levier r sont bornés pour limiter l'encombrement du mécanisme ;
- (2) d'autres paramètres sont bornés pour simplifier l'intégration comme les hauteurs h ;

- (3) le respect des positions opposée fermée OC et latérale fermée LC est plus important que le respect des autres positions, pour assurer une prise fine et précise lorsque les doigts arrivent en contact ;
- (4) la force transmise par la bielle ne doit pas être trop importante pour faciliter la conception du mécanisme, les bras de levier r doivent donc être suffisamment importants ;
- (5) le couple doit être transmis le long de la course sans passer par une singularité, avec un facteur de transmission (avantage mécanique) le plus constant possible pour éviter un surdimensionnement de la motorisation.

Une fonction de coût $\mathcal{C}(\mathbf{P})$ est définie pour permettre d'évaluer si un jeu de paramètres sélectionné permet d'obtenir des positions du pouce acceptables, c'est-à-dire de combien les objectifs sont remplis. Pour cela, on mesure l'erreur sur l'angle de flexion du pouce φ dans chacune des quatre positions définies. On a alors un coût $\mathcal{C}(P)$ défini tel que :

$$\begin{aligned}
 \mathcal{C}(\mathbf{P}) = & \lambda_C \left(\varphi^P(\theta_C, \beta_O) - \varphi_{OC}^{ref} \right)^2 \\
 & + \lambda_O \left(\varphi^P(\theta_O, \beta_O) - \varphi_{OO}^{ref} \right)^2 \\
 & + \lambda_C \left(\varphi^P(\theta_C, \beta_L) - \varphi_{LC}^{ref} \right)^2 \\
 & + \lambda_O \left(\varphi^P(\theta_O, \beta_L) - \varphi_{LO}^{ref} \right)^2
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

où $\varphi^P(\theta, \beta)$ donne l'angle de flexion du pouce en fonction de l'angle de flexion du majeur θ et l'angle de rétroimpulsion du pouce β , pour un vecteur de paramètres \mathbf{P} . φ_i^{ref} correspond à la valeur de référence souhaitée de φ dans la position i donnée. Enfin, λ_i correspond à une pondération pour chaque position i permettant de moduler l'importance de la reproduction de chaque position.

Les valeurs de références utilisées dans le problème sont données dans le tableau 4.5. Ces valeurs ont été définies suite au placement des positions extrêmes décrit dans la section 4.1. λ_C est fixé arbitrairement à trois fois la valeur de λ_O pour donner plus d'importance aux positions fermées conformément à la contrainte (3).

θ_C	θ_O	β_O	β_L	φ_{OC}^{ref}	φ_{LC}^{ref}	φ_{OO}^{ref}	φ_{LO}^{ref}	λ_C	λ_O
0°	55°	0°	35°	0°	0°	-55°	-55°	3	1

TABLE 4.5 – Valeurs numériques utilisées pour l'évaluation de la fonction de coût (4.10)

Les contraintes (1) et (2) sont facilement prises en compte en bornant les paramètres d'entrée lors de la recherche de solutions. Les contraintes (4) et (5) doivent être validées par la suite par le concepteur lorsqu'un jeu de paramètres est sélectionné. Après des résultats préliminaires, les intervalles de chaque

paramètre ont été ajustés pour exclure les solutions non viables sans laisser de côté trop de possibles solutions. Ces intervalles sont présentés dans le tableau 4.6.

	l	r_m	r_t	α_m	α_t	h_m	h_t
Borne inférieure	0 mm	12 mm	11 mm	-50°	135°	-5 mm	-7 mm
Borne supérieure	-	16 mm	16 mm	-20°	190°	0 mm	5 mm

TABLE 4.6 – Bornes des paramètres l , α_t , r_t , h_t , α_m , r_m , et h_m

Résolution géométrique du mécanisme

À partir de l'angle de flexion du majeur θ et de l'angle de rétropulsion du pouce β , nous avons besoin de l'angle de flexion du pouce $\phi(\theta, \beta)$. Cet angle est obtenu en utilisant l'équation décrivant la boucle géométrique fermée :

$$\|-\vec{AD} + \vec{AB} + \vec{BC}\| = l \quad (4.11)$$

avec :

$$\vec{AD} = {}^0\mathbf{R}_m (r_m \vec{v}_m + h_m \vec{u}_m) \quad (4.12)$$

$$\vec{BC} = {}^0\mathbf{R}_{ta} {}^0\mathbf{R}_{tf} (r_t \vec{v}_t + h_t \vec{u}_t) \quad (4.13)$$

où

- ${}^0\mathbf{R}_m$ est la matrice de rotation exprimée dans le repère 0 qui décrit une rotation d'un angle $(\theta + \alpha_m)$ autour de l'axe \vec{u}_m ,
- ${}^0\mathbf{R}_{ta}$ est la matrice de rotation exprimée dans le repère 0 qui décrit une rotation d'un angle β autour de l'axe \vec{z}_t ,
- ${}^0\mathbf{R}_{tf}$ est la matrice de rotation exprimée dans le repère 0 qui décrit une rotation d'un angle $(\varphi + \alpha_t)$ autour de l'axe \vec{u}_t .

Évaluation de la fonction de coût sur l'intervalle d'intérêt

De nombreuses méthodes existent pour résoudre les problèmes de minimisation en convergeant vers des solutions, telles que les algorithmes de descente de gradient, les algorithmes génétiques ou encore les algorithmes de programmation quadratique séquentielle [89]. Ces algorithmes ont différents atouts selon le problème donné et la quantité de paramètres à optimiser.

Dans ce problème, seuls sept paramètres doivent être optimisés. De plus, par la nature du mécanisme, on peut très rapidement définir un intervalle borné pour chaque paramètre où les solutions pourront être optimales et cohérentes physiquement. Cependant, le problème peut avoir plusieurs minima locaux et rendre plus difficile la recherche d'un minimum global.

Le problème est alors traité dans une première étape par exploration de l'espace des paramètres. Chaque paramètre est échantillonné dans un intervalle. L'échantillonnage est grossier dans un premier temps, puis affiné dans un second temps autour des points d'intérêts. Cette méthode est très gourmande en calcul, puisque la fonction d'évaluation (4.10) du coût doit être appelée N fois, N correspondant au produit du nombre d'échantillons de chaque paramètre. Le post-traitement et l'interprétation des données sont simples puisque l'on dispose d'une image de la fonction de coût sur un intervalle. Le temps de développement de l'algorithme et de sa validation est également largement simplifié par rapport à d'autres méthodes.

Les valeurs sélectionnées lors de l'échantillonnage sont présentées dans le tableau 4.7. Ces paramètres ont été choisis après plusieurs essais, en éliminant les plages donnant des résultats non pertinents. Les angles α sont échantillonnés tous les cinq degrés, et les longueurs l , r et h sont échantillonnées tous les millimètres, pour un total de 275 000 échantillons.

Paramètre	Valeurs échantillonnées
l	{46; 47; 48; 49; 50; 51; 52; 53; 54; 55; 56} mm
r_m	{12; 13; 14; 15; 16} mm
r_t	{12; 13; 14; 15; 16} mm
α_m	{-50; -45; -40; -35; -30}°
α_t	{145; 150; 155; 160; 165; 170; 175; 180}°
h_m	{-4; -3; -2; -1; 0} mm
h_t	{-7; -6; -5; -4; -3} mm

TABLE 4.7 – Valeurs des paramètres testées lors de l'exploration de solution

On étudie en premier un sous-ensemble des vecteurs \mathbf{P} testés les plus optimaux tels que $\mathcal{C}(\mathbf{P}) < 50$ (187 éléments / 275 000 testés). Ce sous-ensemble permet de mieux comprendre quelles sont les meilleures solutions que l'on peut obtenir. On remarque premièrement que les vecteurs correspondants \mathbf{P} sont distribués sur presque tout l'espace des paramètres : pour chaque possible valeur d'un des paramètres, il existe un vecteur \mathbf{P} du sous-ensemble le contenant. Cela signifie que le concepteur peut avoir de la flexibilité sur les paramètres pour faciliter l'intégration s'il accepte de prendre une solution bonne, mais non optimale.

Il est également intéressant d'étudier les corrélations entre les différents paramètres pour mieux comprendre leur couplage. On applique une régression linéaire par la méthode des moindres carrés à chaque

paire de paramètres. Le tableau 4.8 présente le coefficient de détermination linéaire R^2 pour chaque paire de paramètres, qui mesure la déviation des points de la tendance linéaire calculée, entre 0 (pas de corrélation linéaire du tout) et 1 (régression parfaite).

	l	r_m	r_t	α_m	α_t	h_m	h_t
l	1	0,015	0,034	0,204	0,767	0,020	0,353
r_m		1	0,809	0,006	0,024	0,000	0,010
r_t			1	0,006	0,030	0,008	0,029
α_m				1	0,004	0,066	0,038
α_t					1	0,030	0,337
h_m						1	0,023
h_t							1

TABLE 4.8 – Coefficient de détermination linéaire R^2 obtenu pour la corrélation linéaire de chaque paire de paramètres

On observe une forte corrélation entre r_t et r_m , et entre α_t et l . On peut également observer une corrélation entre h_t et α_t , et une corrélation entre h_t et l . La figure 4.8 montre le sous-ensemble projeté dans l'espace des paramètres corrélés, pour observer les relations entre ces derniers.

Ces corrélations ne donnent pas la solution optimale au problème, mais sont utiles pour mieux comprendre le comportement du mécanisme. Elles confirment une hypothèse intuitive : les rayons r agissent comme des bras de levier, leurs valeurs doivent donc être similaires pour obtenir une course équivalente des doigts supérieurs et du pouce. D'autres corrélations, comme h_t et l , sont moins prévisibles.

Étude des minima locaux et optimisation

À partir des données générées par l'exploration de l'espace des paramètres, il est possible d'obtenir la liste des minima locaux, au sens des valeurs les plus faibles parmi leur voisinage proche. On obtient ici 8 minima locaux, tous situés à la frontière de l'espace des paramètres étudiés.

Il est intéressant de savoir s'il est possible d'optimiser la fonction de coût (4.10) autour de ces minima en considérant l'espace des paramètres continu et non plus discrétisé. Une solution pourrait être de réduire les pas d'échantillonnages par une dichotomie pour s'approcher des minima recherchés. Cette solution est néanmoins gourmande en temps de calcul. On s'intéresse alors aux algorithmes de minimisation de fonctions multi-variables continues.

On utilise ici un algorithme d'optimisation quadratique successive (Sequential Least Squares Programming - SLSQP) pour trouver le minimum local le plus proche d'une valeur initiale. Cet algorithme permet de minimiser une fonction de coût non linéaire, en prenant en compte des bornes pour chaque paramètre. La fonction de coût (4.10) à minimiser n'est pas nécessairement convexe sur l'intervalle

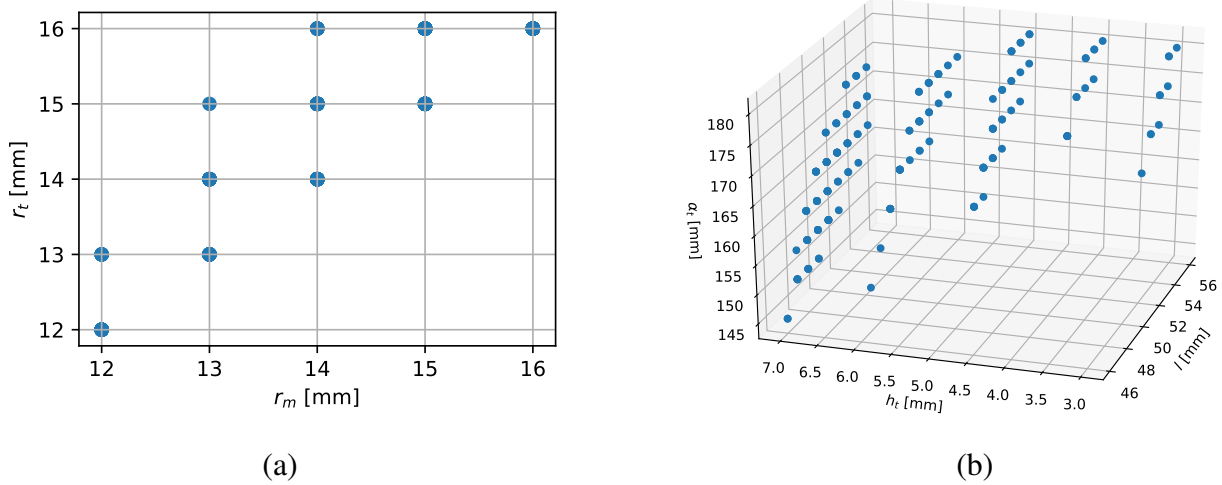


FIGURE 4.8 – Ensemble des vecteurs de paramètres \mathbf{P} tels que $\mathcal{C}(\mathbf{P}) < 50$ avec (a) les paramètres r_m et r_t , et (b) les paramètres l , α_t , et h_t . Exemple de lecture : il existe au moins une solution « acceptable » (avec $\mathcal{C}(\mathbf{P}) < 50$) où $r_m = 14$ mm et $r_t = 15$ mm tandis qu'il n'existe pas de telle solution pour $r_m = 15$ mm et $r_t = 12$ mm.

d'étude, et la méthode utilisée ne garantit alors pas de converger vers un minimum local. Cependant, elle peut converger vers des solutions plus optimales que celles obtenues par échantillonnage, et il est donc intéressant de l'utiliser.

L'algorithme d'optimisation est exécuté avec différentes valeurs initiales. En particulier, les minimums locaux sont utilisés pour initialiser l'optimisation. À partir de ces huit valeurs initiales, l'algorithme converge six fois vers un premier vecteur de paramètre avec un coût (4.10) de 34,51, et deux fois vers un second vecteur de paramètres avec un coût de 34,41.

4.2.4 Validation théorique des solutions sélectionnées

Les deux solutions optimales trouvées nécessitent une validation pour sélectionner la plus appropriée. Le processus de validation a été conduit sur les deux solutions. Seuls les résultats de la première solution sont montrés ici, et sont ceux qui tendent à minimiser les efforts dans la bielle.

Le vecteur optimal de paramètres est défini par les valeurs suivantes :

$$\mathbf{P}_{\text{opt}} = [48; 16; 16; -50; 155; 5; 0; -7] \quad , \quad \mathcal{C}(\mathbf{P}_{\text{opt}}) = 34,51 \quad (4.14)$$

On peut remarquer que la course du mécanisme, qui correspond à la distance d'ouverture maximale, est fixée par la position ouverte de référence. Ainsi, vérifier la course suffisante du mécanisme pour la

prise d'objet large doit être effectuée durant la phase de placement des doigts, et non pendant la phase de synthèse de mécanisme.

Calcul des efforts

Dans le but de valider la solution sélectionnée, il est nécessaire d'étudier la force de saisie F_{grasp} générée par un couple d'entrée τ_{in} exercé par la motorisation sur les doigts supérieurs. Cette force peut être calculée en exprimant l'équilibre statique des couples sur les axes de flexion des doigts supérieurs et du pouce, avec F_{rod} la force transmise par la bielle. Aucun frottement n'est considéré durant la prise, et la direction de la force de préhension est définie par le vecteur unitaire $\overrightarrow{MT}/\|\overrightarrow{MT}\|$ entre les points de contact du pouce **T** et les points de contact sur les doigts supérieurs **M** comme montré sur la figure 4.6. Les équations correspondantes sont données par l'équation (4.15) pour la prise opposée.

$$\begin{bmatrix} (\overrightarrow{AM} \times \frac{\overrightarrow{MT}}{\|\overrightarrow{MT}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_m & (\overrightarrow{AD} \times \frac{\overrightarrow{DC}}{\|\overrightarrow{DC}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_m \\ (\overrightarrow{BT} \times \frac{\overrightarrow{MT}}{\|\overrightarrow{MT}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_t & (\overrightarrow{BC} \times \frac{\overrightarrow{DC}}{\|\overrightarrow{DC}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{\text{grasp}} \\ F_{\text{rod}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{in} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

Pour la prise latérale, la direction de force de préhension est alors définie par le vecteur unitaire $\overrightarrow{IT}/\|\overrightarrow{IT}\|$, et les équations correspondantes sont données par l'équation (4.16).

$$\begin{bmatrix} (\overrightarrow{AI} \times \frac{\overrightarrow{IT}}{\|\overrightarrow{IT}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_m & (\overrightarrow{AD} \times \frac{\overrightarrow{DC}}{\|\overrightarrow{DC}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_m \\ (\overrightarrow{BI} \times \frac{\overrightarrow{IT}}{\|\overrightarrow{IT}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_t & (\overrightarrow{BC} \times \frac{\overrightarrow{DC}}{\|\overrightarrow{DC}\|}) \cdot \overrightarrow{u}_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{\text{grasp}} \\ F_{\text{rod}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_{in} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

L'étude de ce facteur de transmission permet tout d'abord de s'assurer de l'absence de singularité le long de la course des doigts. En effet, une singularité résulterait vers un facteur de transmission qui tend vers l'infini. Deuxièmement, l'uniformité de ce facteur de transmission permet au moteur d'être dimensionné précisément et permet de plus facilement contrôler la force de préhension. Le résultat du calcul de la force de préhension pour un couple d'entrée $\tau_{in} = 10 \text{ N.m}$ est montré sur la figure 4.9. On remarque que tous les efforts dans le mécanisme sont proportionnels au couple d'entrée, et les résultats peuvent être facilement mis à l'échelle pour adapter par la suite le dimensionnement de la motorisation. On observe ici une variation de 25% de la force maximale le long de la course des doigts en prise opposée. Cette variation est équivalente à la variation de force des prothèses tridigitales (voir section 2.1.2) et est considérée ici comme acceptable.

Il est également important de vérifier la force transmise par la bielle. Elle ne doit pas être trop élevée pour permettre le dimensionnement correct de la bielle et des liaisons rotules. Les graphiques correspondants sont présentés sur la figure 4.10.

Finalement, le couple de réaction du pouce selon son axe de rétropropulsion est estimé à partir des

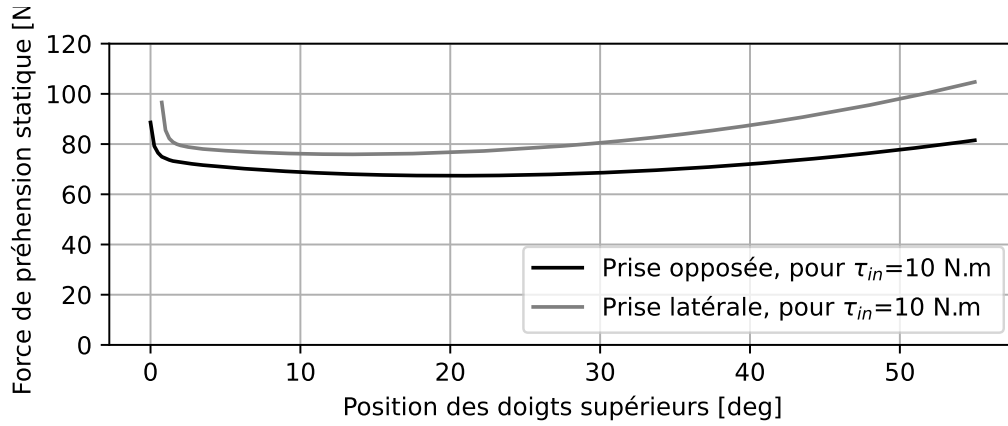


FIGURE 4.9 – Force de préhension F_{grasp} au bout des doigts en fonction de la position des doigts supérieurs θ pour le vecteur de paramètre optimal

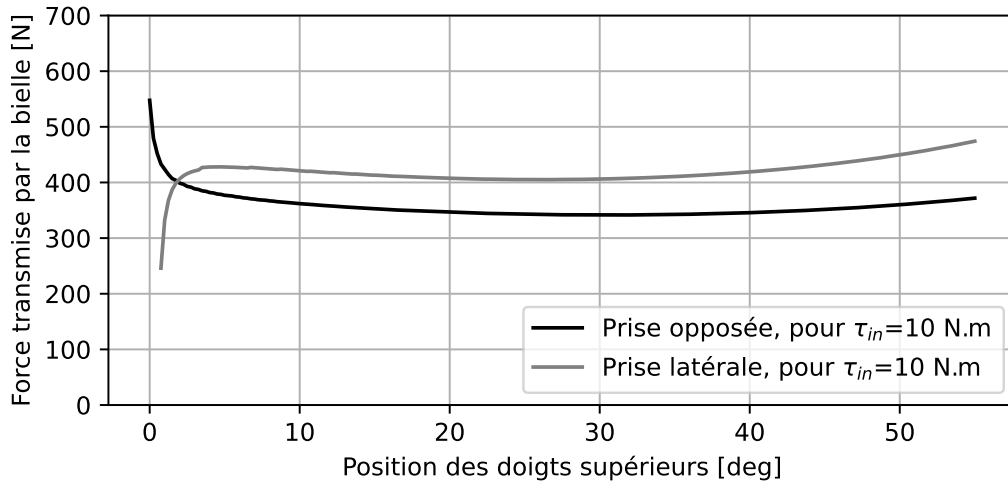


FIGURE 4.10 – Force résultante F_{rod} dans la bielle à rotules en fonction de la position des doigts supérieurs θ pour le vecteur de paramètre optimal

forces précédemment calculées F_{grasp} et F_{rod} en utilisant les équations (4.17) et (4.18) en prise opposée et en prise latérale respectivement. Ce couple de réaction doit être plus petit que le couple d'indexation manuelle, faute de quoi le pouce changerait de position durant le serrage. Les résultats sont montrés sur la figure 4.11.

$$\tau_{abd} = F_{\text{grasp}} \left(\overrightarrow{BT} \times \frac{\overrightarrow{MT}}{\|\overrightarrow{MT}\|} \right) \cdot \vec{z}_t + F_{\text{rod}} \left(\overrightarrow{BC} \times \frac{\overrightarrow{DC}}{\|\overrightarrow{DC}\|} \right) \cdot \vec{z}_t \quad (4.17)$$

$$\tau_{abd} = F_{\text{grasp}} \left(\overrightarrow{BT} \times \frac{\overrightarrow{IT}}{\|\overrightarrow{IT}\|} \right) \cdot \vec{z}_t + F_{\text{rod}} \left(\overrightarrow{BC} \times \frac{\overrightarrow{DC}}{\|\overrightarrow{DC}\|} \right) \cdot \vec{z}_t \quad (4.18)$$

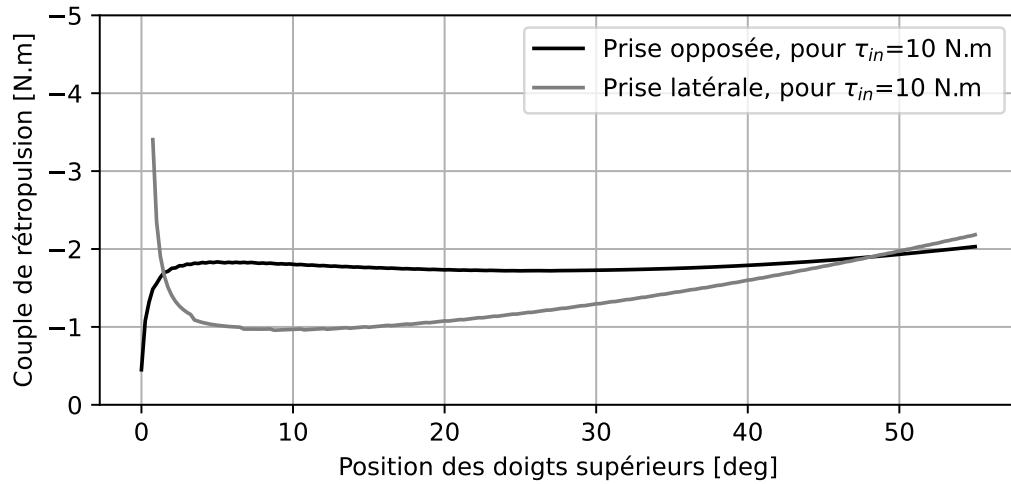


FIGURE 4.11 – Couple résultant τ_{abd} sur le pouce selon son axe de rétroimpulsion en fonction de la position des doigts supérieurs θ pour le vecteur de paramètre optimal

On remarque de larges variations des efforts au voisinage des positions fermées, quand θ tend vers zéro. Cela peut s'expliquer par le choix des points de contact, qui sont considérés comme constants et ne varient pas pendant la fermeture. Ainsi, la direction de la force de préhension considérée ne reflète pas forcément la réalité. Des analyses plus poussées pourraient permettre d'affiner la valeur de ces forces pour des angles de fermeture particulièrement faibles.

Évaluation de la sensibilité de la solution

Pour finir, la sensibilité du mécanisme aux variations des paramètres est étudiée. Une variation liée à la fabrication et l'assemblage est estimée pour chaque paramètre : $\delta = 0,1$ mm pour les longueurs, et $\delta = 0,5^\circ$ pour les angles.

Dans un premier temps, on mesure indépendamment l'influence de chaque paramètre p_i , avec l'index $i = 1 \dots 7$. La figure 4.12 montre la fonction de coût (4.10) pour une variation entre $-\delta$ et δ de chaque paramètre. Les paramètres les plus sensibles peuvent être rapidement observés : la longueur de la bielle l et les angles α augmentent le score obtenu d'environ 10% pour une variation de 1δ .

On estime également la variation combinée des différents paramètres en calculant la fonction de coût (4.10) associée avec chaque possible vecteur de paramètres \mathbf{P} , où les paramètres sont inclus dans

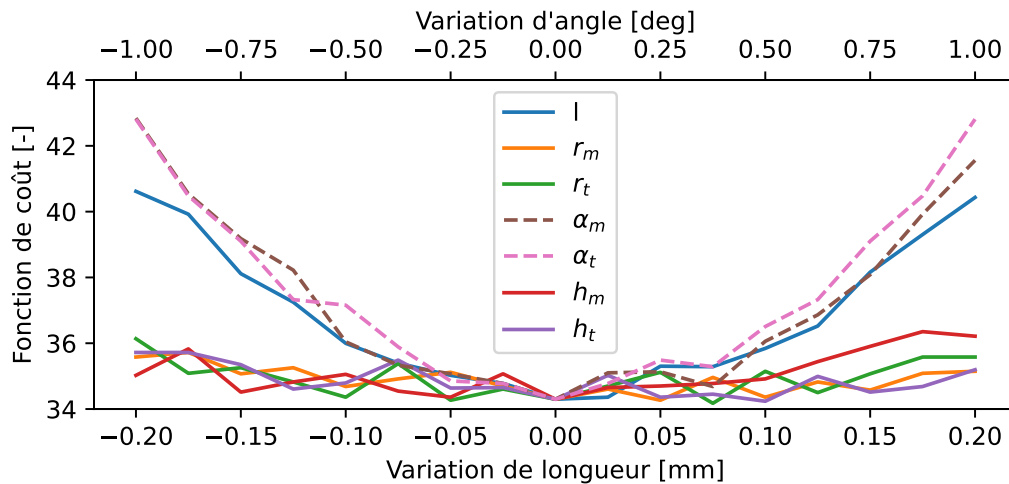


FIGURE 4.12 – Analyse de sensibilité de la fonction de coût (4.10) selon la variation de chaque paramètre

l'ensemble $\{p_i - \delta, p_i, p_i + \delta\}$. Le score maximal obtenu est de 47,9, soit une augmentation du score initial de 40%. Cette variation est importante et montre qu'il est nécessaire de garder les tolérances et les jeux d'assemblage durant la conception aussi bas de possible, et en particulier pour les angles et la longueur de la bielle, tout en gardant à l'esprit que des tolérances trop serrées augmenteront le coût de fabrication.

4.3 Validation expérimentale de la solution retenue

Dans le but de valider les résultats de ce processus de conception, une maquette en impression 3D a été développée, comme montré sur la figure 4.13. Bien que cette technique de fabrication manque de précision, le prototype est capable de réaliser les quatre positions souhaitées, et les mouvements entre chaque position. Cette maquette permet de valider l'analyse géométrique et l'optimisation du mécanisme.

Il est également souhaitable de valider la possibilité de saisir des objets de la vie quotidienne. On utilise alors les objets du test SHAP [59] présentés sur la figure 4.14, de manière similaire au test du premier prototype (voir fig. 2.13). Un élastique est accroché au majeur pour créer une légère force de préhension. La prise opposée permet toujours de prendre les objets de taille importante et de réaliser la pince tridigitale fine, tandis que la prise latérale permet la préhension sur des surfaces planes. On remarque que le résultat des prises est beaucoup plus anthropomorphe que celui présenté dans le chapitre 2. L'ajout d'un objet plus grand (une peluche de poulpe) montre que l'anthropomorphisme est

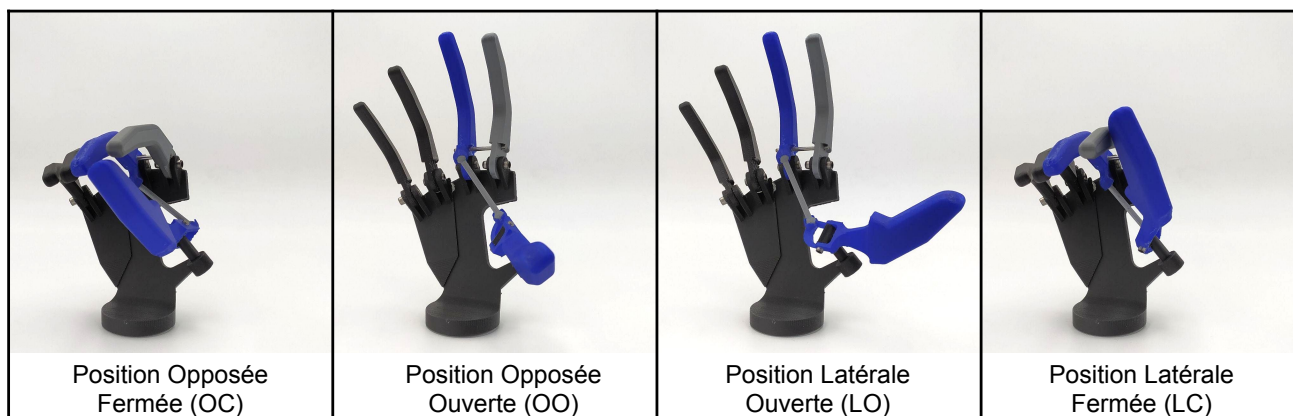


FIGURE 4.13 – Maquette en impression 3D du mécanisme proposé pour preuve de concept, dans les quatre positions extrêmes

conservé même pour des ouvertures plus importantes.

4.4 Bilan de l'étude

Cette étude présente une nouvelle architecture de prothèse, avec une esthétique anthropomorphe et une transmission interdigitale rigide optimisée qui permettent de réaliser à la fois la prise opposée et la prise latérale. Les méthodes pour obtenir la cinématique de la main sont détaillées et la cinématique résultante est analysée. La solution proposée permet de combiner de bonnes performances, de l'anthropomorphisme et un mécanisme simple à réaliser.

Le mécanisme a été analysé pour valider le concept décrit. La transmission des efforts montre que les performances sont suffisamment constantes sur l'ensemble de la course des doigts et l'analyse de sensibilité donne des intervalles de tolérance à atteindre selon les spécifications données. La prothèse de main résultante pourrait atteindre les performances d'une prothèse tridigitale avec une bonne robustesse tout en offrant davantage de fonctionnalités et d'esthétique pour la vie quotidienne des utilisateurs à un prix raisonnable.

Le processus de conception proposé permet la bonne compréhension de ce mécanisme, en utilisant par exemple une analyse de corrélation. Il permet également de réexécuter le processus d'optimisation et de validation avec de nouvelles positions du pouce en entrée, ou des contraintes différentes de conception si des essais de préhension ou des retours d'utilisateurs en montraient le besoin.

Une maquette a permis de constater le bon placement des doigts et valider l'intérêt d'un tel mécanisme. Une première évaluation des capacités de cette architecture cinématique à prendre des objets a

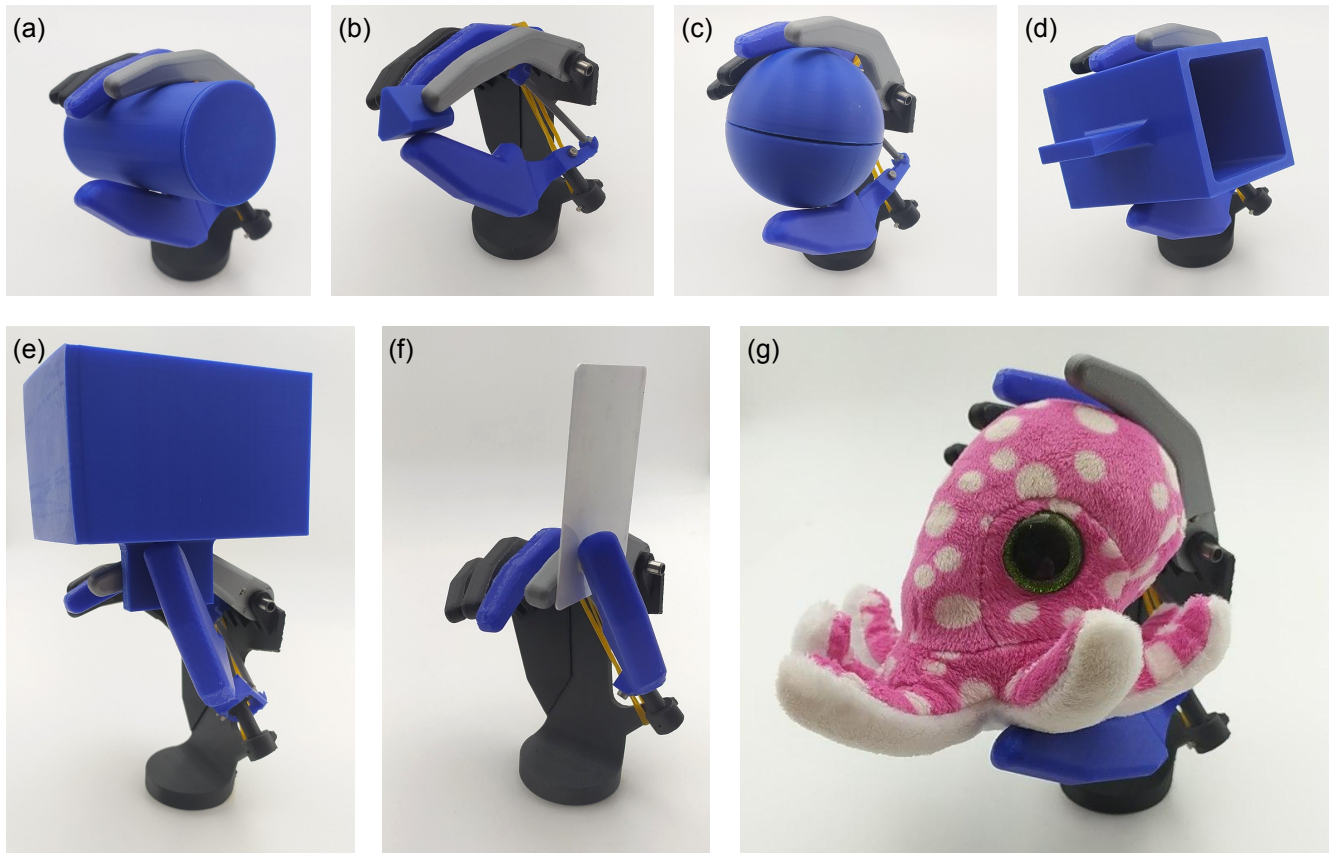


FIGURE 4.14 – Exemples de préhension d'objets similaires au test SHAP avec la nouvelle cinématique : (a) un cylindre de diamètre 50 mm, (b) un prisme de 20 mm de côté, (c) une sphère de diamètre 75 mm, (d)-(e) une boîte de 64 mm de côté avec sa poignée, (f) une carte rigide, (g) une peluche de poulpe (hors SHAP)

été conduite en utilisant divers objets et cette architecture semble qualitativement beaucoup plus anthropomorphe que le précédent prototype développé.

Plusieurs étapes pourraient compléter les résultats présentés ici. L'étude de sensibilité aux paramètres à optimiser pourrait être complétée par une étude de sensibilité des paramètres géométriques fixés. Une telle étude pourrait être intéressante pour valider la robustesse de la conception face aux imprécisions de fabrication.

Le développement d'un prototype entièrement fonctionnel pourrait permettre de valider l'analyse d'efforts développée ici. Le développement et l'intégration mécanique d'un tel prototype permettraient également de souligner les principaux inconvénients d'un tel mécanisme. Enfin, une dernière étape serait l'évaluation fonctionnelle de la prothèse en utilisant le test SHAP [59] ou le test OPUS [60] et des essais utilisateurs permettant d'intégrer leurs remarques dans de futurs développements.

ANALYSE ET PROPOSITION D'ARCHITECTURE D'UNE CHAÎNE DE TRANSMISSION DE PUISSANCE EFFICACE

La réalisation du premier prototype frugal présenté au chapitre 2 a soulevé le besoin d'une chaîne de transmission de puissance permettant d'obtenir une force de préhension plus importante tout en conservant la vitesse de fermeture. De plus, il est nécessaire de diminuer la puissance électrique consommée par le moteur. Les performances des différents éléments de la chaîne de transmission, du moteur jusqu'aux doigts, sont liées entre elles et doivent être abordées avec une vue d'ensemble.

Pour cela, ce chapitre propose une analyse des différents paramètres permettant de caractériser la performance de la chaîne de transmission, ainsi que son efficacité. L'impact de ces paramètres est quantifié, et l'apport d'éléments de réduction spécifiques, comme une transmission à rapport de réduction variable, est estimé. Cette analyse représente une contribution de la thèse (d).

Dans une deuxième partie, l'intégration des composants de transmission est étudiée et une nouvelle architecture de chaîne de transmission de puissance est proposée.

5.1 Analyse énergétique de la prise

5.1.1 Indice de performance

Un indice de performance est proposé, à partir des métriques précédemment définies (voir sec. 2.1.1), pour caractériser les besoins de dimensionnement de la motorisation. La force de préhension maximale F_{max} survient lorsque l'objet est saisi à vitesse très faible, et la vitesse maximale V_{max} survient dans la phase d'approche à force très faible. Dans ces deux phases, la puissance de préhension P_G précédemment introduite est très proche de zéro, et n'est donc pas appropriée pour dimensionner le moteur et sa réduction. Il est proposé à la place un indice de performance P_I , exprimé en N.m/s (homogène à une puissance) et défini ainsi :

$$P_I = V_{max}(\theta)F_{max}(\theta) \quad \forall \theta \quad (5.1)$$

L'indice de performance est valide pour toute valeur d'angle θ de la course des doigts, mais V_{max} et F_{max} doivent être évalués au même point, par exemple à mi-course, ou pour un objet d'une taille spécifiée.

Selon l'hypothèse de conservation de la puissance, l'indice de performance caractérise également la chaîne de transmission de puissance en termes de couple maximal τ_{max} et de vitesse maximale de rotation ω_{max} au niveau des doigts supérieurs. On introduit le levier cinématique équivalent $l_{eq}(\theta)$ qui permet de décrire la cinématique tel que $V(\theta) = \omega l_{eq}(\theta)$, et donc $F(\theta)l_{eq}(\theta) = \tau$.

$$P_I = \frac{V_{max}(\theta)}{l_{eq}(\theta)} F_{max}(\theta) l_{eq}(\theta) = \omega_{max} \tau_{max} \quad (5.2)$$

De cette manière, la chaîne de transmission de puissance peut être dimensionnée indépendamment de la cinématique. On note que l'indice de performance en sortie de moteur P_I^{mot} serait égal à l'indice de performance au niveau des doigts P_I pour un rendement parfait $\eta_g=1$. Avec un rendement global η_g inférieur à 1, on a :

$$P_I^{mot} = \frac{P_I}{\eta_g} \quad (5.3)$$

5.1.2 Dissipation d'énergie lors de la préhension

Une manière d'évaluer le besoin minimal d'énergie de puissance nécessaire pour saisir un objet est d'évaluer la puissance dissipée dans un objet selon son élasticité.

Une tâche de préhension ne requiert pas de puissance mécanique importante puisque la vitesse n'est

pas nécessaire au même moment que la force. Il peut être remarqué que la plupart des objets saisis dans la vie quotidienne sont très rigides et ne stockent ou ne dissipent pas beaucoup d'énergie en comparaison de l'énergie disponible dans une batterie. En considérant un objet comme un corps élastique, le travail W nécessaire à le déformer peut être estimé à partir de sa constante de raideur K , la force de préhension F et le déplacement sous effort Δx .

$$W = \frac{1}{2}K\Delta x^2 = \frac{F^2}{2K} \quad (5.4)$$

Afin d'estimer l'ordre de grandeur des paramètres de cette équation, une expérience a été menée. Un gobelet en plastique réutilisable est choisi pour représenter un objet peu raide de la vie quotidienne, et le travail nécessaire pour saisir ce gobelet avec une force de 80 N est estimé. En appliquant cette force sur les bords de l'objet, un déplacement moyen de 30 mm a été mesuré en répétant l'expérience 10 fois, menant à une approximation du coefficient de raideur $K=2,5$ N/mm. Ce gobelet stocke une énergie élastique $W=1,3$ J, tandis qu'une batterie Li-ion typique (7,4 V, 1 000 mAh) stocke 26 kJ, soit 20 000 cycles de préhension. On notera également que la plupart des objets de la vie quotidienne sont plus raides qu'un gobelet, et qu'une force de 80 N pour le saisir fermement est volontairement surestimée.

En serrant cet objet en 0,3 seconde, une puissance moyenne de 4,3 W sera nécessaire, tandis que la simple multiplication des spécifications souhaitées (85 N, 300 mm/s) donne une puissance de 25,5 W.

5.1.3 Analyse de la puissance dans le moteur et la transmission de puissance

Dans la précédente analyse, il est montré que peu d'énergie est réellement nécessaire à la préhension, et que l'indice de performance peut assurer d'obtenir les performances souhaitées à un facteur de réduction près, indépendamment de la cinématique de la main. Il est ensuite intéressant d'analyser l'effet de chaque paramètre sur la motorisation dans le but d'optimiser la consommation d'énergie tout en atteignant les performances souhaitées.

Le modèle choisi de motorisation est composé d'un moteur à courant continu (*direct current* - DC) à balais pour son prix abordable et sa simplicité de contrôle, et d'une transmission composée de plusieurs étages de réduction à engrenage.

Le moteur DC est caractérisé par sa résistance R et sa constante FEM k_E , approximativement égale à sa constante de couple $k_M \approx k_E = K$. Le couple maximal du moteur et le courant maximal associé sont limités par les caractéristiques thermiques du moteur.

Le courant nominal est associé à une limite thermique donnée par le constructeur, mais un courant plus élevé peut être utilisé sur des temps courts comme montré au chapitre 3. La vitesse maximale admissible du moteur peut être supérieure à sa vitesse nominale à vide si le moteur est alimenté au-delà

de sa tension nominale. Elle est alors contrainte par des limites mécaniques, et une tension d'alimentation maximale peut être déduite. La transmission de puissance est caractérisée par son rendement global η_g et son rapport de réduction global $R_g = \omega_{out}/\omega_{mot}$ où ω_{out} et correspondent respectivement à la vitesse des doigts supérieurs et à la vitesse du moteur.

En faisant l'hypothèse que les pertes énergétiques sont négligeables durant la phase d'approche, et que la tension induite (FEM) est négligeable durant la phase de serrage, on peut estimer la consommation électrique par la puissance électrique P_E en serrage (moteur à l'arrêt) sous un courant maximal I_{max} :

$$P_E = RI_{max}^2 = R \frac{\tau_{mot,max}^2}{k_M^2} = \frac{R}{K^2} \frac{R_g^2}{\eta_g^2} \tau_{max}^2 \quad (5.5)$$

Afin de comparer l'indice de performance de la prothèse à sa consommation énergétique, un indice d'efficacité énergétique I_{eff} peut être introduit :

$$I_{eff} = \frac{P_I}{P_E} = \frac{K^2}{R} \frac{\eta_g^2}{R_g^2} \frac{\omega_{max}}{\tau_{max}} \quad (5.6)$$

Pour maximiser I_{eff} selon l'équation (5.6), différents termes peuvent être maximisés.

Le premier terme K^2/R correspond aux paramètres du moteur. Le terme inverse R/K^2 est parfois appelé « facteur de régulation du moteur » (*motor regulation factor*) et est utilisé pour caractériser l'efficacité du moteur : plus il est faible et plus le moteur est efficace. Il est donc dépendant de la technologie de fabrication du moteur et de son optimisation. Pour une même gamme de moteurs (taille et puissance), ce terme restera dans un même ordre de grandeur. Il serait quand même un bon réflexe de chercher à minimiser ce facteur lors du choix du moteur.

Le second terme η_g^2/R_g^2 correspond aux paramètres de transmission. Un premier levier intuitif d'optimisation est la maximisation de l'efficacité énergétique η_g . Il peut être remarqué que l'impact de ce terme est quadratique, les transmissions peu efficaces comme les réducteurs à vis sans fin sont donc à éviter. Le rapport de réduction globale R_g joue également un rôle important. Une grande réduction est nécessaire pour maximiser I_{eff} , c'est-à-dire un moteur avec un faible couple et une vitesse importante. Cependant, cette vitesse est limitée avec les composants mécaniques utilisés tels que les balais et les roulements, et le moteur sera utilisé autour de sa vitesse limite (autour de 9 000 à 10 000 tr/min pour un moteur DC). Il doit être gardé à l'esprit qu'une vitesse élevée réduit la durée de vie des moteurs, pouvant mener à des problèmes de conception.

Pour finir, le troisième terme $\frac{\omega_{max}}{\tau_{max}}$ est fixé par les spécifications et ne peut pas changer.

5.1.4 Effet de l'irréversibilité du système

L'énergie mécanique nécessaire au serrage complet d'un objet est faible (voir sec. 5.1.2), tandis que de très fortes puissances sont dissipées en chaleur par effet Joule dans le bobinage du moteur (voir chapitre 3).

Le maintien d'un effort de serrage constant nécessite de continuer à dissiper de la puissance dans le moteur, mais aucune puissance mécanique n'est nécessaire. Il est donc primordial de disposer d'un blocage de la transmission permettant de couper l'alimentation du moteur tout en maintenant le serrage d'un objet, à l'aide d'un frein ou d'une transmission irréversible. La stratégie de commande proposée au chapitre 3 qui gère la coupure de l'alimentation permet une réduction de 81,7% de la puissance consommée lors du maintien de l'effort de serrage maximal (voir sec. 3.4.3).

On note pour autant l'importance de maximiser le rendement de ce système d'irréversibilité. Comme montré précédemment sur l'équation (5.6), l'impact de l'efficacité η_g est quadratique. Ainsi, doubler le rendement du mécanisme d'irréversibilité, en passant d'un système à vis sans fin avec rendement estimé de 0,45 à un nouveau mécanisme irréversible efficace avec rendement de 0,9, permettrait de multiplier par quatre l'indice d'efficacité énergétique I_{eff} .

5.1.5 Introduction d'une transmission à réduction variable

L'analyse énergétique précédente montre que l'optimisation de certains paramètres est possible pour réduire la consommation d'énergie pour des performances données. Cependant, il est difficile d'améliorer certains paramètres comme la vitesse maximale du moteur ou le rendement des éléments de réduction sans augmenter le coût de manière importante.

Une autre solution est de faire varier le rapport de réduction R_g entre la phase d'approche ($R_g = R_I$) et la phase de serrage ($R_g = R_{II}$). En effet, en phase d'approche (I), la vitesse demandée est importante et l'effort est faible. À l'inverse, en phase de serrage (II), la vitesse demandée est faible et l'effort est important. Dans ces conditions, l'équation (5.6) devient :

$$I_{eff} = \frac{P_I}{P_E} = \frac{K^2}{R} \frac{\eta_g^2}{R_{II}^2} \frac{\omega_{max}}{\tau_{max}} \quad (5.7)$$

Dans ce cas, la minimisation de R_{II} n'est plus limitée directement par la vitesse du moteur. Avec le rapport de variation $Q = R_I/R_{II}$, R_I peut être diminué d'un facteur de Q pour maintenir la même vitesse de sortie sans dépasser la vitesse maximale du moteur. L'indice I_{eff} est alors multiplié d'un facteur Q^2 . Par exemple, un rapport de variation de $Q=5$ entre les deux phases de serrage peut baisser la consommation d'énergie d'un facteur 25 en conservant les mêmes performances pour l'utilisateur. Ce

résultat très impactant motive le développement d’une transmission variable présentée dans le chapitre 6.

On note qu’avec la réduction variable, l’indice de performance variera entre les doigts et le moteur. En prenant en compte le rapport de variation Q et le rendement global de la chaîne de transmission η_g , on peut écrire :

$$P_I^{doigts} = P_I^{mot} Q \eta_g \quad (5.8)$$

5.2 Conception de la chaîne de transmission de puissance et motorisation

L’évaluation du prototype frugal section 2.5.2 a montré que sélectionner des composants de motorisation et de réduction uniquement sur des critères de simplicité et de coût ne permet pas d’atteindre les objectifs de force de préhension et demande une consommation électrique importante pour un rendement global très faible.

L’analyse énergétique section 5.1 a alors montré les voies à privilégier pour améliorer les performances et l’efficacité de la prothèse. La nouvelle approche et les critères de choix de transmission sont donc proposés dans cette section.

5.2.1 Intégration de la transmission de puissance

Les contraintes d’intégration influent fortement sur le choix et l’arrangement des différents composants de la motorisation et de la transmission de puissance. Plusieurs possibilités d’intégration ont été identifiées et présentées sur la figure 5.1.

- L’intégration verticale correspond au placement du moteur et d’une grande partie de la chaîne de transmission suivant un axe proche de celui de l’avant-bras. Cette intégration est utilisée dans la *VariPlus Speed* et dans le prototype présenté section 2.5.1. Cet axe permet de profiter d’une grande longueur pour disposer co-axialement plusieurs éléments de motorisation et de transmission, mais nécessite un renvoi d’angle pour entraîner les doigts supérieurs.
- L’intégration horizontale correspond au placement des éléments tournants selon des axes parallèles à l’axe de flexion du majeur. Le parallélisme de tous les éléments tournants facilite le choix des composants de transmission, notamment en permettant l’usage d’engrenages droits. Elle permet également d’utiliser au maximum le volume disponible de la paume sous l’annulaire et l’auriculaire, mais nécessite l’utilisation d’un moteur particulièrement court. Cette intégration est notamment utilisée dans la prothèse tridigitale *Myoelectric hand A+* de Danyang Reborn.

- L'intégration planaire correspond au placement de l'axe de rotation du moteur selon la normale au plan de la paume de la main. Le moteur sélectionné doit alors être large et particulièrement plat pour laisser la place à une transmission elle aussi très compacte. Cette intégration est utilisée dans la prothèse *Michelangelo* et nécessite une optimisation volumique importante des composants qui ne seront pas forcément disponibles sur étagère. La transmission du mouvement jusqu'au majeur nécessite également un renvoi d'angle ou un système de bielle.

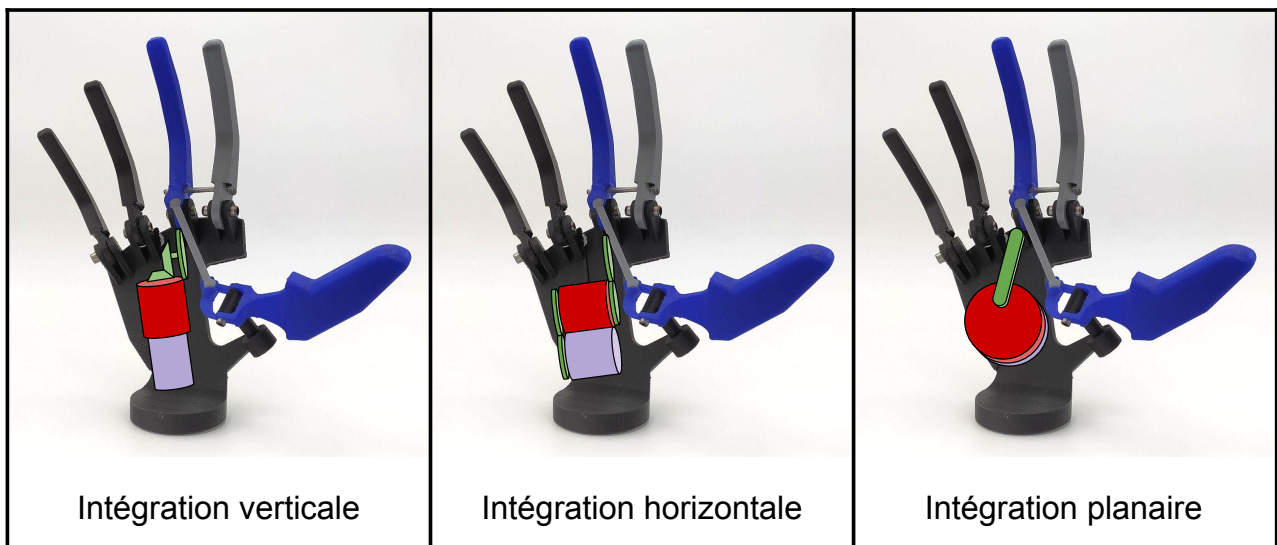


FIGURE 5.1 – Trois principales options d'intégration du moteur (en violet) et de la chaîne de transmission de puissance (en rouge et vert) avec la nouvelle cinématique de prothèse anthropomorphe

Cette première analyse ne vise pas à fixer complètement la configuration d'intégration, mais à anticiper d'éventuelles contraintes. On considère par la suite que les composants seront intégrés selon une intégration verticale ou une intégration horizontale. La première peut être pertinente si une grande longueur d'ensemble est inévitable. La deuxième est privilégiée pour sa simplicité de mise en oeuvre et probablement un coût moindre. L'intégration planaire est écartée pour la nécessité d'utiliser un moteur plat et une réduction particulièrement compacte qui demanderont des composants sur mesure pour un coût beaucoup plus élevé.

5.2.2 Choix du premier étage de réduction

Le choix du premier étage de réduction est particulier, car il transmet particulièrement peu de couple mais les pièces mécaniques tournent à une vitesse élevée. En particulier, les engrenages génèrent souvent du bruit à cette vitesse et il est habituel d'utiliser des pignons en polymère ou en bronze pour essayer

de limiter ce bruit. Cet étage de réduction peut également être soumis à des problématiques d'usure de dents puisque les roues dentées effectuent un nombre très élevé de tours pendant la vie de la prothèse. Finalement, la fabricabilité et la disponibilité de roues dentées de très faible module (moins de 0,5 mm) peuvent également rendre la conception de cet étage plus compliquée.

Le réducteur épicycloïdal à rouleaux est une solution technique peu connue qui est utilisée par plusieurs fabricants et notamment par Ottobock. Ce réducteur est une variante des trains épicycloïdaux à engrenages, très utilisés et très bien documentés. On retrouve les mêmes éléments qu'un train épicycloïdal (planétaire, couronne, satellites et porte-satellite). Son principe de fonctionnement est identique au train à engrenage, à la différence que la transmission d'efforts n'est pas réalisée par les dents comme obstacles mais par l'adhérence des éléments permettant un roulement sans glissement. Le planétaire, la couronne et les satellites sont alors simplement des pièces cylindriques en contact les unes avec les autres.

En particulier, il est possible d'utiliser directement des roulements à billes classiques pour les satellites et l'arbre lisse du moteur pour le planétaire. La couronne est constituée d'un simple alésage. Les conditions de fonctionnement de ce mécanisme sont investiguées et présentées dans l'annexe A.

Les principaux atouts de cette solution sont la simplicité de fabrication, le faible bruit engendré par l'absence de dentures et la possibilité de réaliser un facteur de réduction jusqu'à environ 1/15 dans un volume très faible. Cette solution est donc intéressante pour répondre aux divers critères d'accessibilité.

Une première estimation indique que ce réducteur pourrait facilement être intégré avec un rapport 1/10 pour un rendement autour 95%.

5.2.3 Autres éléments de transmission de puissance

Après le premier étage de réduction, plusieurs éléments de transmission sont utilisés.

Il a été montré l'apport important d'un réducteur à rapport variable. Il n'existe pas de solution simple connue pour réaliser une telle fonction. Le chapitre 6 propose un nouveau type de réducteur variable avec une procédure de dimensionnement. On estime ici qu'un rapport de 1/5 est envisageable en phase de serrage pour un rapport de 1 en phase d'approche (pas de réduction). Son rendement envisagé est de 80%.

Un mécanisme d'irréversibilité efficace doit également être intégré. La conception et le dimensionnement de ce dernier sont présentés dans le chapitre 7. On considère ici un mécanisme d'irréversibilité sans réduction avec un rendement de 90%.

Finalement, pour réduire suffisamment la vitesse et augmenter le couple, plusieurs étages de réduction « classiques » devront être envisagés. On considère ici la nécessité de trois étages de réduction qui

peuvent être réalisés avec des roues coniques, des engrenages droits ou un train épicycloïdal. En comptant un rendement de 90% par étage, on obtient un rendement pour les trois étages de 73%.

En multipliant les rendements de chaque étage, le rendement global obtenu est de 50%, soit presque le double du rendement de la chaîne de transmission frugale (sec. 2.4.2).

5.2.4 Sélection du moteur

Pour procéder au choix du moteur, une procédure similaire à la section 2.4 est utilisée en adaptant les critères. Un moteur à courant continu est toujours utilisé, moins cher et plus facile à commander que les moteurs sans balais (*brushless*).

L'indice de performance nécessaire en bout de doigts P_I est de 25,5 N.m/s (300 mm/s de vitesse pour 85 N de force de saisie). L'indice de performance nécessaire au niveau du moteur P_I^{mot} peut alors être calculé à partir du rendement global et du rapport de variation de la réduction variable (éq. (5.8)). On trouve alors un indice de performance nécessaire de 8,3 N.m/s, majoré à 10 N.m/s pour assurer les performances de la prothèse.

Pour calculer l'indice de performance d'un moteur particulier, sa vitesse maximale est calculée en prenant 85% de sa vitesse à vide sous 7,4 V. Ce calcul prend en compte des frottements résiduels dans l'ensemble du mécanisme donnant lieu à un point de fonctionnement du moteur où $\gamma = 0,85$ (voir éq. (3.6)). Le couple de démarrage utilisé est également calculé pour une alimentation de 7,4 V.

Les données de tous les moteurs à courant continu des constructeurs Maxon, Faulhaber et Portescap sont récupérées et la sélection de moteurs, présentée dans le tableau 5.1, est effectuée avec les critères suivants :

- un diamètre extérieur maximal de 24 mm permettant de respecter un encombrement restreint ;
- une tension d'alimentation nominale de 6 V, permettant d'utiliser une batterie lithium-ion à deux éléments dont la tension sera comprise entre 6 V et 8,4 V (7,4 V nominal) ;
- une longueur maximale de 26 mm permettant d'envisager à la fois une intégration verticale et une intégration horizontale ;
- une vitesse à vide inférieure à 10 000 tr/min pour éviter des contraintes de vitesse trop importantes sur le premier étage de réduction ;
- un couple de démarrage supérieur à 10 N.mm afin d'éviter le besoin d'une très grande réduction ;
- un indice de performance supérieur à 10 N.m/s pour assurer les performances de la prothèse.

1. Valeur donnée sous la tension nominale
2. G : Balais en graphite
3. PM : Balais en métal précieux

Marque	Référence	Diamètre x Longueur [mm]	Vitesse à vide [tr/min]	Couple nominal ¹ (de démarrage ¹) [N.mm]	Facteur R/K^2 [1/(N.m.s)]	Indice de perf. ¹ [N.m/s]
Maxon	DC-max 16 S G ²	16x25,4	7 890	5,45 (10,50)	88 300	11,2
Maxon	DC-max 16 S PM ³	16x25,4	9 870	5,45 (12,10)	79 500	16,2
Faulhaber	1724 SR	17x24,0	8 600	4,50 (11,50)	78 500	13,4
Faulhaber	2224 SR	22x24,0	8 200	4,50 (21,20)	40 500	23,5
Portescap	16DCT G ²	16x26,0	9 800	4,45 (16,24)	60 900	21,5
Portescap	16DCT PM ³	16x26,0	8 600	5,27 (17,13)	52 900	19,9
Portescap	17DCT G ²	17x26,0	7 690	4,45 (12,57)	64 500	13,1
Portescap	17DCT PM ³	17x25,5	7 840	5,27 (13,21)	62 600	14,0
Portescap	17N78	17x25,9	8 480	4,45 (12,50)	71 700	14,4

TABLE 5.1 – Sélection de moteurs à courant continu des marques Maxon, Faulhaber et Portescap avec un diamètre extérieur maximal de 24 mm, une tension nominale de 6 V, une longueur maximale de 26 mm, une vitesse à vide inférieure à 10 000 tr/min, un couple de démarrage minimal de 10 N.mm et un indice de performance supérieur à 10 N.m/s sous 7,4 V d'alimentation

Pour faire un choix final parmi les moteurs répondant aux critères mentionnés, leur prix, leur longueur, leur facteur R/K^2 et leur indice de performance sont comparés. Les moteurs Maxon sont plus chers que les autres, et les trois moteurs avec l'indice de performance de plus élevé sont le Faulhaber 2224 SR, le Portescap 16DCT G et Portescap 16DCT G. Cette marge de performance permettra une plus grande liberté lors de la conception. Le Faulhaber 2224 SR est utilisé à la fois dans la *VariPlus Speed* en version 3 V nominal et dans la *Myoelectric hand A+* en version 6 V nominal. Il est plus large et moins long que les moteurs Portescap 16DCT, et son facteur R/K^2 est plus faible.

Finalement, le moteur Faulhaber 2224 SR sera retenu par la suite de cette étude pour ses performances et sa longueur faible, mais l'utilisation des moteurs Portescap 16DCT pourra rester une option si nécessaire.

5.3 Synthèse et proposition d'une chaîne complète de transmission de puissance

À partir des différents éléments choisis et de leurs caractéristiques, il est possible d'estimer les vitesses et les efforts correspondants à chaque niveau de la chaîne de transmission, ainsi qu'en déduire la performance finale de la prothèse. Une proposition complète est détaillée dans le tableau 5.2. Le couple maximal demandé en sortie de moteur est inférieur au couple de démarrage et permet de limiter la surchauffe trop rapide du rotor. La vitesse maximale correspond à 85% de la vitesse à vide sous 7,4 V. Le

levier cinématique équivalent l_{eq} est considéré comme constant et égal à 130 mm.

Composant	Réduction	Rendement	Vitesse maximale en sortie (mode I)	Effort maximal en sortie (mode II)
Moteur			8 150 tr/min	12,1 N.mm
Réducteur à rouleaux	1/10	0,95	815 tr/min	115,1 N.mm
Réducteur variable	1 (I) - 1/5 (II)	0,8	815 tr/min	461 N.mm
Mécanisme d'irréversibilité	1	0,9	815 tr/min	415 N.mm
Engrenages coniques	1/2,5	0,9	326 tr/min	933 N.mm
Engrenages droits (2 trains)	1/14	0,81	22,2 tr/min	10 100 N.mm
Cinématique	$l_{eq} = 130$ mm	1,0	302 mm/s	85 N

TABLE 5.2 – Proposition d'une chaîne complète de transmission complète et évaluation des vitesses et efforts correspondants

L'indice d'efficacité énergétique de cette chaîne de puissance $I_{eff} = 4,34$ est calculé avec $R/K^2 = 40\,500 \text{ (N.m.s)}^{-1}$, $R_{II} = 1/1\,750$, $\eta_g = 0,50$, $\omega_{max} = 2,32 \text{ rad/s}$ et $\tau_{max} = 10,1 \text{ N.m}$. À titre de comparaison, la transmission frugale développée a un indice d'efficacité énergétique de 0,2.

Cette première proposition permet d'obtenir les performances de vitesse et de force de préhension souhaitées. Elle sera amenée à évoluer en fonction des caractéristiques qui peuvent être obtenues de chaque élément de la chaîne de transmission de puissance et des contraintes d'intégration. Elle permet toutefois d'étudier une première itération de conception avec une application numérique cohérente, notamment pour le dimensionnement du réducteur variable et du mécanisme d'irréversibilité présenté dans les chapitres suivants. L'ordre des composants pourra également être discuté par la suite.

SYNTHÈSE D'UNE TRANSMISSION VARIABLE

SOUS CHARGE

La réalisation du premier prototype (voir chapitre 2) a montré qu'obtenir une vitesse de fermeture et une force de préhension suffisantes avec un moteur suffisamment petit est difficile. Il a également été remarqué qu'un courant important est nécessaire pour atteindre la force de préhension, demandant des batteries spécifiques et plus encombrantes. Toutefois, une analyse de la chaîne de transmission de puissance (voir chapitre 5) a montré qu'une transmission à rapport de réduction variable permet d'améliorer significativement la vitesse et la force disponibles à partir d'un petit moteur tout en limitant la consommation énergétique. Cette possibilité vient du fait que lorsque la vitesse de fermeture des doigts est élevée, la force de préhension est faible, et lorsque les doigts commencent à serrer fermement un objet, il n'y a plus besoin d'une vitesse importante.

Ce chapitre propose un état de l'art des systèmes de réduction variable adaptés aux prothèses de main. Un nouveau concept, inspiré des transmissions variables développées par Ottobock, est proposé. Une modélisation du comportement de cette transmission variable est développée et analysée.

Un processus de conception étape par étape permet de dimensionner chaque paramètre du système à partir de données d'entrée. Une application numérique est proposée en fonction de l'ensemble de la chaîne de transmission envisagée, mais le système pourra également être redimensionné si les spécifications évoluent.

Finalement, un prototype a été développé et assemblé, avec des dimensions fonctionnelles et des efforts à l'échelle d'une main myoélectrique. Les premières mesures effectuées permettent de valider le fonctionnement d'un tel mécanisme. Les essais montrent également des frottements supplémentaires et des comportements non anticipés à prendre en compte dans de prochaines itérations.

Le processus de conception d'une telle transmission est la validation de cette dernière constitue une des principales contributions de la thèse (e).

Ce travail a été publié dans un article de journal [10].

6.1 État de l'art des transmissions variables

Rappel des motivations

De nombreux travaux académiques ont proposé des prothèses à un seul actionneur [7], [25], [31], [43], [68], [86]. Ces travaux se concentrent sur des mécanismes de sous-actionnement et des mécanismes différentiels pour adapter la force exercée par chaque doigt sur l'objet saisi. Leur force de préhension en pince tridigitale est faible (de 3,5 N [31] à 34,5 N [25] - force non documentée pour [43]) en comparaison des 78 N mesurés sur la prothèse *Michelangelo* [4] et du minimum prescrit de 67 N pour la réalisation des activités quotidiennes [64]. Leur vitesse est également faible (0,47 s [31] à 1,4 s [25] de temps de fermeture) comparé aux performances des mains commerciales disponibles (temps de fermeture inférieurs à 0,4 s pour la *Michelangelo* et la *VariPlus Speed*). On notera que la main la plus rapide des précédentes références est celle qui développe le moins de force, tandis que celle qui permet la plus grande force est la plus lente.

Utiliser des moteurs plus puissants pour obtenir de meilleures performances n'est pas une option intéressante. Augmenter la puissance du moteur signifie augmenter le coût de la prothèse, sa masse, ses dimensions, son volume et probablement sélectionner une plus grosse batterie. L'optimisation de la consommation énergétique est préférée.

En considérant que la majorité de l'énergie est perdue par effet Joule dans le moteur et par frottement mécanique, de meilleures performances peuvent être obtenues avec un même apport d'énergie en optimisant la transmission du système et le point de fonctionnement du moteur. En effet, une main myoélectrique fonctionne à deux points de fonctionnement différents. Pour chaque cycle de préhension, la main ouverte se ferme tout d'abord à une vitesse donnée sans effort extérieur jusqu'au contact des doigts sur l'objet à saisir. Ensuite, les doigts appliquent une force importante pour tenir et bloquer l'objet, à très faible vitesse. Ce comportement est particulièrement efficace pour optimiser la consommation énergétique, comme démontré section 5.1.5.

Transmissions variables existantes

Comme évoqué dans [64], la stratégie d'Ottobock est d'utiliser une transmission automatique dans leurs prothèses tridigitales et leur crochet myoélectrique, changeant le rapport de réduction lorsqu'un couple important est détecté par un ressort. Aucune analyse d'une solution similaire à celle d'Ottobock n'a été trouvée dans la littérature scientifique. Le système de la *VariPlus Speed* est basé sur un étage de réduction à train épicycloïdal de rapport 1/8, ainsi qu'un embrayage permettant de venir sélectionner l'entrée ou la sortie du train. Cet embrayage est un assemblage complexe composé de plusieurs rouleaux

venant en adhérence sur certaines pièces selon le couple transmis, et de plusieurs petits ressorts. Le système développé transforme un mouvement de rotation multi-tours en un deuxième mouvement du même type. Ce système est très peu documenté, mais très intéressant pour sa compacité et ne dépend pas de la course du mécanisme. Le *Greifer* dispose de plusieurs trains épicycloïdaux qui forment une réduction variable d'un facteur 23,2, combiné à un embrayage à ressort enroulé étudié par la suite. La version de cette pince qui a pu être analysée dispose d'un moteur Portescap 17N78 qui est particulièrement petit et compact, alors que l'outil propose 160 N de force de préhension et une vitesse de fermeture de 200 mm/s, soit un Indice de Performance de 32 000 N.mm/s qui en fait la prothèse myoélectrique la plus puissante. Finalement, on notera qu'un système semblable à celui de la *VariPlus Speed* mais plus récent et plus complexe a été breveté par Ottobock [90] et est probablement utilisé dans la *Michelangelo*.

Une autre solution peut être inspirée par les différents types de transmission variable continue (*Continuous Variable Transmission - CVT*) où le rapport de réduction varie de manière continue avec l'effort transmis. La plupart des CVT ont été développées pour l'industrie automobile, et leur principe de fonctionnement n'est pas adapté pour une prothèse accessible où le nombre et le volume des pièces doivent être minimisés pour atteindre les exigences de masse, de taille et de prix. Seulement quelques différentes CVT ont été proposées pour des mains prothétiques ou robotiques [91].

Un concept de CVT a été développé par Takaki, basé sur un mécanisme à cinq barres et un ressort précontraint [92], [93]. Lorsque les efforts mis en jeu sont faibles, le mécanisme présente une configuration de parallélogramme (voir figure 6.1 (a)-(b)). Les barres d'entrée et de sortie présentent alors les mêmes vitesses de rotation, et les mêmes couples sont transmis. Il s'agit alors d'un mécanisme avec un rapport de réduction de 1. Lorsque des efforts importants, la barre d'entrée se déforme (voir figure 6.1 (c)). Le bras de levier est alors plus petit en entrée qu'en sortie. La vitesse de sortie est alors réduite par rapport à la vitesse d'entrée tandis que le couple est augmenté. Le système développé transforme un mouvement de rotation sur une portion de tour en un deuxième mouvement du même type. Tandis que ce système permet de tripler la force maximale d'un doigt pour une même puissance d'entrée et en utilisant des pièces plutôt simples, ce mécanisme à barres n'offre pas un comportement constant sur la course des doigts. Une singularité apparaît pour une position particulière des doigts et ce mécanisme impacte directement la bonne transmission de la force et de la vitesse aux doigts. Plus récemment, Liu a adapté ce mécanisme en utilisant un système bielle-manivelle [87] (rotation sur une portion de tour transformée en translation), avec un gain de force entre deux et quatre selon la course du doigt. Ce dernier mécanisme s'affranchit de toute singularité, mais l'amplification de la force n'est pas constante et ce mécanisme est adapté aux cinématiques de doigt qui utilisent un mouvement linéaire.

Belter propose une CVT [94] utilisant un mécanisme adapté d'une transmission vis-écrou (rotation multi-tours transformée en translation) où le pas varie selon la force appliquée sur la vis. Dans ce mé-

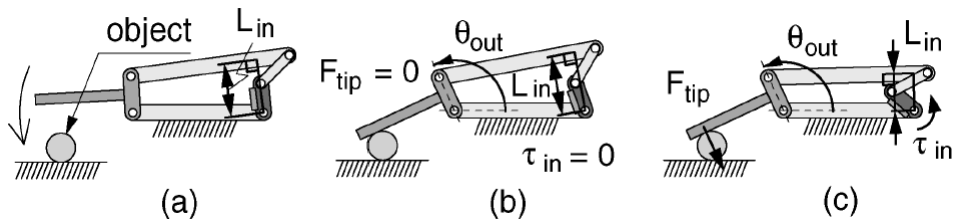


FIGURE 6.1 – Principe de fonctionnement du mécanisme à 5 barres, source : [93]

canisme, la vis et l'écrou sont composés de composants lisses pour permettre une variation du pas, et le glissement est évité en appliquant une force initiale entre les pièces en contact. Cette solution est adaptée aux doigts utilisant des mouvements de translation, et l'efficacité maximale obtenue est comprise entre 18% et 30%, limitant le bénéfice de cette transmission.

Finalement, différents travaux ont été développés pour des transmissions à tendon. Des enrouleurs avec un diamètre variable sont utilisés dans différents travaux [95]-[97] pour adapter la tension et la vitesse du câble enroulé. Shin [98] utilise un actionneur qui torsade un tendon à deux fils pour transformer un mouvement de rotation en mouvement de translation. Le rapport de transmission peut être ajusté en torsadant les deux fils l'un autour de l'autre (réduction importante) ou autour d'un arbre (réduction faible). Un mécanisme est proposé pour passer d'un mode à l'autre selon la charge. Ces solutions sont spécifiques aux transmissions à tendon, qui ont été écartées ici (voir chapitre 4).

D'autres solutions utilisent deux actionneurs [64], [99] mais ne sont pas présentées ici, puisque l'ajout d'un actionneur est susceptible d'augmenter le coût, la masse, la complexité, et probablement la consommation d'énergie.

Proposition d'une nouvelle transmission variable sous charge

Pour résoudre le problème de la consommation d'énergie causée par l'utilisation d'un actionneur unique et par le besoin de performances importantes, nous proposons ici une nouvelle transmission variable sous charge (*Load Adaptive Variable Transmission - LAVT*). Cette LAVT propose un fonctionnement similaire aux solutions d'Ottobock, avec une conversion de rotation multi-tours et deux vitesses différentes, permettant de faire varier le rapport de réduction sous une charge donnée. Ainsi, le mécanisme peut être associé avec tout type de transmission qui utilise un actionneur rotatif en entrée. Puisque ce mécanisme a été conçu dans le but d'être aussi simple que possible, il n'est composé que de quelques pièces simples. Il comporte un train épicycloïdal qui fonctionne dans deux modes différents, et un embrayage sélecteur basé sur un embrayage à ressort enroulé, qui change le mode de fonctionnement du train épicycloïdal selon le couple transmis. Les étapes de dimensionnement ont été détaillées pour per-

mettre l'adaptation du mécanisme à d'autres applications. Un premier prototype a été développé comme preuve de concept.

6.2 Principe et architecture du mécanisme sélectionné

La transmission variable sous charge ou LAVT développée ici est un réducteur à deux vitesses où la transition entre les deux vitesses se produit lorsque le couple transmis excède un couple prédéfini. La figure 6.2 montre le schéma cinématique du mécanisme dans les deux différents modes. Le train épicycloïdal est composé du châssis ①, du planétaire ②, du porte-satellite ③, de la couronne ④ et des satellites ⑤. Le planétaire correspond à l'entrée du mécanisme, le porte-satellite à sa sortie. L'utilisation d'un train épicycloïdal à deux vitesses est directement inspirée de la prothèse *VariPlus Speed*.

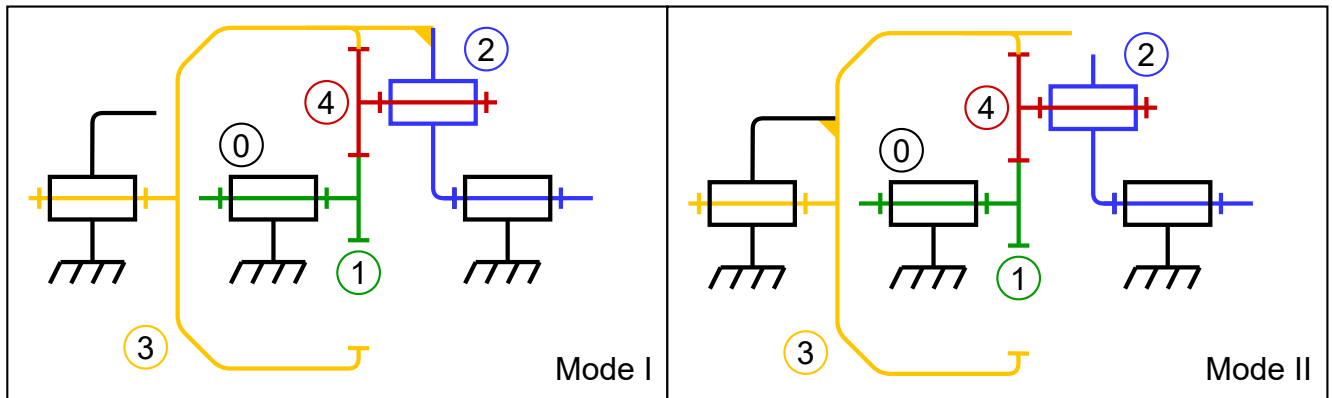


FIGURE 6.2 – Schéma cinématique d'une variante de LAVT en mode I où ② et ③ sont solidaires (pas de réduction) et en mode II où ① et ③ sont solidaires (réduction)

Dans le mode I, pour des couples transmis faibles, la couronne ③ est bloquée sur le porte-satellite ②. Le planétaire, les satellites, le porte-satellite et la couronne sont alors solidaires. Il n'y a pas de réduction dans le mode I.

Dans le mode II, pour des couples transmis élevés, la couronne ③ est bloquée sur le châssis ①. Le rapport de réduction de la vitesse du train en mode II est donné par l'équation suivante :

$$R = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{\tau_{in}}{\tau_{out}} = \frac{Z_1}{Z_3 + Z_1} \quad (6.1)$$

où τ_{in} et τ_{out} sont les couples d'entrée et de sortie respectivement, et ω_{in} et ω_{out} sont les vitesses de rotation d'entrée et de sortie respectivement du train épicycloïdal, Z_1 est le nombre de dents sur le planétaire et Z_3 sur la couronne. Le rapport de réduction ne dépend pas directement du nombre de dents

des satellites Z_4 . On note que les frottements au niveau des dentures sont considérés négligeables dans cette relation.

6.3 Principe de l'embrayage sélecteur à ressort enroulé

Le fonctionnement de cette LAVT est possible grâce à un embrayage sélecteur qui bloque la couronne soit sur le châssis, soit sur le porte-satellite selon le couple transmis. L'embrayage sélecteur développé ici est basé sur les embrayages à ressort enroulé. Ce type d'embrayage sélecteur est utilisé dans le *Greifer* d'Ottobock, combiné à un réducteur plus complexe que le simple train épicycloïdal proposé ici.

Les embrayages à ressort enroulé (*wrap spring clutch*) sont utilisés dans de nombreuses applications, comme les roues libres (*overrunning clutch / one-way clutch*), ou les embrayages à indexation (*indexing clutch*). Ils sont notamment utilisés pour leur durabilité et leur simplicité dans l'automobile [100] ou encore dans des prothèses de genou pour une optimisation énergétique [101]. Ils consistent en un ressort hélicoïdal en contact avec deux pièces en rotations (entrée et sortie) sur leurs surfaces internes ou externes [102], [103], comme montré sur la figure 6.3.

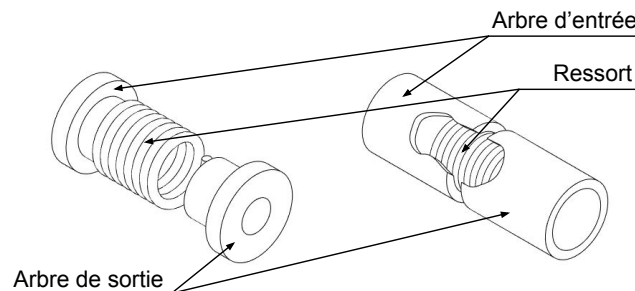


FIGURE 6.3 – Roue libre utilisant un ressort enroulé à contact externe (gauche) et à contact interne (droite)

Le principe de fonctionnement se base sur l'effet Capstan [104] qui permet d'amplifier la pression due au frottement sur un hélicoïde en appliquant une faible tension sur une des extrémités. Le couple de frottement résultant augmente exponentiellement avec le nombre de spires en contact N et le coefficient de frottement μ . Une explication intuitive de son fonctionnement, bien que peu rigoureuse factuellement, est d'imaginer le changement de diamètre du ressort enroulé : dans le cas d'un ressort enroulé externe, la transmission d'un couple dans un sens vient réduire le diamètre du ressort, qui se sert entre l'entrée et la sortie et permet de transmettre un couple important. Dans l'autre sens, le diamètre du ressort augmente sous l'action du couple, ce qui « libère » la sortie de l'entrée.

L'application la plus simple des ressorts enroulés est la roue libre [105] (figure 6.3) où l'arbre d'entrée

peut transmettre un effort important à l'arbre de sortie dans un sens, et glisse dans l'autre sens. Dans le sens libre, un léger frottement subsistant doit être vaincu, alors que ce frottement est largement amplifié dans le sens bloquant (sens de transmission).

Le couple de frottement initial τ_0 peut être produit par un couple résistant à une extrémité. Le couple limite de glissement dans le sens bloquant τ^b , qui dépend de τ_0 , de N , de μ , du rayon du fil de ressort r_s et du rayon neutre du ressort r_n , est donné par Cronin [104] dans l'équation suivante :

$$\tau^b = \tau_0 e^{2\pi N \mu \frac{\rho}{1+\rho}} \approx \tau_0 e^{2\pi N \mu} \quad \text{avec} \quad \rho = \frac{r_n}{r_s} \gg 1 \quad (6.2)$$

Le couple de frottement initial peut également être produit par une faible interférence δr entre le rayon interne du ressort $r_0 = r_n - r_s$ et le rayon de l'arbre de sortie r_A . Le couple limite de glissement a été exprimé par Wiebusch [106] et Wahl [107] dans le sens bloquant τ^b et dans le sens libre τ^f , en considérant un embrayage à contact interne avec un rapport de rayon ρ comme suit :

$$\tau^b = \frac{E I_z}{r_n^2} \delta r (e^{2\pi N \mu} - 1) \quad (6.3)$$

$$\tau^f = \frac{E I_z}{r_n^2} \delta r (1 - e^{-2\pi N \mu}) \approx \frac{E I_z}{r_n^2} \delta r, \quad \text{avec} \quad N \mu > 1 \quad (6.4)$$

où E et I_z représentent respectivement le module de Young du matériau et le moment quadratique lié à la section du ressort.

Il a été noté que dans le sens bloquant, les mesures de couple peuvent différer de résultats donnés par l'équation (6.3) jusqu'à 20% [106]. Plusieurs causes peuvent expliquer ces différences, comme les hypothèses choisies [107] ou la variabilité du coefficient de frottement [104]. Dans le sens libre, la théorie est plus fiable.

La théorie de poutres courbes nous donne également le déplacement radial r_i pour un ressort enroulé libre contraint par un couple τ_i :

$$\tau_i = \frac{E I_z}{r_n^2} \delta r_i. \quad (6.5)$$

On remarque que la forme de cette équation est similaire à celle de l'équation (6.4). Une interprétation est que le ressort se met à glisser de son support lorsque le couple transmis le déforme suffisamment pour dépasser le diamètre de son support (ou plutôt l'égaliser).

En utilisant le même principe, il est possible de créer un embrayage sélecteur en combinant un embrayage à ressort enroulé à contact interne et un embrayage à contact externe, en utilisant le même ressort pour passer du mode I au mode II. La figure 6.4 montre le profil du ressort. Sans charge, le ressort

est précontraint sur le corps **A**. Cette précharge crée un frottement comme montré dans l'équation (6.4), qui permet de transférer les couples faibles entre les pièces **S** et **A**. Lorsque la charge est appliquée sur le ressort à partir de la pièce **S**, le ressort s'élargit en diamètre jusqu'à entrer en contact avec la surface **B**. À ce moment, le frottement sur la surface **B**, plus élevé que la limite de glissement sur la surface **A**, a pour effet de bloquer le ressort sur la surface **B** alors qu'il glisse sur la surface **A**.

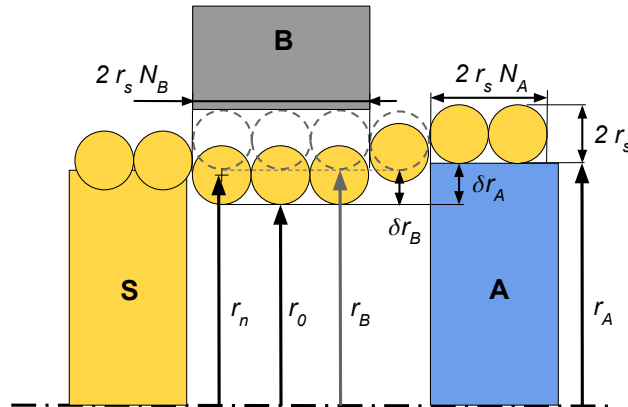


FIGURE 6.4 – Profil de contact du ressort de l'embrayage sélecteur

Cet embrayage sélecteur fonctionne dans un seul sens de rotation, lorsque le ressort s'élargit sous l'effet d'un couple transmis. Dans l'autre sens, le ressort se bloque sur la surface de frottement **A**, bloquant la LAVT en mode I. Ce fonctionnement unidirectionnel est acceptable pour des tâches de préhension, où obtenir un couple important n'est utile que lors du serrage, et l'ouverture des doigts peut être réalisée à couple faible uniquement.

L'embrayage à ressort enroulé semble être une solution intéressante pour une prothèse de main accessible, avec une bonne durabilité, un très bon rapport entre le couple transmis et le volume nécessaire, et un coût de fabrication faible [100].

6.4 Analyse de la transmission de la charge et de l'efficacité du réducteur variable

La figure 6.5 introduit les différentes parties du train épicycloïdal et de l'embrayage sélecteur combinés ensemble.

À l'équilibre statique, le couple appliqué par les satellites ④ sur la couronne ③, noté $\tau_{4/3}$ et le couple appliqué par les satellites ④ sur le porte-satellite ②, noté $\tau_{4/2}$ peut être exprimé à partir du couple appliqué sur les satellites ④ sur le planétaire ①, noté $\tau_{4/1}$.

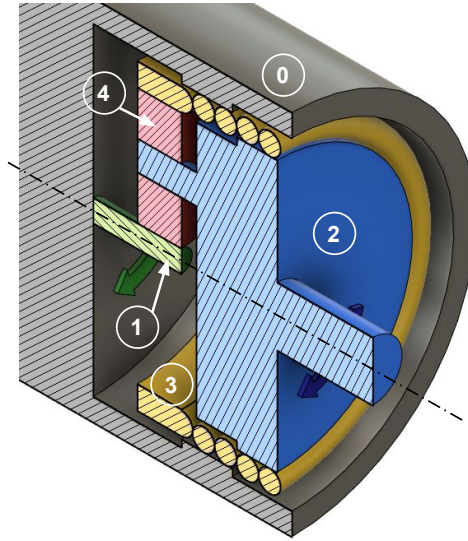


FIGURE 6.5 – Principe de la LAVT proposé, avec le châssis ①, le planétaire (arbre d'entrée) ②, le porte-satellite (arbre de sortie) ③, la couronne ④ solidaire du ressort, et les satellites ⑤

$$\tau_{4/3} = - \left(\frac{1}{R} - 1 \right) \tau_{1/4} \quad (6.6)$$

$$\tau_{4/2} = \frac{1}{R} \tau_{1/4} \quad (6.7)$$

On note que les couples $\tau_{i/j}$ sont orientés selon le même axe, et peuvent donc être négatifs.

En mode I, lorsque le ressort est en contact uniquement avec le porte-satellite, le couple de sortie τ_{out} peut être exprimé à partir du couple d'entrée τ_{in} de la manière suivante :

$$\tau_{out} = \tau_{3/2} + \tau_{4/2} = \tau_{4/3} + \tau_{4/2} = -\tau_{in} \left(\frac{1}{R} - 1 \right) + \tau_{in} \frac{1}{R} = \tau_{in} \quad (6.8)$$

En mode II, lorsque le ressort est en contact avec le châssis et glisse sur le porte-satellite, le couple de sortie peut être exprimé à partir du couple d'entrée de la manière suivante :

$$\tau_{out} = \tau_{3/2}^f + \tau_{4/2} = -\tau_{2/3}^f + \tau_{in} \frac{1}{R} \quad (6.9)$$

Alors que le couple d'entrée est entièrement transmis à la sortie en mode I, permettant une efficacité $\eta = 1$ en faisant l'hypothèse d'un train idéal, un couple de frottement constant est présent en mode II.

Dans ce mode, l'efficacité est exprimée de la manière suivante :

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\omega_{out} \tau_{out}}{\omega_{in} \tau_{in}} = R \frac{\tau_{in}/R - \tau_{2/3}^f}{\tau_{in}} = \frac{\tau_{in} - \tau_{2/3}^f R}{\tau_{in}} \quad (6.10)$$

À partir de l'équation (6.5), le couple appliqué sur le ressort nécessaire pour venir en contact de la surface **B** est connu. Le couple d'entrée à la transition τ_{in}^t , produisant le couple de transition sur le ressort, peut être exprimé comme suit :

$$\tau_{2/3} = \tau_t \Leftrightarrow \tau_{in} = \tau_{in}^t = \left(\frac{R}{1-R} \right) \tau_t \quad (6.11)$$

La figure 6.6 présente le couple de sortie τ_{out} pour un couple d'entrée normalisé τ_{in} entre zéro et un, à partir des équations (6.8) et (6.9). Cinq différentes paires de rapports de vitesse R et de couples de transition τ_t sont choisies pour montrer l'impact de ces deux paramètres. Le couple de glissement $\tau^f = \tau_{2/3}^f$ est fixé de sorte que $\tau^f = \tau_t$, résultat optimal de la procédure de dimensionnement expliqué dans la section 6.5.

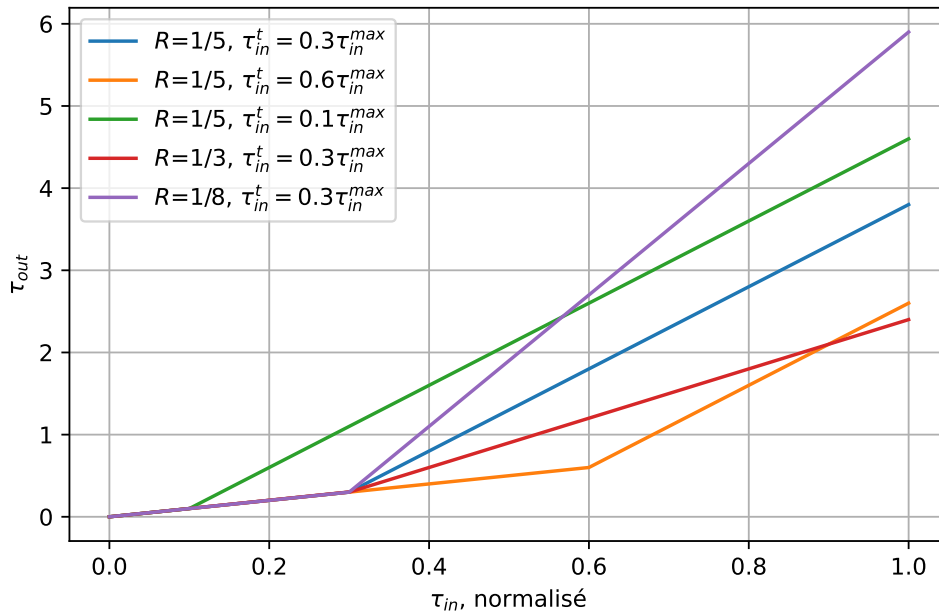


FIGURE 6.6 – τ_{out} en fonction de τ_{in} en équilibre quasi-statique pour cinq différentes paires (R, τ_t) , avec $\tau^f = \tau_t$

La figure 6.6 montre qu'un couple de sortie τ_{out}^{max} plus élevé peut être obtenu en diminuant R ou en diminuant τ_t .

L'efficacité est présentée sur la figure 6.7, où $\eta = 1$ dans le mode I et où η est calculé à partir de l'équation (6.10) dans le mode II. Les différentes configurations sont calculées à partir du même intervalle de couple d'entrée τ_{in} , et ainsi des intervalles différents de τ_{out} .

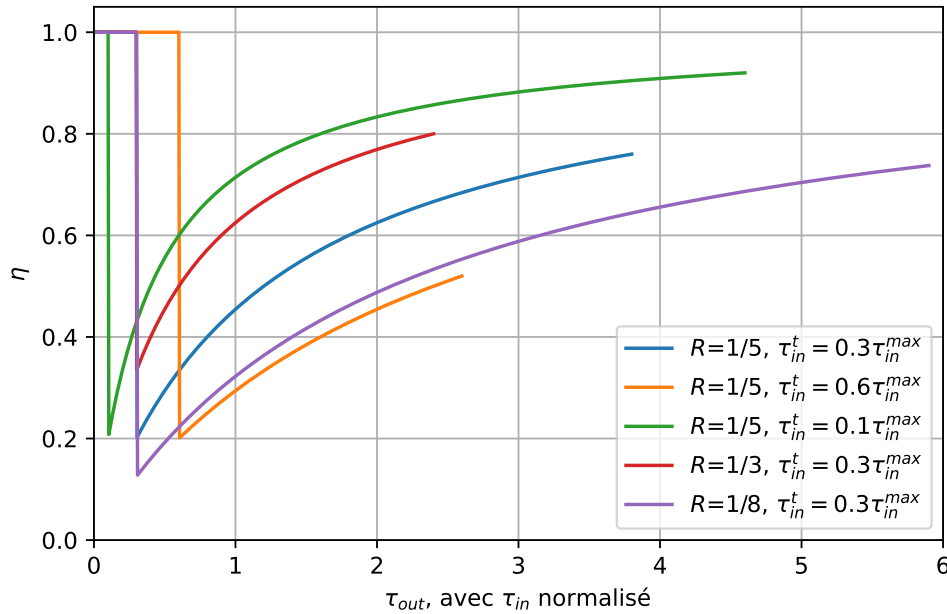


FIGURE 6.7 – η en fonction de τ_{out} en équilibre quasi-statique pour cinq différentes paires (R, τ_t) , avec $\tau^f = \tau_t$

La figure 6.7 montre que le principal effet de la diminution de R est l'élargissement de la courbe en mode II, correspondant au plus fort taux d'accroissement sur la figure 6.6. Une décroissance légère de l'efficacité au couple maximal peut être observée mais reste faible. À l'inverse, τ_{max}^{out} est très dégradé par l'augmentation du couple de transition τ_t .

Une première approche pour optimiser l'efficacité énergétique du mécanisme serait de minimiser le rapport de réduction et le couple de transition.

6.5 Procédure de dimensionnement

La procédure de dimensionnement est organisée en cinq principales étapes.

6.5.1 Rapport de réduction et couple de transition

Afin de dimensionner le système, le rapport de réduction R et le couple de transition τ_t doivent être choisis. Ces deux paramètres affectent le couple maximal disponible et la vitesse en mode II, mais également l'efficacité du système, et le couple maximal disponible en mode I avant la transition (éqs. (6.8)-(6.11)).

Comme expliqué dans la section 6.4, il est recommandé de diminuer R et τ_t pour obtenir un couple de sortie maximal et une efficacité importante. Toutefois, ces deux paramètres ont une borne inférieure.

Un rapport de réduction très bas R est difficile à réaliser avec un train épicycloïdal standard (autour de 1/8). De plus, une valeur très faible de R peut mener à une vitesse trop faible en mode II, produisant une sensation de perte de contrôle par l'utilisateur lors de la préhension d'objets élastiques.

Le couple de sortie à la transition τ_{out}^t doit rester suffisamment élevé pour vaincre les frottements dans le reste de la transmission et l'élasticité du gant sans changement de mode.

6.5.2 Train épicycloïdal

Une fois que le rapport de réduction est choisi, le train épicycloïdal peut être dimensionné. Les nombres de dents du planétaire Z_1 , des satellites Z_4 et de la couronne $Z_3 = 2Z_4 + Z_1$ doivent respecter certaines contraintes :

- le procédé de fabrication standard des engrenages, permettant un prix abordable, ne permet pas de faire des engrenages de moins de 8 à 10 dents. Le module doit être aussi grand que possible.
- Le rayon de la couronne extérieure doit rester aussi faible que possible pour limiter l'encombrement du mécanisme.
- Le nombre de satellites N_{sat} est de préférence choisi à trois ou quatre. Utiliser deux satellites est moins favorable pour la distribution d'effort sur le planétaire qui nécessitera de plus grosses dents et produira davantage de vibrations. Utiliser plus de quatre satellites n'est pas conseillé pour limiter le frottement et conserver un train efficace.
- Le montage des satellites répartis uniformément autour du planétaire est possible seulement si $(Z_1 + Z_4) \bmod N_{sat} = 0$.
- Le rayon, le module et la largeur des dents doivent supporter les efforts transmis.

Sous ces contraintes, toutes les valeurs numériques de rapport de réduction R données par l'équation (6.1) ne sont pas réalisables, surtout pour $R < 1/5$.

6.5.3 Ressort enroulé

Le diamètre de fil doit être sélectionné de manière à supporter les contraintes mécaniques induites dans le ressort lors de sa déformation. Quand le ressort n'est pas en contact avec la surface extérieure, il peut être représenté comme une poutre courbe soumise à un couple. L'équation suivante donne la contrainte σ_{max} d'un ressort avec un moment quadratique I_z soumis à un couple τ_{max} .

$$\sigma_{max} = \frac{r_s}{I_z} k_b \tau_{max} < R_e s \quad (6.12)$$

où s est le facteur de sécurité, R_e la limite élastique du matériau et k_b le facteur de correction.

Pour une section circulaire, cela donne :

$$\sigma_{max} = \frac{4k_b}{\pi r_s^3} \tau_{max}. \quad (6.13)$$

Le facteur de correction k_b est défini dans la théorie des poutres courbes tel que :

$$k_b = \frac{4\rho^2 - \rho - 1}{4\rho(\rho - 1)} \quad \text{avec} \quad \rho = \frac{r_n}{r_s} \quad (6.14)$$

Alors que l'équation (6.14) inclut le paramètre r_n qui n'a pas encore été déterminé, une approximation de k_b peut être utilisée dans une première itération. Pour $\rho > 8$, prendre $k_b = 1,1$ permet de respecter l'équation (6.12).

Le diamètre de fil doit rester aussi fin que possible pour maximiser le déplacement produit par un couple donné. En effet, les tolérances de fabrication seront d'autant plus larges que les déplacements seront élevés, ce qui permet de limiter les coûts de fabrication liés aux outils et au contrôle de la précision. Une analyse plus avancée est nécessaire pour valider les contraintes dans le ressort lorsque celui-ci est en contact avec la surface extérieure.

6.5.4 Diamètre de ressort et des surfaces de frottement

Une fois le diamètre de fil sélectionné, le diamètre du ressort enroulé et le diamètre des deux surfaces de frottement peuvent être choisis.

Le couple transmis τ_t peut être exprimé à partir de l'équation (6.5) et du rayon r_B de la surface de contact **B**.

$$\tau_t = \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r_B \quad (6.15)$$

Les couples d'entrée et de sortie à la transition τ_{in}^t et τ_{out}^t peuvent alors être exprimés :

$$\tau_{in}^t = \tau_{out}^t = \frac{REI_z}{(1-R)r_n^2} \delta r_B \quad (6.16)$$

Ainsi, pour un couple donné, différentes paires de paramètres $(r_n, \delta r_B)$ peuvent être choisies. Opter pour un δr_B important peut augmenter la robustesse du système aux imprécisions de fabrication, mais augmente le volume du système.

Pour assurer la transition du mécanisme, le ressort doit entrer en contact de la surface **B** avant de glisser sur la surface **A**. À la condition de glissement, la portion intermédiaire du ressort va atteindre un rayon interne égal à r_B . Le rayon r_A doit être fixé aussi proche que possible de r_B pour limiter le couple de frottement τ^f à τ_t , en restant légèrement supérieur pour assurer une bonne transition. Ce couple est calculé avec l'équation (6.4) et est légèrement supérieur au couple de transition τ_t .

$$\tau^f = \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r_A \quad (6.17)$$

6.5.5 Longueur de ressort et choix des matériaux

Lorsque le ressort entre en contact de la surface **B**, le couple limite de glissement entre **S** et **A** doit être supérieur au couple de glissement entre **S** et **B**, de la manière suivante :

$$\frac{EI_z}{r_n^2} \delta r_A < \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r_B (e^{2\pi N_B \mu} - 1) \quad (6.18)$$

avec N_A et N_B représentant le nombre de spires en contact des surfaces **A** et **B** respectivement.

Les rayons d'interférence δr_A et δr_B étant fixés proches l'un de l'autre, une simplification peut être faite :

$$e^{2\pi N_B \mu} > 2 \Leftrightarrow N_B \mu > \frac{\ln(2)}{2\pi} \approx 0.11 \quad (6.19)$$

En mode II, le couple transmis du ressort à la surface **B** doit rester sous la limite de glissement en sens bloquant τ_B^b exprimée par l'équation (6.2) avec $\tau_0 = \tau^f$ le frottement entre le ressort et la surface **A**.

$$\tau_B^b > \tau_{4/3} + \tau^f \Leftrightarrow \tau^f e^{2\pi N_B \mu} - \tau^f > \tau_{in}^{max} \frac{1-R}{R} \quad (6.20)$$

Dans la direction d'ouverture des doigts, le couple appliqué par le ressort sur la surface **A** doit rester sous la limite de glissement en sens bloquant τ_A^b exprimée par l'équation (6.3).

$$\tau_A^b > \tau_{4/3} \Leftrightarrow \tau^f (e^{2\pi N_A \mu} - 1) > \tau_{in}^{max} \frac{1-R}{R} \quad (6.21)$$

Ces trois conditions sur μ , N_A , et N_B doivent être respectées lors de la conception. Le choix des matériaux, agissant sur μ , doit être contraint aux matériaux courants (acier, aluminium, bronze) pour conserver le mécanisme abordable.

6.6 Variante d'architecture

Une variante d'architecture est possible pour réaliser la même fonction. La figure 6.8 montre le schéma cinématique de cette variante dans les deux différents modes. On retrouve les différentes parties du train épicycloïdal avec le châssis ①, le planétaire ②, le porte-satellite ③, la couronne ④ et les satellites ⑤, ainsi qu'un arbre de sortie ⑥. Le planétaire correspond à l'entrée du mécanisme, sa sortie correspond à l'arbre de sortie.

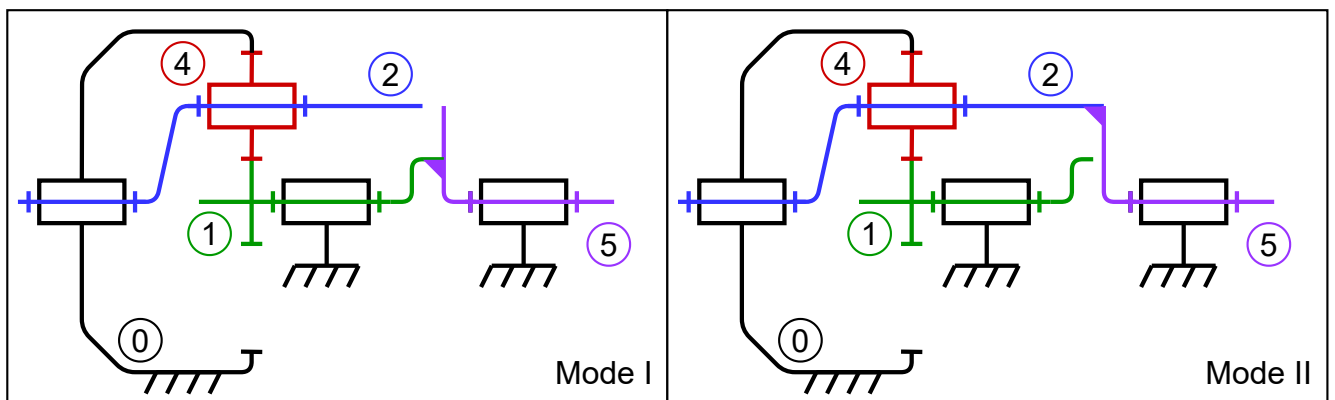


FIGURE 6.8 – Schéma cinématique d'une variante de LAVT en mode I où ⑤ et ① sont solidaires (pas de réduction) et en mode II où ⑤ et ② sont solidaires (réduction)

Dans le mode I, pour des couples transmis faibles, l'arbre de sortie ④ est solidaire du planétaire ①. L'entrée et la sortie étant solidaires, il n'y a pas de réduction dans le mode I.

Dans le mode II, pour des couples transmis élevés, l'arbre de sortie ④ est solidaire du porte-satellite ②, et le mécanisme agit comme un train épicycloïdal classique. Le rapport de réduction de la vitesse du train en mode II est identique à la précédente architecture (éq. (6.1)).

Les équations du train épicycloïdal (6.6) et (6.7) restent valables.

En mode I, lorsque le ressort est en contact uniquement avec le planétaire, le porte-satellite tourne à vide ($\tau_{4/2} = 0$), le couple de sortie τ_{out} peut être exprimé à partir du couple d'entrée τ_{in} de la manière suivante :

$$\tau_{out} = \tau_{1/5} = \tau_{in} - \tau_{4/1} = \tau_{in} - R\tau_{4/2} = \tau_{in} \quad (6.22)$$

En mode II, lorsque le ressort est en contact avec le porte-satellite et glisse sur le planétaire, le couple de sortie peut être exprimé à partir du couple d'entrée de la manière suivante :

$$\begin{aligned}\tau_{out} &= \tau_{1/5}^f + \tau_{2/5} = -\tau_{5/1}^f + \tau_{4/2} = -\tau_{5/1}^f + \frac{1}{R}\tau_{1/4} = -\tau_{5/1}^f + \frac{1}{R}(\tau_{in} + \tau_{5/1}^f) \\ &= \frac{1}{R}\tau_{in} - \left(1 - \frac{1}{R}\right)\tau_{5/1}^f\end{aligned}\quad (6.23)$$

Il est possible de dimensionner le mécanisme de sorte à avoir le même couple d'entrée à la transition τ_{in}^t que sur le mécanisme original, et des pertes de frottement similaires en dimensionnant le ressort de sorte que $(1 - \frac{1}{R})\tau_{5/1}^f = \tau_{2/3}^f$. Le comportement de cette variante est alors identique au mécanisme précédent. On note toutefois que le ressort ne sera pas soumis au même couple et que son dimensionnement sera différent pour atteindre le même comportement que le mécanisme originalement proposé.

6.7 Application numérique

La proposition de chaîne de transmission de puissance complète (voir tableau 5.2) permet de fixer des valeurs de spécifications. Les valeurs utilisées ici diffèrent légèrement de la proposition, mais correspondent à une application similaire :

- un couple maximal d'entrée $\tau_{in}^{max} = 100$ N.mm donné par le moteur et le premier étage de réduction ;
- un couple minimal de transition à la sortie $\tau_{out}^t > 15$ N.mm pour surmonter les frottements et l'élasticité du gant ;
- un couple maximal de sortie $\tau_{out}^{max} = 400$ N.mm nécessaire à l'obtention d'une force de préhension de 85 N ;
- un rapport de réduction de vitesse entre les modes $\omega_I/\omega_{II} \geq 5$ pour conserver une vitesse suffisante lors de la phase de serrage ;
- une efficacité au couple maximal $\eta(\tau_{out}^{max}) > 80\%$, déduite des précédentes valeurs de spécification et compatible avec l'objectif d'optimisation énergétique détaillé au chapitre 5.

Dans le but d'évaluer l'impact de plusieurs paramètres, trois différentes configurations sont choisies avec différentes dimensions de surfaces de frottements. Les résultats sont présentés dans le tableau 6.1, en rappelant le critère permettant de fixer ou de calculer chacun des paramètres. Le matériau utilisé pour le ressort et les surfaces de contact est l'acier.

De manière similaire aux figures 6.6 et 6.7, la caractéristique entrée-sortie et l'efficacité des trois configurations sont montrées sur la figure 6.9. R est constant dans les trois configurations, alors que

Paramètres	Config. 1	Config. 2	Config. 3	Critère de choix
τ_{in}^{max}	—	100 N.mm	—	Cahier des charges
R	—	1/5	—	Minimisé, borné par la fabricabilité
τ_{in}^t	17 N.mm	17 N.mm	19,5 N.mm	Minimisé, borné par les frottements à vide
τ_t	68 N.mm	68 N.mm	78 N.mm	Déduit
τ_{out}^{max}	432 N.mm	418 N.mm	418 N.mm	Déduit
$\eta(\tau_{out}^{max})$	86,4%	83,6%	83,6%	Déduit
ω_I/ω_{II}	—	5	—	Déduit
N_{sat}	—	3	—	3 ou 4 selon le couple à transmettre
Z_4	—	48	—	Selon l'encombrement et la disponibilité
Z_3	—	12	—	Déduit
Z_1	—	18	—	Déduit
r_s	—	0,5 mm	—	Déduit
δr_B	0,5 mm	0,5 mm	0,575 mm	Compromis précision / volume
r_n	—	8,7 mm	—	Déduit
δr_A	0,5 mm	0,6 mm	0,6 mm	Minimisé, borné par δr_B
N_A	—	2	—	Déduit
N_B	—	3	—	Déduit

TABLE 6.1 – Résultats de dimensionnement dans les configurations étudiées

τ_t et τ^f varient avec δr_A et δr_B . On observe un plateau entre le mode I et le mode II pour deux de ces configurations la figure 6.9 (gauche), crée par un couple de glissement τ^f supérieur au couple de transition τ_t , causé par $\delta r_A > \delta r_B$. Sur ce plateau, le ressort ne glisse ni sur la surface **A** ni sur la surface **B**, bloquant alors le mécanisme. L'efficacité n'est pas définie sur cet intervalle, comme présenté sur la figure 6.9 (droite). En utilisant un moteur DC avec une simple commande en tension, cet intervalle ne semble pas poser de problème. En effet, alors que le mécanisme aura tendance à bloquer et résister donc au niveau de l'entrée, le couple d'entrée va augmenter rapidement en réponse à la baisse de vitesse, et dépasser alors l'intervalle.

L'efficacité est supposée être maximale ($\eta = 1$) en mode I, alors que le ressort ne glisse sur aucune surface, et que les autres sources de frottement possibles sont négligées, comme montré par l'équation (6.8).

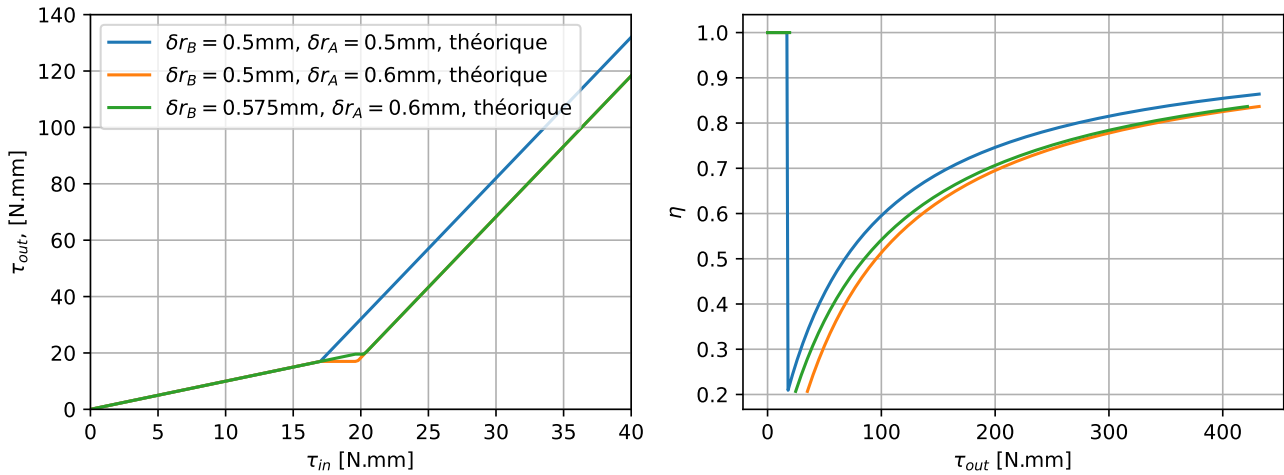


FIGURE 6.9 – τ_{in} en fonction de τ_{out} (gauche) et η en fonction de τ_{out} (droite) pour les trois configurations sélectionnées

6.8 Expérimentations

6.8.1 Développement d'un prototype fonctionnel

Un premier prototype fonctionnel a été conçu comme une preuve de concept pour valider le modèle théorique développé dans la section précédente. Les pièces fonctionnelles (ressort, surfaces de contact, engrenages) du prototype ont été conçues à l'échelle pour une future intégration dans une prothèse. Le reste du prototype a été conçu pour faciliter sa fabrication et son assemblage. La couronne de frottement comportant la surface **B** et l'arbre de frottement comportant la surface de frottement **A**, solidaire du porte-satellite, peuvent être changés pour permettre des expériences avec plusieurs dimensions de surfaces de frottement. Le châssis est partiellement fabriqué en polycarbonate (matériau transparent) pour permettre la visualisation du mouvement des différentes pièces. Une vue en coupe de la CAO et une photo du prototype sont présentées sur les figures 6.10a et 6.10b.

6.8.2 Dispositif expérimental

Des mesures ont été effectuées pour valider la caractéristique d'entrée-sortie du mécanisme de la figure 6.6 en fonctionnement quasi-statique, à faible vitesse. Les couples de transitions τ_t et de frottement en mode II $\tau_{2/3}^f$ sont identifiés à partir de cette caractéristique.

Comme montré sur la figure 6.11, un couple constant est appliqué à l'arbre de sortie à travers une poulie et une masse prédéterminée M . L'arbre d'entrée et sa poulie sont entraînés en rotation par l'ex-

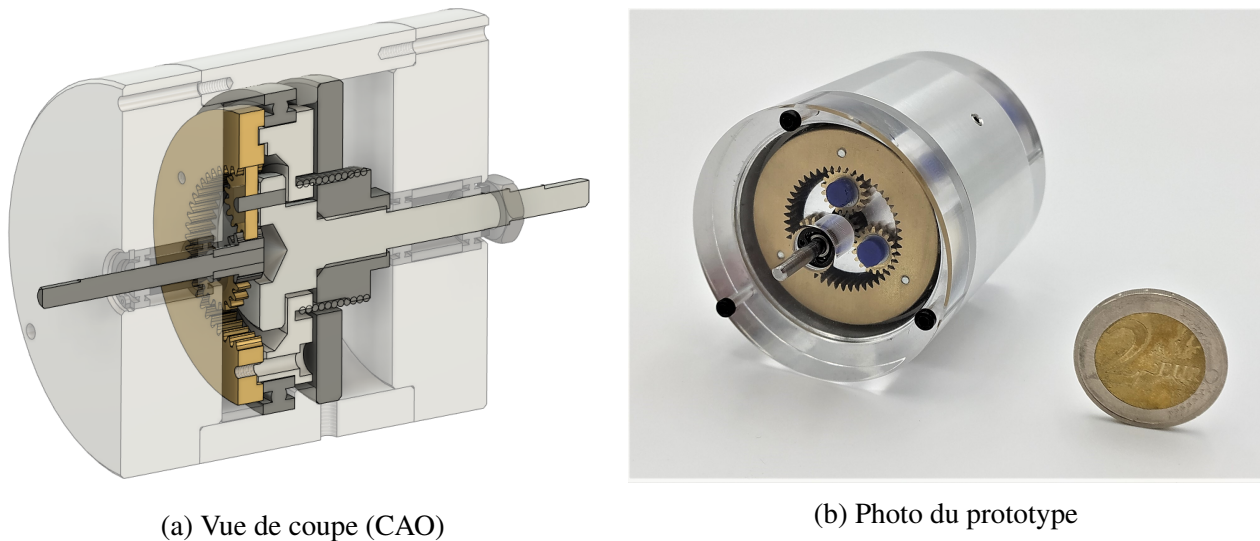


FIGURE 6.10 – Prototype de transmission variable sous charge (LAVT), avec les éléments fonctionnels (ressorts et alésages) à l'échelle pour une future intégration

périmentateur à une vitesse faible constante à partir d'un câble et d'un capteur de force, permettant de mesurer le couple appliqué sur l'arbre d'entrée. Le capteur de force est une cellule de charge (Phidgets CZL616C), et le signal de ce capteur est amplifié puis acquis en utilisant le module PhidgetBridge. Pour chaque couple de sortie donné par une masse de sortie M , le couple d'entrée est acquis et moyenné sur plusieurs tours pour obtenir une valeur moyenne du couple d'entrée. Un ensemble de masses de 2,0 g à 385,0 g et deux poulies de diamètre $\varnothing 50$ mm sont utilisés pour appliquer un couple de sortie entre 0 N.mm et 95 N.mm. Ce dispositif devrait être fiabilisé pour pouvoir appliquer des couples plus importants. Cependant, l'intervalle choisi est suffisant pour montrer la transition entre les deux modes de fonctionnement de cette LAVT.

Mesurer le coefficient de frottement visqueux et l'efficacité à vitesse donnée serait intéressant, mais requiert des outils de mesures non disponibles lors de ces travaux.

6.8.3 Résultats

La figure 6.12 montre le signal acquis par le capteur de force. La cellule de charge a été calibrée avant les mesures pour compenser le poids de la poulie et prendre en compte l'angle du câble. Il est visible sur la figure 6.12 que le bruit n'est pas négligeable. Cependant, le moyennage de la mesure limite l'impact de ce bruit.

On observe également qu'un frottement additionnel non constant apparaît et varie sur un tour complet (visible sur la figure 6.12 pour $M = 31,5$ g). Il a été noté que lorsque le ressort commence à se déformer

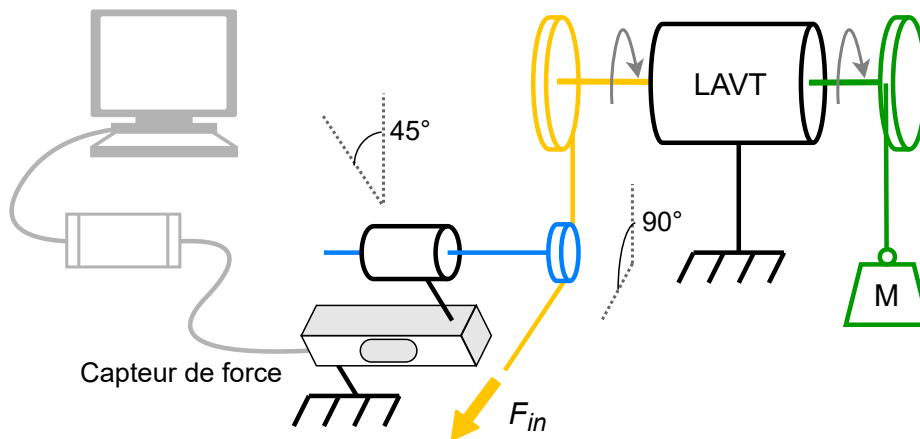


FIGURE 6.11 – Schéma du dispositif expérimental pour l'analyse de la caractéristique d'entrée-sortie en fonctionnement quasi-statique

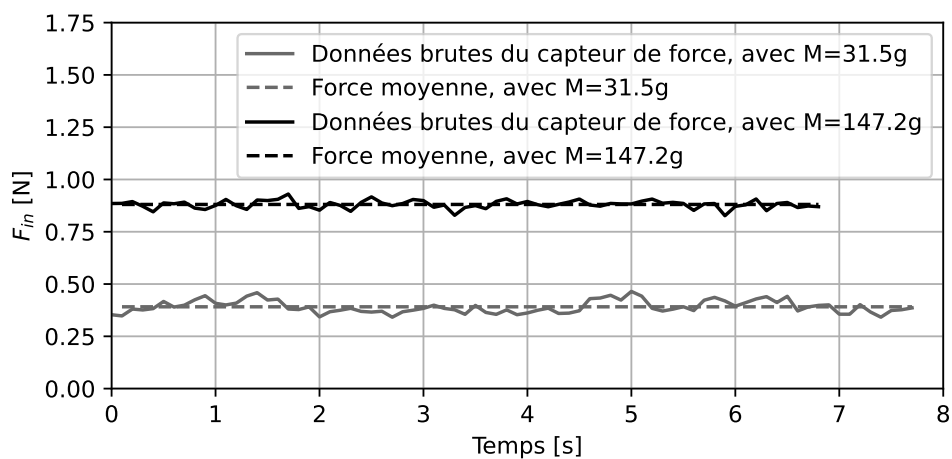


FIGURE 6.12 – Données brutes du capteur de force pour deux différentes masses en configuration 1

avant la transition, et il peut toucher légèrement la surface de frottement externe sur une portion de tour si toutes les pièces ne sont pas centrées parfaitement. Cela crée un couple de frottement additionnel.

La figure 6.13 montre les résultats de l'expérience en comparaison des données théoriques. Une interpolation du premier ordre sur les données expérimentales est également affichée.

Glissement par à-coups

Un effet de glissement par à-coups (*slip and stick*) apparaît en mode II entre le ressort et le porte-satellite. Cet effet peut être évité en jouant avec les matériaux, la rugosité des surfaces ou la lubrification.

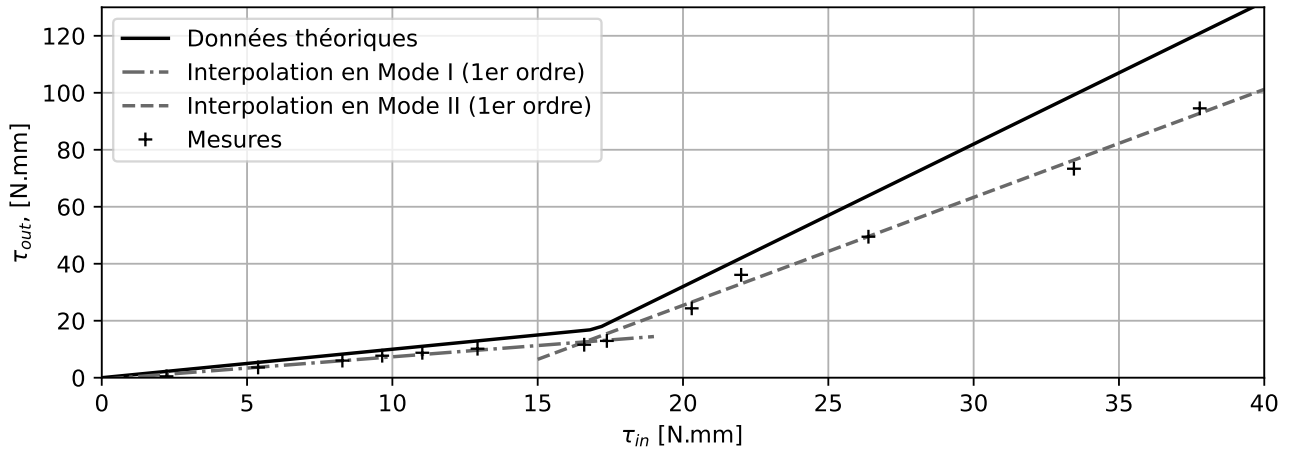


FIGURE 6.13 – Comparaison des caractéristiques d’entrée-sortie expérimentale et théorique en configuration 1 avec $\delta r_A = 0,5$ mm et $\delta r_B = 0,5$ mm

Effet de vissage

Lorsque le ressort glisse sur le porte-satellite en mode II, sa forme hélicoïdale provoque une force qui tend à allonger le ressort. La rigidité du ressort crée une force dans la direction opposée du vissage qui limite son allongement, mais cette force peut ne pas être suffisante pour garder le ressort à sa place dans l’assemblage.

Tours à vide

Même si le comportement dynamique de cette LAVT est hors du cadre de cette première étude, il est intéressant d’observer que le ressort doit être déformé avant la transition lorsqu’un couple de charge important est appliqué sur l’arbre de sortie. Ainsi, lorsque l’arbre de sortie est bloqué sur un objet, l’arbre d’entrée doit faire plusieurs tours avant de passer effectivement en mode II. Le nombre de tours à vide du ressort avant la transition ΔN_t peut être calculé avec la rigidité du ressort et le nombre N_f de spires libres :

$$\Delta N_t = \frac{N_f r_n}{EI_z} \tau_t \quad (6.24)$$

Lorsque le porte-satellite est bloqué, le mouvement du ressort et de la couronne sont amplifiés par le train épicycloïdal, tel que le nombre de tours à vide de l’arbre d’entrée ΔN_t^{in} sera plus important.

$$\Delta N_t^{in} = \frac{1-R}{R} \Delta N_t = \frac{1-R}{R} \frac{N_f r_n}{EI_z} \tau_t \quad (6.25)$$

Pour $N_f = 6$ dans notre prototype, cela donne $\Delta N_t^{in} = 1,36$ tr. Ce tour à vide peut créer un délai pour l'utilisateur qui doit être pris en compte, mais apporte également une élasticité qui limite les chocs sur l'arbre moteur lorsque les doigts entrent en contact avec un objet.

Comparaison des configurations et discussion

À partir du tableau 6.2, la configuration 2 semble être la plus intéressante à utiliser, avec le couple maximal de sortie τ_{out}^{max} le plus élevé. Les pires performances sont obtenues avec la configuration 1. Ces résultats ne correspondent aux résultats attendus du tableau 6.1 et de la figure 6.9, où la configuration 1 permet les meilleures performances et la configuration 2 donne les pires.

Les tolérances, le procédé de fabrication, l'état de surface, la lubrification et les conditions d'assemblage varient entre chaque configuration, et peuvent expliquer les différences entre les résultats théoriques et expérimentaux. L'effet de tels changements devra être investigué dans de prochaines études en répétant les mesures dans différentes conditions. En particulier, un second prototype avec un train épicycloïdal et un embrayage sélecteur peut aider à identifier les sources de frottements et à tester les différentes configurations de l'embrayage sélecteur, sans un démontage complet du train épicycloïdal. La précision des procédés de fabrication des roues dentées et du ressort devront également être améliorées pour obtenir de meilleures performances.

Avec une meilleure connaissance des tolérances de fabrication nécessaires pour cette application, les coûts de fabrication pourraient être optimisés.

Frottements additionnels

À partir de l'interpolation, les frottements additionnels peuvent être observés. Le tableau 6.2 montre les couples de frottement calculés à partir des interpolations. Ces frottements peuvent être expliqués :

- en mode I, des frottements secs peuvent provenir des roulements à billes sur l'arbre d'entrée, sur l'arbre de sortie et sur la couronne ;
- en mode II, des frottements secs peuvent apparaître des différents roulements mais aussi des dents du trains épicycloïdal qui est entraîné.

6.9 Bilan de l'étude

Ce chapitre présente un mécanisme de transmission variable sous charge, ainsi qu'une méthode étape par étape pour dimensionner ce mécanisme avec des spécifications données. Cette solution innovante vise

Paramètres	Config. 1	Config. 2	Config. 3
$(\delta r_A; \delta r_B)$	(0,5 ; 0,5) mm	(0,6 ; 0,5) mm	(0,6 ; 0,575) mm
(I) Identification $\tau_{out} =$	$0,79\tau_{in} - 0,56$	$0,87\tau_{in} - 1,84$	$0,80\tau_{in} - 0,38$
(I) Couple de frottement	0,56 N.mm	1,84 N.mm	0,38 N.mm
(I) Pertes proportionnelles	21%	13%	20%
(II) Identification $\tau_{out} =$	$3,79\tau_{in} - 50,4$	$4,09\tau_{in} - 65,0$	$4,07\tau_{in} - 64,5$
(II) Couple de frottement	50,4 N.mm	65,0 N.mm	64,5 N.mm
(II) Pertes proportionnelles	24%	18%	18%
Estimation de τ_{out}^{max}	329 N.mm	344 N.mm	343 N.mm

TABLE 6.2 – Identification des frottements additionnels

à développer une prothèse avec de bonnes performances et une faible consommation énergétique tout en restant accessible.

Un prototype a été fabriqué et assemblé, et le principe de fonctionnement du mécanisme a pu être validé théoriquement et expérimentalement. Les applications numériques et l'expérimentation ont pu montrer que le couple de transition, pour lequel la transmission change de rapport de réduction, peut être contrôlé comme souhaité. Ce système qui permet d'amplifier le couple disponible présente un intérêt, même lorsque des frottements additionnels s'ajoutent.

Ce mécanisme pourrait aider à concevoir une prothèse accessible et puissante. Avec une consommation d'énergie équivalente, utiliser ce mécanisme peut multiplier la force de préhension par quatre avec une même vitesse maximale ou doubler à la fois la vitesse maximale et la force de préhension. Cette propriété peut permettre d'atteindre le niveau de force nécessaire aux activités de la vie quotidienne. Plus généralement, ce mécanisme pourrait être utilisé dans tous les systèmes embarqués qui nécessitent de la vitesse et des efforts à différents moments, et où le rendement énergétique, la masse et le coût sont contraints, tels que des robots mobiles réalisant des tâches de préhension.

En termes de perspectives, la fabrication et l'assemblage de ce prototype pourraient être améliorés pour réduire le frottement résiduel. En effet, des différences entre les résultats théoriques et expérimentaux ont été observées. Les effets de certains paramètres non pris en compte dans le modèle comme les conditions d'assemblage ou de lubrification sont suspectés, mais doivent être confirmés en approfondissant cette étude.

CONCEPTION D'UN MÉCANISME D'IRRÉVERSIBILITÉ EFFICACE À RESSORT ENROULÉ

La présence d'un système permettant l'irréversibilité de la transmission de puissance est importante, et permet d'arrêter le moteur tout en conservant la force de serrage pour garantir de ne pas laisser tomber l'objet saisi. Cette irréversibilité permet par exemple à un utilisateur d'arrêter de contracter ses muscles pour tout en maintenant un objet serré, mais aussi d'éteindre complètement sa prothèse pour éviter des commandes involontaires menant au desserrage de l'objet.

Au-delà de l'aspect fonctionnel de l'irréversibilité qui pourrait être « simulée » par une stratégie de commande adaptée, l'irréversibilité physique de la transmission permet d'utiliser la pleine puissance des moteurs utilisés sans dépasser leurs limites thermiques, comme montré dans le chapitre 3.

Toutefois, le système d'irréversibilité doit présenter un rendement énergétique optimal, afin de garantir les performances souhaitées, comme montré dans le chapitre 5. Les systèmes classiques de vis-écrou ou de vis sans fin ne sont alors pas de bons candidats, et d'autres solutions simples à fabriquer et à intégrer doivent être trouvées.

Ce chapitre propose un état de l'art des différents mécanismes d'irréversibilité existants et propose une analyse de leur fonctionnement et de leur rendement maximal. Un nouveau système est développé à partir d'un principe existant, mais en se voulant plus simple à fabriquer et comportant moins de pièces que les systèmes existants. Une analyse permet de comprendre l'effet de chaque paramètre du mécanisme, et une procédure de dimensionnement en est déduite. Un prototype est développé pour confronter les valeurs théoriques aux valeurs mesurées. Les résultats obtenus sont analysés et discutés.

De même que pour les précédents mécanismes, le processus de conception développé ici permet d'adapter le mécanisme à de nouvelles valeurs d'entrée, constituant une contribution majeure de la thèse (f).

7.1 État de l'art des mécanismes irréversibles existants

7.1.1 Fonction et différents types de mécanismes irréversibles

Un mécanisme irréversible (*non-back drivable mechanism* - NBDM) est un mécanisme qui permet de transmettre le mouvement d'un élément mécanique d'entrée à une charge de sortie (mode tournant), mais qui bloque tout mouvement de la charge de sortie lorsque l'élément d'entrée est laissé libre (mode bloquant). L'irréversibilité d'un mécanisme peut être souhaitée ou non. En particulier, les réducteurs à grand rapport de réduction peuvent parfois être considérés comme irréversibles, car l'effort nécessaire pour mettre en mouvement l'arbre de sortie lorsque l'entrée est laissée libre est très important. Dans le cas d'une prothèse de main, on souhaite une irréversibilité maîtrisée et systématique qui permet de maintenir la force de serrage maximale au bout des doigts alors que l'entrée est laissée libre. On cherche donc un mécanisme spécifique pour la réalisation de cette fonction. De cette manière, la consommation d'énergie sera largement réduite (voir sec. 5.1).

Pour réaliser cette fonction, une des premières idées est d'utiliser un système actif, permettant d'actionner un élément de blocage ou de freinage sur la transmission. De nombreux mécanismes existent et sont utilisés en robotique [108]. De nombreux bras manipulateurs utilisent des freins électromagnétiques ou des électroaimants linéaires. On trouve également des embrayages à griffes, des roues à cliquets ou encore des freins piézoélectriques.

Il existe néanmoins des solutions pour réaliser cette fonction de manière passive, comme les systèmes à roue et vis sans fin utilisés dans de nombreuses prothèses poly-articulées [4], ou d'autres mécanismes plus proches des embrayages au sens large (*clutch*). En particulier, certains NBDM s'inspirent fortement des technologies de roue libre utilisée dans de nombreux systèmes mécaniques.

Quatre principes différents ont été identifiés dans différentes prothèses, et sont analysés dans les sections suivantes.

7.1.2 Système à roue et vis sans fin

Les mécanismes irréversibles les plus connus sont les systèmes à roue et vis sans fin, et les systèmes vis-écrou. Les deux mécanismes diffèrent seulement par le mouvement de sortie, rotation pour le premier, translation pour le second. Ces deux mécanismes s'appuient sur le même principe : lorsque la vis est entraînée, la roue ou l'écrou de sortie est contraint à bouger, mais en glissant sur le filetage de la vis créant alors des pertes par frottement. Lorsque l'angle d'inclinaison du filetage β encore appelé angle d'hélice est suffisamment faible, les frottements sont importants. En particulier, par modélisation des efforts sur les dentures, il peut être montré que le système devient irréversible lorsque l'angle d'hélice β

est inférieur à l'angle du cône de frottement φ tel que $\mu = \tan \varphi$ où μ est le coefficient de frottement. On a alors $\tan \varphi > \tan \beta$, ou de manière équivalente $\mu / \tan \beta > 1$.

Le rendement mécanique η de ce système est faible. En notant α_n l'angle de pression des dentures, ce rendement est calculé par la formule [109] :

$$\eta = \frac{\cos \alpha_n - \mu \tan \beta}{\cos \alpha_n + \frac{\mu}{\tan \beta}} = \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_n + \frac{\mu}{\tan \beta}} - \frac{\mu \tan \beta}{\cos \alpha_n + \frac{\mu}{\tan \beta}} \quad (7.1)$$

En utilisant la relation d'irréversibilité $\mu / \tan \beta > 1$ et en remarquant que $\cos \alpha_n < 1$, on peut estimer une borne supérieure du rendement :

$$\eta < \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_n + \frac{\mu}{\tan \beta}} < \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_n + 1} < \frac{1}{1 + 1} = \frac{1}{2} \quad (7.2)$$

Lorsque ce système est irréversible ($\beta < \varphi$), son rendement est par construction inférieur à 50%. Un tel rendement est problématique, car cela demande donc de dimensionner le moteur pour qu'il puisse fournir au moins deux fois plus de couple que sans ce système, avec les conséquences évoquées section 5.1.

Les systèmes à roue et vis sans fin et les systèmes vis-écrou restent très utilisés dans les prothèses poly-articulées, où un moteur et sa transmission sont nécessaires pour chaque doigt. Elles ont l'avantage d'être simples à concevoir et très bien maîtrisées, ainsi que de jouer le rôle d'un étage de réduction.

7.1.3 Système à disque de frottement

Le système à disque de frottement décrit ici est issu de la prothèse tridigitale *Myoelectric hand A+* de Danyang Reborn. Il semblerait qu'aucun mécanisme semblable n'ait été décrit dans la littérature scientifique, c'est pourquoi une première analyse est proposée ici.

Le mécanisme est présenté sur la figure 7.1 en mode bloquant et en mode tournant dans un sens de fonctionnement. Il est composé d'un arbre d'entrée disposant de deux pions oblongs, d'un pignon de sortie, d'une couronne liée au châssis, et d'un disque de frottement venant froter sur les parois de la couronne.

En mode bloquant, un couple extérieur est appliqué sur le pignon qui vient, par l'intermédiaire de dents sur le disque de frottement, plaquer ce dernier contre la couronne. Les frottements entre le disque et la couronne sont suffisants pour bloquer l'ensemble en rotation. En mode tournant, un couple d'entrée est appliqué via les deux pions oblongs. Tandis que la charge continue à plaquer le disque de frottement contre la paroi du châssis, le couple d'entrée permet lui de vaincre les frottements pour entraîner l'ensemble en rotation. Le frottement provoque néanmoins des pertes énergétiques.

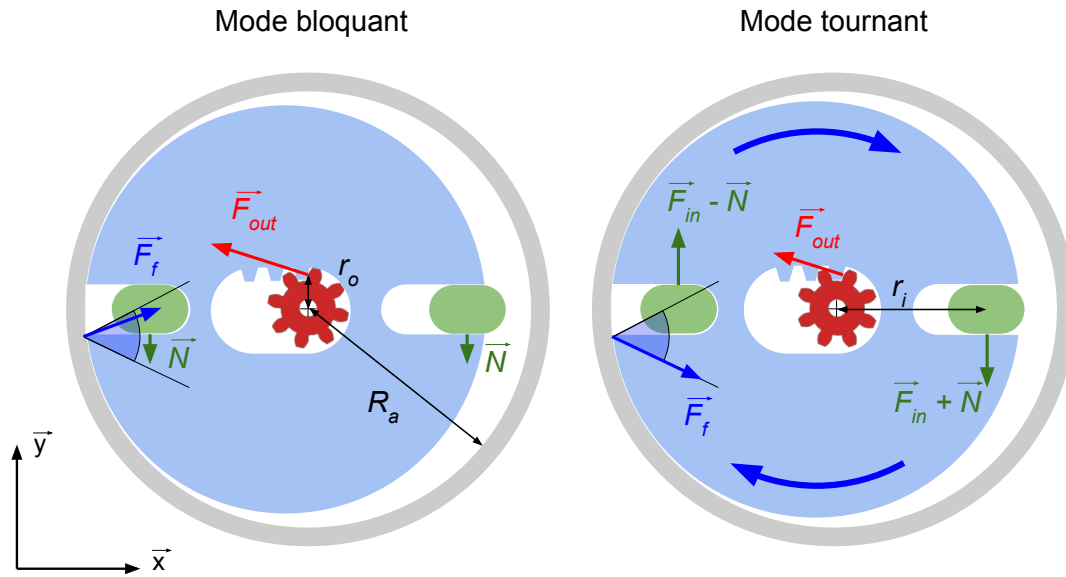


FIGURE 7.1 – Principe du mécanisme à disque de frottement utilisé dans la prothèse tridigitale *Myoelectric hand A+* de Danyang Reborn, présenté dans un seul sens de fonctionnement

Pour comprendre l'intérêt d'un tel mécanisme, il est nécessaire d'analyser les conditions de son fonctionnement. On note α l'angle de contact des dentures entre le pignon et le disque, μ le coefficient de frottement entre le disque et la couronne, τ_{in} le couple sur l'arbre d'entrée et τ_{out} le couple sur l'arbre de sortie. En mode bloquant, on peut écrire :

$$\begin{cases} -(F_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o - (\vec{F}_f \cdot \vec{y})R_a + (N \cdot \vec{y})r_i - (N \cdot \vec{y})r_i = 0 \\ (F_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x}) + (\vec{F}_f \cdot \vec{x}) = 0 \\ \tau_{out} = -(F_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o \end{cases} \quad (7.3)$$

À partir de l'équation de non-glissement, on trouve la condition géométrique assurant l'irréversibilité du mécanisme :

$$\begin{aligned} (\vec{F}_f \cdot \vec{y}) < \mu(\vec{F}_f \cdot \vec{x}) &\Leftrightarrow (\vec{F}_f \cdot \vec{y}) < -\mu(F_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x}) \\ &\Leftrightarrow (\vec{F}_f \cdot \vec{y}) < \mu(\vec{F}_f \cdot \vec{y}) \frac{R_a}{r_o} \\ &\Leftrightarrow \frac{r_o}{R_a} < \mu \end{aligned} \quad (7.4)$$

En mode tournant, le bilan des efforts donne :

$$\left\{ \begin{array}{l} -(F_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o - (\vec{F}_f \cdot \vec{y})R_a - 2(\vec{F}_{in}^{\vec{}} \cdot \vec{y})r_i + (N \cdot \vec{y})r_i - (N \cdot \vec{y})r_i = 0 \\ (\vec{F}_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x}) + (\vec{F}_f \cdot \vec{x}) = 0 \\ (\vec{F}_f \cdot \vec{y}) = -\mu(\vec{F}_f \cdot \vec{x}) \\ \tau_{out} = -(\vec{F}_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o \\ \tau_{in} = 2(\vec{F}_{in}^{\vec{}} \cdot \vec{y})r_i \end{array} \right. \quad (7.5)$$

On calcule alors le rendement :

$$\begin{aligned} \eta = \frac{\tau_{out}}{\tau_{in}} &= \frac{-(\vec{F}_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o}{2(\vec{F}_{in}^{\vec{}} \cdot \vec{y})r_i} = \frac{-(\vec{F}_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o}{-(\vec{F}_{out}^{\vec{}} \cdot \vec{x})r_o - (\vec{F}_f \cdot \vec{y})R_a} \\ &= \frac{(\vec{F}_f \cdot \vec{x})r_o}{(\vec{F}_f \cdot \vec{x})r_o + \mu(\vec{F}_f \cdot \vec{x})R_a} = \frac{r_o}{r_o + \mu R_a} = \frac{1}{1 + \mu \frac{R_a}{r_o}} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Lorsque la condition d'irréversibilité est respectée, le terme $\mu \frac{R_a}{r_o}$ est supérieur à 1, et le rendement du mécanisme est alors inférieur à 50%. Ce mécanisme présente donc le même problème de rendement que le système à roue et vis sans fin.

7.1.4 Système à rouleaux

Le principal NBDM proposé dans la littérature scientifique vient d'une équipe italienne qui propose une approche de conception pour adapter les roues libres à rouleaux en mécanisme d'irréversibilité, dans le contexte d'un doigt prothétique [110].

La figure 7.2 montre son fonctionnement. L'arbre de sortie dispose d'une géométrie de came (*cam*), venant coincer des rouleaux contre la couronne extérieure (*ring*) en mode bloquant. L'ensemble est bloqué par adhérence des rouleaux contre la couronne. L'arbre d'entrée (*input shaft*) dispose d'un ensemble de pions permettant de libérer les rouleaux, et d'un autre ensemble de pions permettant d'entraîner la came de sortie. Lorsque l'arbre d'entrée est entraîné en mode tournant, l'ensemble du mécanisme peut tourner.

Les performances données de ce mécanisme permettent d'atteindre un rendement maximal de 95% [111]. Un principal inconvénient relevé de ce type de mécanisme est sa complexité de mise en œuvre. De nombreuses pièces fines sont nécessaires (rouleaux, ressorts), les arbres d'entrée et sortie sont dotés de géométries complexes (came, pions) qui nécessitent des tolérances de fabrication serrées. On peut donc s'attendre à un coût de fabrication élevé lié à l'utilisation de machines d'usinage de précision.

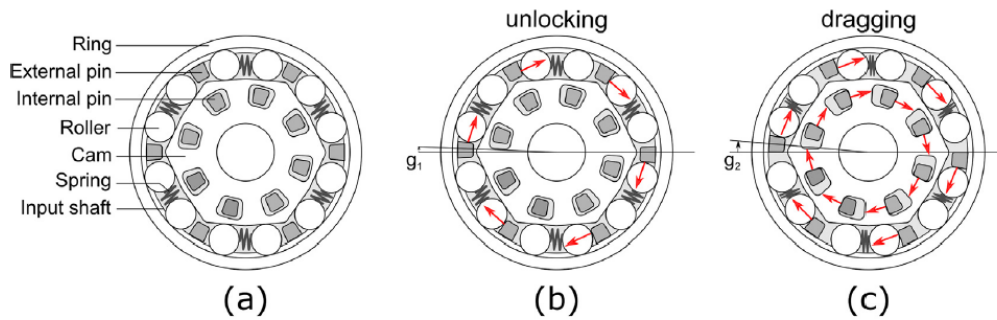


FIGURE 7.2 – NBDM à rouleaux au repos (a), lors du débloqué (b) et en mode tournant (c) [110]

7.1.5 Système à ressort enroulé

La solution utilisée par Ottobock s'inspire des roues libres à ressort enroulé (*wrap spring clutch*). Cette solution ne semble pas être décrite dans la littérature, bien qu'utilisée depuis plusieurs décennies.

Comme expliqué section 6.3, les ressorts enroulés sont souvent en roue libre entre un arbre d'entrée et un arbre de sortie. Ici, le ressort enroulé est lié à ses deux extrémités par deux couronnes A et B. C'est la rotation relative entre les deux couronnes qui bloque ou débloque le mécanisme selon le sens de cette rotation. Des géométries spécifiques sur les arbres d'entrée et de sortie et sur les couronnes permettent d'assurer le principe d'irréversibilité. Lorsque l'arbre d'entrée est en contact avec les couronnes, le ressort se débloque peu importe le sens de rotation. À l'inverse, si l'arbre de sortie est entraîné alors que l'arbre d'entrée est laissé libre, le ressort se bloque peu importe le sens. Ce mécanisme d'irréversibilité est présenté sur la figure 7.3.

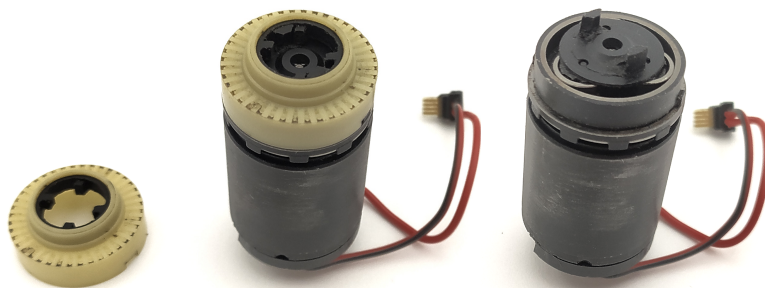


FIGURE 7.3 – Mécanisme d'irréversibilité utilisé par Ottobock dans la *VariPlus Speed*. À gauche le mécanisme est présenté seul, au milieu le mécanisme est monté sur le motoréducteur, à droite le motoréducteur est présenté seul. Le ressort enroulé est placé entre les couronnes noires et le châssis jaune, et n'est pas visible.

Une solution fondée sur le même principe de fonctionnement est proposée par la suite, et une analyse

plus ample du fonctionnement et du rendement d'un tel mécanisme est disponible.

Le système développé par Ottobock a un avantage non égalé de compacité. Le diamètre du fil à ressort utilisé fait seulement quelques dixièmes de millimètres, et la fonction est réalisée dans un volume cylindrique de 15 mm de diamètre et de 3 mm de hauteur. Hormis le ressort, les pièces tournantes sont en plastique, ce qui permet de réduire la masse du système et réduire son prix pour de gros volumes.

Parmi les désavantages de ce mécanisme se trouve le coût de fabrication pour de faibles volumes. Chaque pièce plastique nécessite un moule d'injection et les couronnes doivent être surmoulées ou collées au ressort. On note aussi que les couronnes doivent être guidées en rotation, et donc les matières utilisées doivent être particulièrement adaptées pour limiter le frottement. Enfin, bien qu'aucune statistique ne permette d'évaluer correctement la robustesse de ce mécanisme, nous avons pu trouver des défauts dans certaines de ces prothèses, probablement liés à la fragilité des pièces particulièrement fines.

On notera que le même principe de NBDM est utilisé dans la pince myoélectrique *Greifer* d'Ottobock, mais son implémentation est un peu différente. En particulier, un ressort à section rectangulaire est utilisé, et ce ressort vient en blocage contre un arbre intérieur au lieu d'une couronne extérieure.

7.2 Principe et modélisation d'un mécanisme d'irréversibilité à ressort enroulé

7.2.1 Principe du mécanisme irréversible

Le mécanisme proposé se veut une évolution du mécanisme à ressort enroulé utilisé par Ottobock dans ses prothèses tridigitales, dans une optique de réduire le nombre de pièces et de faciliter leur fabrication.

Les ressorts enroulés sont des ressorts de torsion, principalement utilisés pour des applications de roue libre. Ils ont la particularité de pouvoir glisser contre un arbre ou un alésage avec peu de frottement dans un sens de rotation, mais de rester bloqués sur l'arbre ou l'alésage dans l'autre sens, où le frottement est bien plus élevé. Ils utilisent l'effet Capstan, permettant une amplification très importante des frottements pour venir bloquer la rotation du ressort. Un ressort enroulé est utilisé dans la transmission variable présentée section 6.3, où davantage d'explications sur son fonctionnement sont disponibles.

Le mécanisme est composé de quatre pièces, présentées sur la figure 7.4. Un arbre d'entrée, lié au mouvement du moteur, dispose de deux pions désaxés. Un arbre de sortie, lié aux doigts de la prothèse, est identique à l'arbre d'entrée dans sa géométrie. Le ressort enroulé est un ressort de torsion dont les branches sont repliées le long du diamètre du ressort. Les deux branches se croisent de sorte à former un « X ». Enfin, une pièce liée au châssis en forme de couronne vient compléter l'ensemble, comportant un

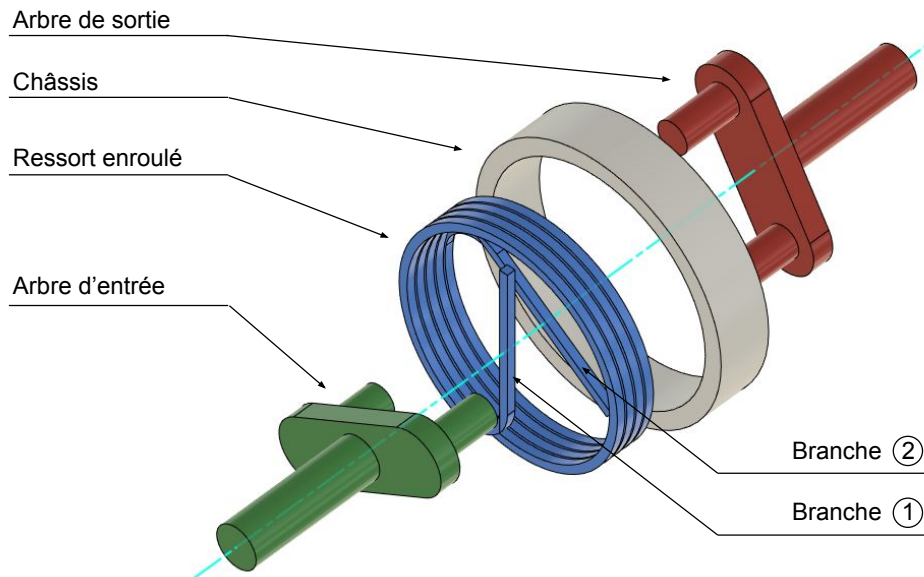


FIGURE 7.4 – Principe du mécanisme proposé, composé de trois pièces tournantes (arbre d'entrée, arbre de sortie et ressort) et du châssis

alésage pouvant accueillir le ressort. Toutes ces pièces sont coaxiales.

La figure 7.5 détaille le principe de fonctionnement du mécanisme d'irréversibilité. Les arbres d'entrée et sortie sont montés de sorte que leurs pions respectifs se placent de part et d'autre du X formé par les branches du ressort. Ainsi, ces pions ne peuvent pas être en contact directement. Lorsque l'arbre d'entrée est entraîné par le moteur, il vient en contact d'une branche du ressort. Dans le sens trigonométrique, il vient appuyer sur la branche ②, et le ressort est entraîné dans son sens libre. Le ressort vient alors entraîner l'arbre de sortie, et le mouvement est transmis. Dans le sens horaire, l'arbre d'entrée vient appuyer sur la branche ①, et permet également d'entraîner le ressort dans son sens libre. Il s'agit du mode tournant du NBDM. À l'inverse, quand un couple est appliqué sur l'arbre de sortie, ce dernier vient en contact sur la branche ① dans le sens trigonométrique et sur la branche ② dans le sens horaire, poussant toujours sur le ressort dans son sens bloquant. Le ressort presse alors contre la paroi du châssis et se bloque, empêchant la transmission du couple sur l'arbre d'entrée. Il s'agit alors du mode bloquant du NBDM.

7.2.2 Rappel sur les ressorts enroulés

On rappelle ici les deux principales relations qui caractérisent le fonctionnement du ressort enroulé [106], [107], exprimant le couple limite de glissement τ^b en sens bloquant et le couple limite de glisse-

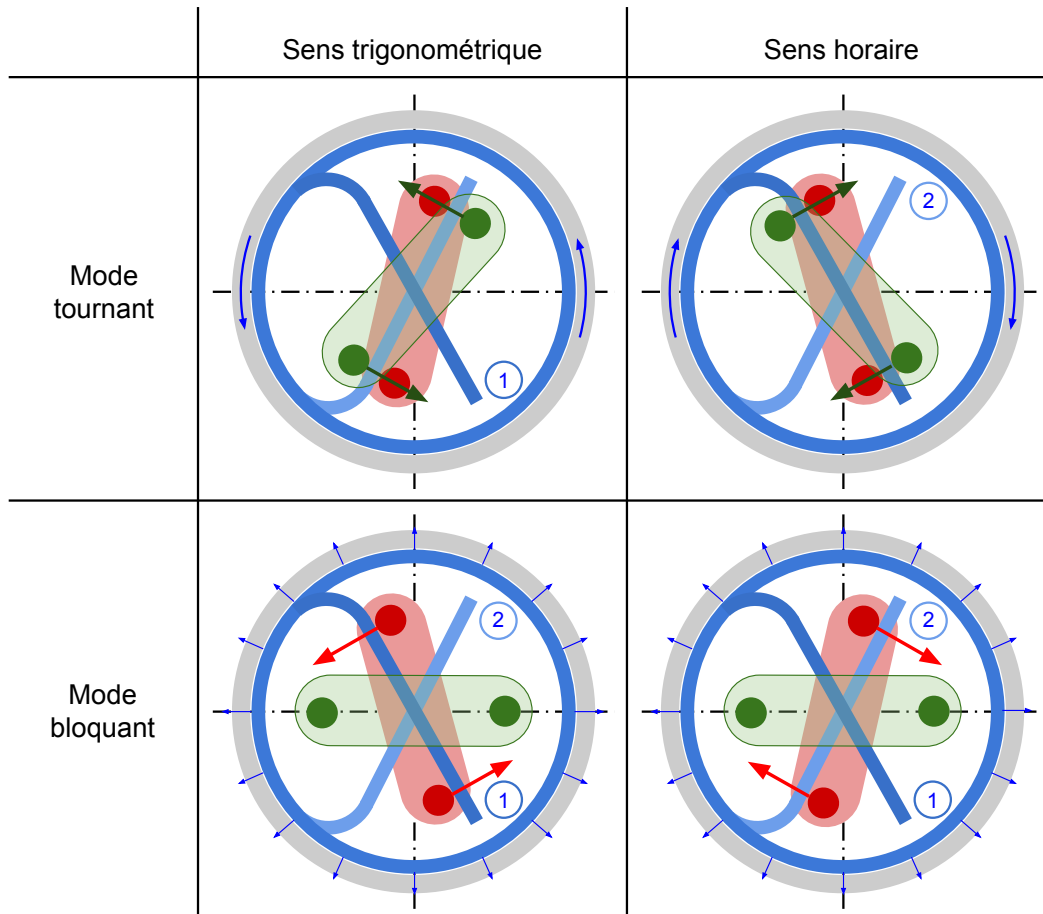


FIGURE 7.5 – Fonctionnement du mécanisme selon le sens et l'origine du mouvement. Lorsque l'arbre d'entrée est entraîné en mouvement, il entraîne à son tour le ressort puis l'arbre de sortie en rotation. Lorsque l'arbre de sortie est entraîné, il pousse le ressort qui se bloque sur le châssis, et l'arbre d'entrée reste libre.

ment τ^f en sens libre en fonction des caractéristiques du ressort :

$$\tau^b = \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r (e^{2\pi N_a \mu} - 1) \quad (7.7)$$

$$\tau^f = \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r (1 - e^{-2\pi N_a \mu}) \approx \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r, \quad \text{avec } N_a \mu > 1 \quad (7.8)$$

où E et I_z représentent respectivement le module de Young du matériau et le moment quadratique lié à la section du ressort. r_n désigne le rayon neutre ou rayon moyen du ressort lorsqu'aucune force ne s'applique sur ce dernier, et r_a le rayon moyen du ressort lorsqu'il est dans son logement. L'interférence de rayon δr correspond à la diminution de rayon du ressort lorsqu'on le monte dans l'alésage. On note

N_a le nombre de spires en contact avec le logement, et μ le coefficient de frottement entre le ressort et son logement. Ces équations sont données sous l'hypothèse que le rayon neutre r_n est largement supérieur au rayon de fil r_s du ressort. Les paramètres cités sont présentés sur la figure 7.6.

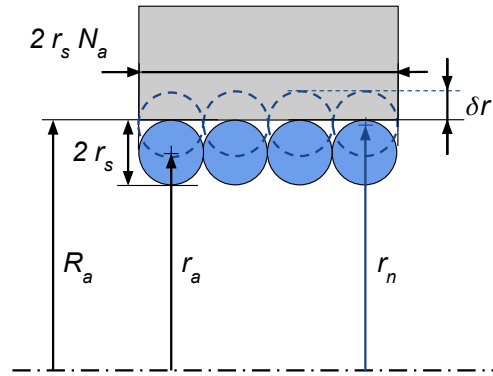


FIGURE 7.6 – Paramètres géométriques du ressort enroulé utilisé

Les paramètres de la figure 7.6 sont liés par les deux relations géométriques suivantes :

$$\delta r = r_n - r_a \quad (7.9)$$

$$R_a = r_a + r_s \quad (7.10)$$

7.2.3 Quantification des performances du système

Pour que ce système fonctionne, il est impératif d'avoir un frottement minimal entre le ressort et la paroi. C'est ce frottement minimal qui est amplifié par l'effet Capstan dans le mode bloquant. Il est donc important de quantifier l'effet de ce frottement sur les performances du mécanisme.

On cherche ici à déterminer le rendement du mécanisme en mode tournant. Le couple sur l'arbre de sortie τ_{out} est exprimé en fonction du couple de frottement τ^f (correspondant au couple limite de glissement en sens libre du ressort selon l'équation (7.8)), et du couple sur l'arbre d'entrée τ_{in} :

$$\tau_{out} = \tau_{in} - \tau^f \quad (7.11)$$

Les vitesses d'entrée et de sortie sont égales, et le rendement η correspond donc au rapport de couple entre la sortie et l'entrée. On a alors :

$$\eta = \frac{\tau_{out}}{\tau_{in}} = \frac{\tau_{in} - \tau^f}{\tau_{in}} = 1 - \frac{1}{\tau_{in}} \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r \quad (7.12)$$

Le rendement est nul lorsque $\tau_{in} = \tau_f$ et augmente avec τ_{in} . On s'intéresse principalement au rendement lorsque τ_{in} est maximal, puisque ce cas est dimensionnant pour la force de serrage maximale de la prothèse et les pertes Joule du moteur sont particulièrement défavorables pour les couples les plus importants.

On introduit K_b le rapport entre le couple maximal applicable sur l'arbre de sortie τ_{out}^{max} et le couple maximal sur l'arbre d'entrée τ_{in}^{max} tel que $\tau_{out}^{max} = K_b \tau_{in}^{max}$. K_b doit être fixé par le cahier des charges : si l'on souhaite pouvoir assurer le fonctionnement du mécanisme d'irréversibilité avec une force sur les doigts 20% supérieure à la force maximale de serrage, on a $K_b = 1,2$.

Il est impératif que le couple limite de glissement en sens bloquant du ressort τ_b soit supérieur ou égal à τ_{out}^{max} pour assurer que la prothèse ne se desserrera pas lorsque le couple moteur se relâchera. Dans une première phase de pré-dimensionnement, on considère $\tau_b = \tau_{out}^{max}$, et on fixe K_b à une valeur choisie. On peut écrire la relation suivante :

$$\eta_{max} = \frac{\tau_{in}^{max} - \tau_f}{\tau_{in}^{max}} = \frac{\tau_b / K_b - \tau_f}{\tau_b / K_b} = 1 - K_b \frac{\tau_f}{\tau_b} = 1 - \frac{K_b}{e^{2\pi N_a \mu} - 1} \quad (7.13)$$

On en déduit que pour un K_b donné, augmenter le nombre de spires et le coefficient de frottement permet d'augmenter le rendement de manière exponentielle. En prenant $K_b = 1,5$, il faut $N_a \mu = 0,55$ pour obtenir $\eta_{max} = 95,0\%$ ou $N_a \mu = 0,8$ pour obtenir $\eta_{max} = 99,0\%$. De très bons rendements sont donc possibles.

7.2.4 Modélisation des contraintes dans le ressort

Avant d'établir une procédure de dimensionnement, on s'intéresse aux limites mécaniques du mécanisme. La limite dimensionnante est la tenue de la branche aux contraintes de flexion, sous le couple maximal appliqué τ_{out}^{max} .

Paramétrage de la branche de ressort

Les différents paramètres géométriques qui définissent la géométrie de la branche de ressort sont présentés sur la figure 7.7. Pour simplifier le problème, on considère que le rayon de coude R est faible devant le rayon de ressort R_a , et que l'encastrement est parallèle à la branche de ressort. Le coude du ressort est donc modélisé comme un quart de cercle.

La branche est décrite par les paramètres R , L_A , L_B , R_a , r_e et r_s , ainsi que les deux relations suivantes :

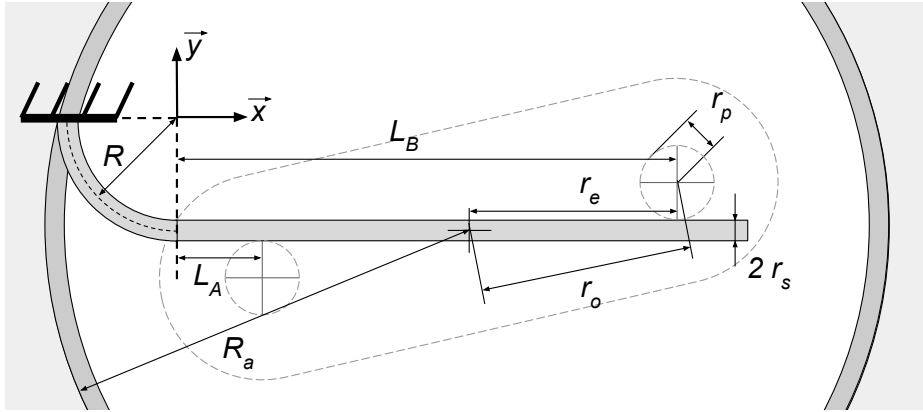


FIGURE 7.7 – Paramétrage géométrique de la branche modélisée du ressort comme une poutre encastrée libre

$$L_B - L_A = 2r_e \quad (7.14)$$

$$R_a = \sqrt{R^2 + (R + r_s + L_A + r_e)^2} \quad (7.15)$$

La branche est complètement déterminée dès lors que R_a , R , r_s et r_e sont fixés.

Les arbres d'entrée et de sortie sont déterminés par les paramètres r_o et r_p , et sont liés à la géométrie de la branche par la relation suivante :

$$r_o = \sqrt{r_e^2 + (r_p + r_s)^2} \quad (7.16)$$

Les efforts s'appliquant sur la branche de ressort sont présentés sur la figure 7.8. Le bilan des moments sur l'arbre de sortie donne :

$$(F_A - F_B)r_e = \tau_{out}^{max} \quad (7.17)$$

Le problème étant hyperstatique, il n'est pas possible de déterminer les efforts F_A et F_B avec un seul bilan des efforts. Cependant, la connaissance de ces efforts est nécessaire pour évaluer la contrainte dans la branche.

Détermination des efforts par calcul de déformation

Pour apporter des informations à ce problème hyperstatique, l'étude des déplacements est intéressante. On observe que les deux pions de l'arbre sont contraints à se déplacer ensemble. En particulier, on sait que le déplacement δ_A du point **A** est opposé et égal en norme au déplacement δ_B du point **B**, de

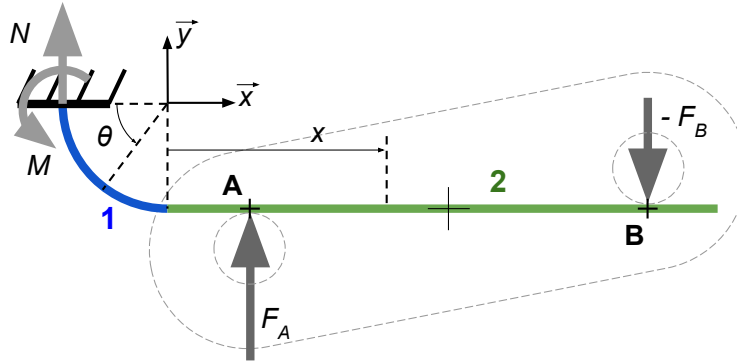


FIGURE 7.8 – Modélisation de la poutre encastree libre soumise à deux forces, et composée d'un premier tronçon formé d'un quart de cercle noté 1, et d'un deuxième tronçon droit noté 2

sorte que le centre du segment AB reste fixe. On a donc la relation $\delta_A = -\delta_B$, où δ_A et δ_B sont comptés positivement selon l'axe \vec{y} .

En utilisant le théorème de Castigliano, il est possible de lier les déplacements δ_A et δ_B aux forces F_A et F_B . Les forces F_A et F_B sont alors déterminées en fonction des données géométriques de la branche L_A , L_B et R ainsi que le couple τ_{out}^{max} et le bras de levier r_e . Tous les calculs permettant d'obtenir ces relations sont donnés dans l'annexe B.

On obtient finalement une expression de la forme :

$$\begin{aligned} F_A &= f_A(L_A, L_B, R) \frac{\tau_{out}^{max}}{r_e} \\ F_B &= -f_B(L_A, L_B, R) \frac{\tau_{out}^{max}}{r_e} \end{aligned} \quad (7.18)$$

On peut ensuite calculer les efforts à l'encastrement :

$$\begin{aligned} N &= -F_A - F_B \\ M &= -F_A(L_A + R) - F_B(L_B + R) \end{aligned} \quad (7.19)$$

Calcul des contraintes

Les contraintes maximales dans la branche du ressort peuvent finalement être déterminées à partir des efforts précédemment calculés.

Les contraintes maximales se trouvent là où le moment fléchissant est maximal, dans une direction ou dans une autre. Mf_z atteint ses extremums à l'encastrement et au point A. Il est donc nécessaire d'évaluer les contraintes en ces deux points.

Au niveau de l'encastrement, on utilise la théorie des poutres courbes pour évaluer la contrainte σ [112] :

$$\sigma = \sigma_{normal} + \sigma_{flexion} = \frac{N}{A} + \frac{My}{Ae(R - e - y)} \quad (7.20)$$

où A est l'aire de la section considérée, e est la distance entre le centroïde et la fibre neutre, et y est la distance entre le point où est évaluée la contrainte σ et la fibre neutre.

La contrainte peut être maximale sur la fibre interne (σ_{int}) ou sur la fibre externe (σ_{ext}). À partir de l'équation (7.20), on obtient :

$$\sigma_{int} = \frac{N}{A} + \frac{M(r_s - e)}{Ae(R - r_s)} \quad , \quad \sigma_{ext} = \frac{N}{A} - \frac{M(r_s + e)}{Ae(R - r_s - 2e)} \quad (7.21)$$

Pour une section carrée, les paramètres e et A sont donnés par les expressions suivantes [112] :

$$e = R - \frac{2r_s}{\ln\left(\frac{R+r_s}{R-r_s}\right)} \quad , \quad A = 4r_s^2 \quad (7.22)$$

Pour une section circulaire, les paramètres e et A sont donnés par les expressions suivantes [112] :

$$e = R - \frac{4r_s^2}{8(R - \sqrt{R^2 - r_s^2})} \quad , \quad A = \pi r_s^2 \quad (7.23)$$

Au point A, la contrainte équivalente de von Mises σ_A s'exprime de la manière suivante :

$$\sigma_A = \sqrt{\sigma_{flexion}^2 + 3\sigma_{cisaillement}^2} = \sqrt{\left(\frac{Mf_z r_s}{I_z}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{A}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2F_B r_e r_s}{I_z}\right)^2 + 3\left(\frac{F_A - F_B}{A}\right)^2} \quad (7.24)$$

La contrainte la plus importante sera dimensionnante pour le système, on note :

$$\sigma_{max} = \max(|\sigma_{int}|, |\sigma_{ext}|, |\sigma_A|) \quad (7.25)$$

7.2.5 Modélisation du jeu de sortie et de la géométrie à vide

Le NBDM proposé ici n'est pas exempt de jeu. Le jeu au niveau de l'arbre de sortie β_o nécessite une attention particulière car il se retrouvera au niveau des doigts. On note également que l'angle entre les branches est différent à vide et lorsque le ressort est dans le logement. Il est important de déterminer la relation entre ces angles pour s'assurer d'obtenir les angles et le jeu souhaités une fois le dispositif monté. La figure 7.9 montre la définition des différents angles qui permettent de caractériser le jeu et la

géométrie à vide.

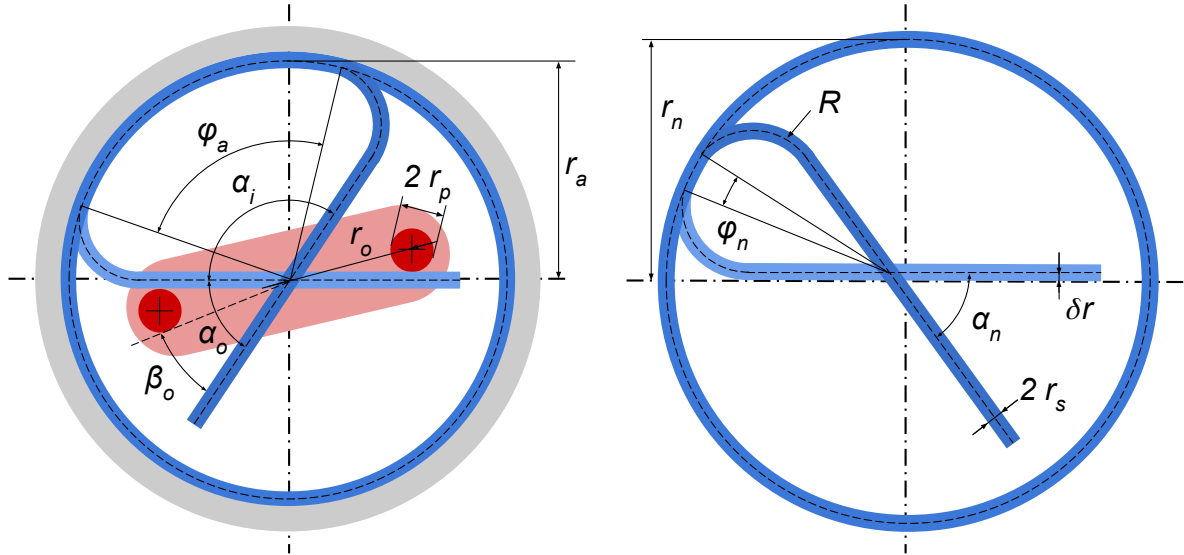


FIGURE 7.9 – Définition des angles lorsque le ressort est dans le logement et lorsque le ressort est libre lors de sa fabrication

Les relations entre les différents angles et les longueurs lorsque le ressort est monté sont les suivantes :

$$\alpha_o = \beta_o + 2\arcsin\left(\frac{r_p}{r_o}\right) + 2\arctan\left(\frac{r_s}{r_e}\right) \quad (7.26)$$

$$\varphi_a = \alpha_i - 2\arcsin\left(\frac{R}{r_a - R}\right) \quad (7.27)$$

N_a est déterminé au tour prêt pour respecter la géométrie en « X » des branches.

$$N_a = k + \frac{\varphi_a}{2\pi} \quad \text{avec } k \in \mathbb{N} \quad (7.28)$$

Les relations correspondantes décrivent le ressort libre :

$$\varphi_n = \alpha_n - 2\arcsin\left(\frac{R}{r_a - R}\right) \quad (7.29)$$

$$N_n = k + \frac{\varphi_n}{2\pi} \quad \text{avec } k \in \mathbb{N} \quad (7.30)$$

Enfin, la conservation de la longueur du fil à ressort permet d'exprimer la relation entre le nombre de

spires à vide et le nombre de spires actives :

$$2\pi N_n r_n = 2\pi N_a r_a \Leftrightarrow N_n = N_a \frac{r_a}{r_n} \Leftrightarrow N_n = N_a \frac{R_A - r_s}{R_A + \delta r} \quad (7.31)$$

7.3 Procédure de dimensionnement du mécanisme

Les résultats présentés ci-dessus ont été calculés avec une section carrée, mais les observations sont identiques pour une section circulaire. Seules les valeurs présentées changent.

7.3.1 Formulation des objectifs de dimensionnement

La figure 7.6 présente six paramètres, et les deux relations (7.9) et (7.10) ramènent à quatre le nombre de paramètres indépendants pour définir le profil du ressort. La figure 7.7 donne six paramètres pour définir la géométrie des branches de ressort, et deux paramètres pour définir la géométrie des arbres d'entrée et de sortie. Deux relations (7.14) et (7.15) permettent de ramener à quatre le nombre de paramètres indépendants pour les branches de ressort, et la relation (7.16) limite à un le nombre de paramètres indépendants pour les arbres d'entrée et de sortie.

En tout, neuf paramètres géométriques indépendants décrivent complètement le fonctionnement du mécanisme, auquel s'ajoutent le coefficient de frottement μ dépendant des matériaux utilisés et la forme de la section du ressort, carrée ou circulaire.

L'ensemble des paramètres utilisés doit permettre de répondre aux objectifs et contraintes suivantes :

- lorsque l'arbre d'entrée est entraîné, le couple doit être transmis jusqu'à l'arbre de sortie avec le meilleur rendement possible.
- Lorsque l'arbre d'entrée est relâché, le couple de charge sur l'arbre de sortie ne doit pas entraîner en rotation l'ensemble du mécanisme.
- L'encombrement radial doit être borné à une valeur sélectionnée pour permettre l'intégration du mécanisme.
- L'encombrement axial doit être aussi faible que possible.
- Le ressort ne doit pas être déformé plastiquement sur toute sa plage de fonctionnement.
- Le ressort doit être fabricable avec des outils industriels « classiques » et des tolérances « raisonnables », autrement dit fabricable à faible coût par la majorité des fabricants de ressort.

7.3.2 Dimensionnement des couples limites de glissement

En combinant les équations (7.7) et (7.8), on peut écrire :

$$\tau^b \approx \tau^f (e^{-2\pi N_a \mu} - 1) \quad (7.32)$$

Pour maximiser le rendement en mode tournant, il est nécessaire de réduire au maximum τ^f . Cependant, il est impératif de garder τ^b supérieur à τ_{out}^{max} pour assurer le blocage en mode bloquant. La stratégie est donc de minimiser τ^f et d'augmenter le terme $N_a \mu$ en conséquence.

Minimisation du couple de frottement en mode tournant

Pour minimiser τ^f , il est utile d'analyser l'impact des différents termes à définir. On choisit de fixer les termes R_a , correspondant à l'encombrement radial du mécanisme, r_s correspondant à la taille de fil à ressort sélectionné, et δr l'interférence de rayon.

$$\tau^f = \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r \propto \frac{r_s^4}{(R_a - r_s + \delta r)^2} \delta r \approx \frac{r_s^4}{R_a^2} \delta r \quad \text{avec } (\delta r - r_s) \ll R_a \quad (7.33)$$

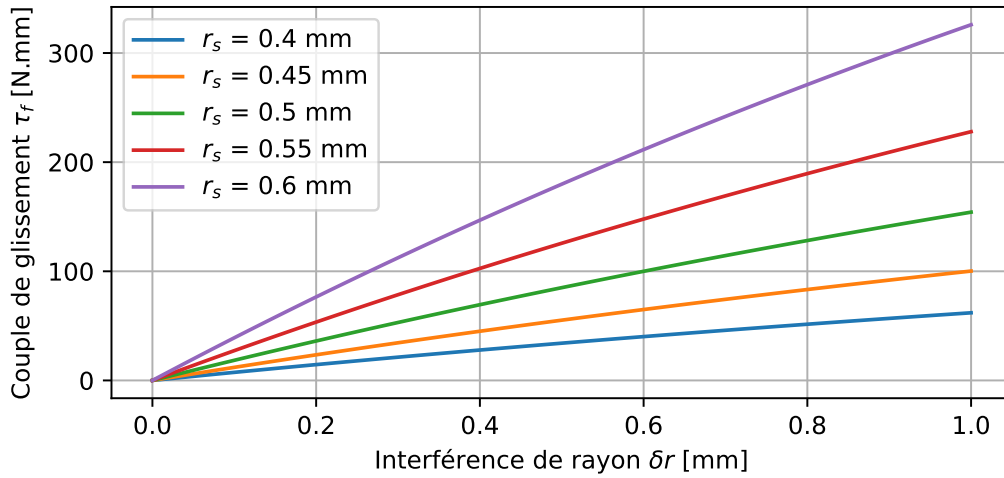
Cette relation montre tout d'abord que R_a doit être maximisé, tandis que r_s et δr doivent être minimisés. Chaque terme est borné :

- R_a est fixé à son encombrement radial maximal « acceptable » permettant son intégration dans la prothèse.
- r_s est fixé à sa valeur minimale assurant la tenue mécanique du système. Cette valeur est déterminée à la section 7.3.3.
- δr est fixé en fonction des tolérances de fabrication sur le diamètre de l'alésage et du ressort. Si le δr effectif obtenu après fabrication est trop faible, le couple τ^b résultant peut être trop faible. Pour maîtriser correctement les couples limites, on propose $\delta r > 4I^T$ où I^T est l'intervalle de tolérance sur le rayon.

La figure 7.10 présente l'évolution de τ^f en fonction de r_s et de δr pour un rayon R_a fixé. On constate bien que la minimisation de r_s et de δr permet de minimiser τ^f .

Détermination du couple limite en mode bloquant

Une fois que les paramètres R_a , r_s et δr ont été fixés, il ne manque plus qu'à fixer les paramètres N_a et μ .


 FIGURE 7.10 – Couple de frottement en mode tournant τ^f en fonction de δr et r_s pour $R_a = 10$ mm

Tout d'abord, le coefficient de frottement μ dépend du couple de matériaux sélectionnés pour le ressort et le châssis. Un matériau courant et résistant pour la fabrication des ressorts est l'acier inoxydable 302 (selon la norme EN 10270-3). Le matériau de la bague de châssis est sélectionné sur plusieurs critères. On peut par exemple décider d'utiliser une bague spécifique, ou d'utiliser directement le corps du châssis de la prothèse et garder le même matériau. Un couple de matériau avec un grand coefficient de frottement comme le couple Acier-Aluminium peut être intéressant pour limiter le nombre de spires nécessaires N_a . Toutefois, la bague s'usera probablement plus rapidement qu'avec un couple Acier-Bronze avec un plus faible coefficient de frottement. La lubrification a également une importance pour déterminer la valeur de μ et l'usure dans le temps. Dans cette étude, les problématiques d'usure sont mises de côté.

Lorsque μ est fixé, on calcule N_a le plus petit possible pour respecter la condition suivante :

$$\tau^b > \tau_{out}^{max} \Leftrightarrow \frac{EI_z}{r_n^2} \delta r (e^{2\pi N_a \mu} - 1) > \tau_{out}^{max} \Leftrightarrow N_a > \frac{1}{2\pi\mu} \ln\left(\tau_{out}^{max} \frac{r_n^2}{EI_z \delta r} + 1\right) \quad (7.34)$$

On rappelle que N_a est déterminé au tour prêt, pour respecter la géométrie des branches, selon l'équation (7.28)

7.3.3 Dimensionnement des branches

La géométrie de la branche est définie par quatre paramètres indépendants, comme précédemment montré à partir de la figure 7.7.

Détermination du bras de levier r_e

On commence par évaluer l'impact r_e sur les contraintes dans la branche. La figure 7.11 présente les contraintes en fonction de r_e . La contrainte est maximale au point A lorsque r_e est faible, et à la base de la branche lorsque r_e augmente. On observe que ces contraintes sont strictement décroissantes en fonction de r_e .

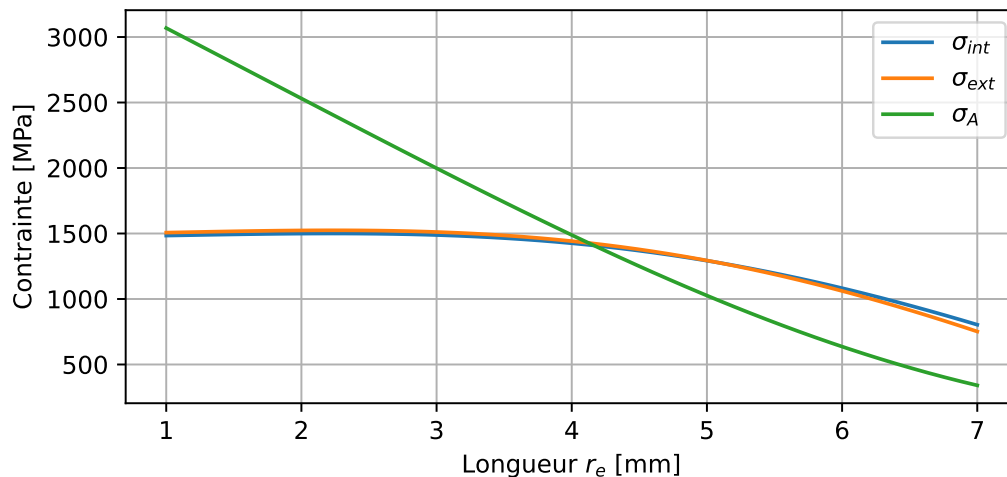


FIGURE 7.11 – Contraintes σ_{int} , σ_{ext} et σ_A en fonction de r_e pour $\tau_{out}^{max} = 600$ N.mm, $R_a = 10$ mm, $R = 3$ mm et $r_s = 0,5$ mm

Il est possible de vérifier cette décroissance pour plusieurs valeurs de rayon de coude R et de rayon de fil r_s . La figure 7.12 montre l'évolution de la contrainte maximale en fonction de r_e pour un grand nombre de jeux de paramètres (R ; r_s). On observe que la contrainte diminue toujours avec l'augmentation r_e .

La valeur de r_e est donc fixée logiquement à sa valeur maximale. Cette valeur est contrainte par l'emplacement du point A, qui ne doit pas se trouver dans l'arc de cercle, c'est-à-dire $L_A \geq 0$. Pour être robuste aux imperfections de fabrication, on fixe $L_A = 0,5$ mm et r_e sera déduit de l'expression (7.15).

Détermination du rayon de coude R

Ensuite, on observe que la variation de R a un double effet. D'une part, l'augmentation de R permet de réduire les concentrations de contraintes à l'intérieur du coude. D'autre part, cette augmentation provoque également une diminution de r_e , augmentant les contraintes comme expliqué précédemment.

La figure 7.13 montre l'évolution de la contrainte maximale en fonction de R pour plusieurs valeurs de r_s . La contrainte σ_{max} augmente lorsque R augmente ou lorsque r_s diminue. R est donc fixé au rayon minimal possible lors de la fabrication du ressort.

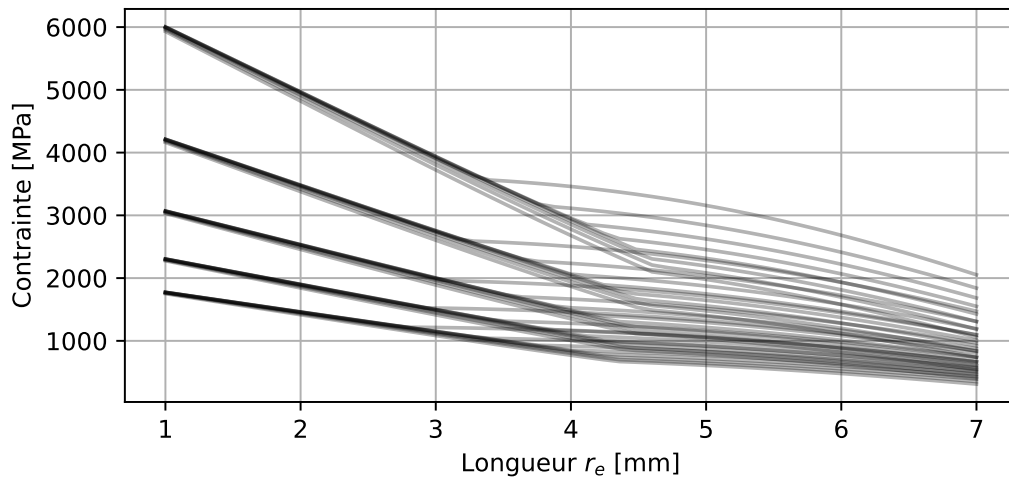


FIGURE 7.12 – Ensemble de courbes présentant la contrainte σ_{max} en fonction de r_e , tracées pour $\tau_{out}^{max} = 600 \text{ N.mm}$, $R_a = 10 \text{ mm}$ et toutes les paires $(R; r_s)$ tels que $R \in \{1,5; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5,0\} \text{ mm}$ et $r_s \in \{0,4; 0,45; 0,5; 0,55; 0,6\} \text{ mm}$

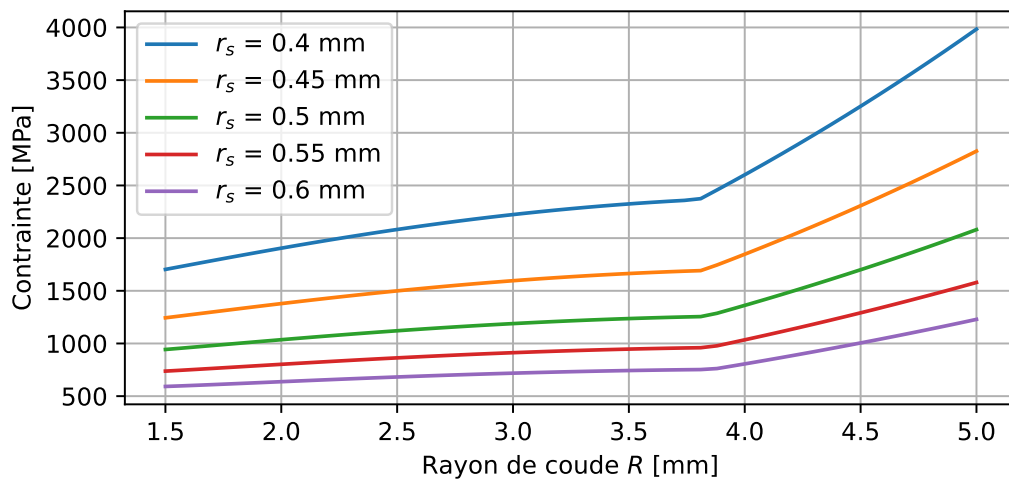


FIGURE 7.13 – Contrainte σ_{max} en fonction de R et r_s pour $\tau_{out}^{max} = 600 \text{ N.mm}$, $R_a = 10 \text{ mm}$ et $L_A = 0,5 \text{ mm}$

Détermination de rayon de fil r_s

Finalement, le rayon de fil r_s est déterminé en prenant la plus petite valeur telle que σ_{max} soit en dessous d'un seuil fixé. En pratique, il est usuel de définir un coefficient de sécurité s , et de vérifier que $\sigma_{max} < sR_e$ où R_e est la limite élastique du matériau.

On note premièrement que la limite élastique du matériau est dépendante du rayon de fil r_s , en

conséquence du procédé de fabrication du fil à ressort. On note également que le choix de r_s se fait selon une liste de fils disponibles, et que toutes les valeurs ne sont pas possibles. Les fabricants contactés proposent des diamètres de fils par pas de 0,1 mm, soit un r_s multiple de 0,05 mm.

La figure 7.14 permet de visualiser la contrainte maximale et la limite élastique en fonction de r_s . Dans l'exemple donné, choisir un rayon de fil $r_s = 0,45$ mm permet de respecter la limite élastique avec un coefficient de sécurité $s = 1,2$.

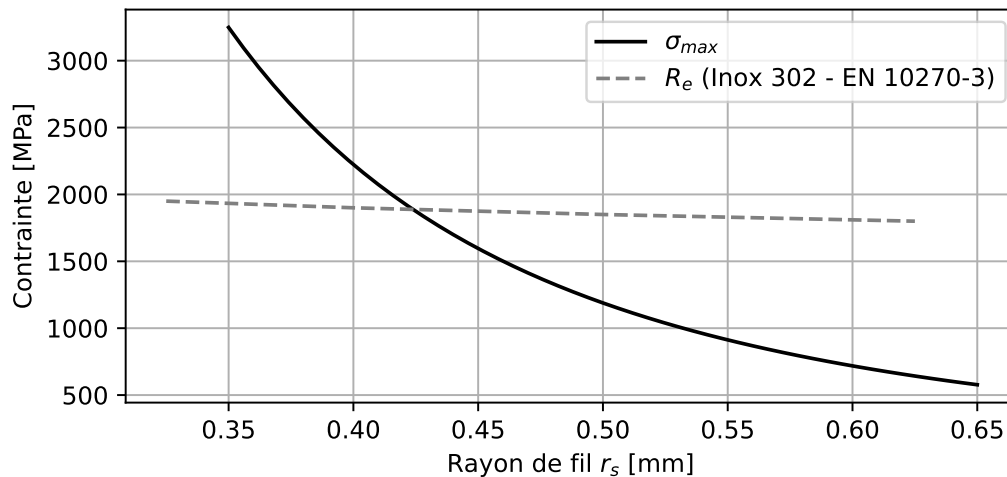


FIGURE 7.14 – Contrainte σ_{max} en fonction de r_s pour $\tau_{out}^{max} = 600$ N.mm, $R = 3$ mm, $R_a = 10$ mm et $L_A = 0,5$ mm, en comparaison de la limite élastique R_e du matériau donnée par un fabricant

7.3.4 Calcul de géométrie à vide

Le jeu de sortie β_o est fixé par le concepteur. Ce jeu doit être minimisé, mais rester strictement positif. Il est donc nécessaire de connaître les précisions de fabrication sur ce type de forme pour assurer le montage du système sans trop augmenter le jeu.

Ensuite, les équations (7.26), (7.27) et (7.31) permettent de déterminer l'ensemble des angles de construction.

7.3.5 Application numérique

La proposition de chaîne de transmission de puissance complète (voir tableau 5.2) permet de fixer des valeurs de spécifications. Les valeurs utilisées ici diffèrent légèrement de la proposition, mais correspondent à une application similaire.

L'application de la procédure de dimensionnement donne les résultats numériques présentés dans le tableau 7.1, dans une configuration nominale. Pour chaque paramètre, il est rappelé le critère qui permet de fixer sa valeur.

Paramètre	Valeur retenue	Critère de choix
τ_{in}^{max}	500 N.mm	Cahier des charges
τ_{out}^{max}	600 N.mm	Cahier des charges
R_a	10 mm	Maximisé, borné par l'encombrement
δr	0,4 mm	Minimisé, borné par la précision de fabrication
L_A	0,5 mm	Minimisé, borné par la précision de fabrication
R	3 mm	Minimisé, borné par les moyens de fabrication
r_s	0,45 mm	Minimisé, borné par la contrainte maximale
r_e	5,59 mm	Déduit
L_B	11,68 mm	Déduit
σ_{max}	1 595 MPa	Déduit
r_p	2,0 mm	Pion suffisamment rigide
r_o	2,0 mm	Déduit
β_o	10°	Minimisé, borné par la précision de fabrication
α_o	39,2°	Déduit
φ_a	86,3°	Déduit
Matériau couronne	Acier	Matériau dur
Matériau ressort	Inox 302	Matériau courant et résistant
μ	0,2	Acier-acier
N_a	2,24	Acier-acier
τ^f	45 N.mm	Déduit
τ^b	707 N.mm	Déduit
η_{max}	91%	Déduit
N_n	2,15	Déduit
$alpha_n$	108,4°	Déduit

TABLE 7.1 – Application numérique de la procédure dans la configuration nominale

On note que δr a été choisi volontairement élevé pour anticiper des imprécisions de fabrication, et que réduire sa valeur permettrait d'améliorer le rendement du système.

7.3.6 Mise à l'échelle et densité de couple

Le système proposé a été dimensionné pour des couples τ_{in}^{max} et τ_{out}^{max} donnés. Premièrement, il est intéressant d'évaluer l'intérêt de placer le NBDM à un autre niveau de la transmission. Plus proche du moteur ou plus en amont de la réduction, les couples seraient plus faibles, et sa taille serait probablement

plus petite. Plus proche des doigts ou plus en aval, les couples seraient plus importants et sa taille plus importante. Deuxièmement, ce mécanisme peut être amené à être utilisé de manière plus large pour d'autres systèmes où l'irréversibilité est intéressante.

On cherche alors à savoir de combien doivent être multipliées les dimensions du mécanisme pour s'adapter à des couples multipliés par un facteur K_τ . Pour cela, on multiplie toutes les dimensions du système par un facteur K_D , et on cherche le facteur multiplicateur des couples K_τ qui donne une contrainte σ_{max} équivalente à sa valeur initiale. Le tableau 7.2 donne plusieurs valeurs obtenues :

K_D	K_τ	σ_{max} [MPa]
0,5	0,125	1 595
1	1	1 595
2	8	1 595
3	27	1 595
4	64	1 595

TABLE 7.2 – Facteurs multiplicateurs de dimensions K_D et de couples K_τ permettant d'obtenir une contrainte σ_{max} constante

On observe une relation cubique entre K_D et K_τ . En d'autres termes, pour garder constante la contrainte maximale, le volume du mécanisme doit rester proportionnel aux couples maximaux imposés. Cette relation peut s'expliquer en analysant l'équation (7.20), où la contrainte est calculée en divisant un moment en N.mm, proportionnel à τ_{out}^{max} , par un facteur dépendant des dimensions du mécanisme et exprimé en mm^3 .

On peut alors caractériser le densité de couple D_τ de ce NBDM comme le rapport entre le couple d'entrée maximal τ_{in}^{max} et le volume du cylindre circonscrit au ressort V .

$$D_\tau = \frac{\tau_{in}^{max}}{V} = \frac{\tau_{in}^{max}}{2\pi R_a^2 N_a r_s} \quad (7.35)$$

Pour l'application numérique à section carrée, on a $D_\tau = 0,8 \text{ N.mm/mm}^3$. Ces valeurs pourront également permettre une comparaison à d'autres systèmes disponibles.

7.4 Expérimentations

7.4.1 Validation du modèle de contrainte par simulation en éléments finis

La mesure expérimentale de la contrainte dans le ressort, pour valider le modèle de contrainte proposé dans la section 7.3.3, est difficile à mettre en œuvre. On propose à la place de comparer le modèle

théorique avec une simulation en éléments finis avant la fabrication d'un prototype expérimental. La géométrie étant simple, les logiciels disponibles de simulation par éléments finis (ici Fusion360) sont considérés comme fiables.

La branche est simulée en appliquant les efforts F_A et F_B calculés par l'équation (7.18). La figure 7.15 montre les résultats de la simulation par éléments finis. On observe une contrainte maximale dans l'intérieur du coude de 1 575 MPa (soit une erreur de 1,3%). La contrainte maximale sur l'ensemble de la branche est de 1 616 MPa, mais cette contrainte est obtenue en un seul nœud sur l'arête où est appliquée la force F_A , ce qui laisse présager une singularité numérique.

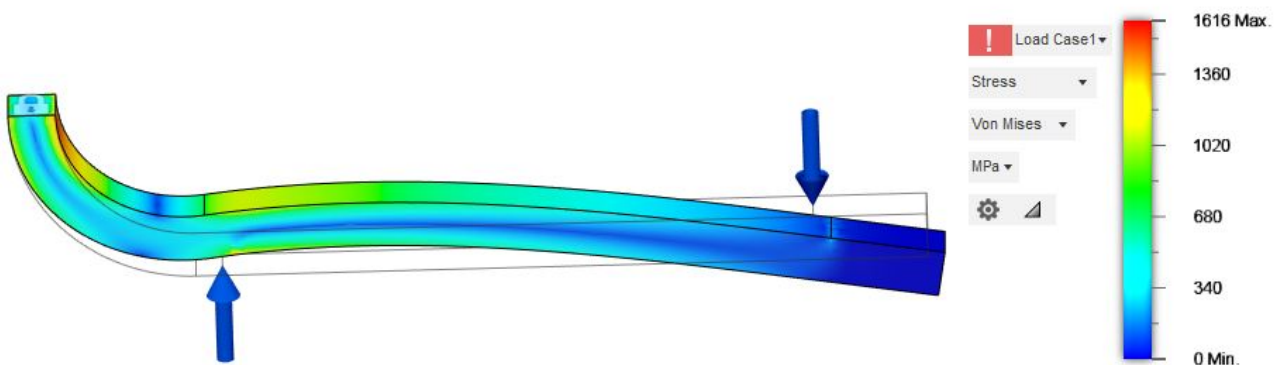


FIGURE 7.15 – Contrainte équivalente de von Mises [MPa] obtenue par simulation en éléments finis de la branche de ressort sur Fusion360 (la déformée n'est pas à l'échelle)

La simulation permet également de vérifier qu'avec les forces calculées F_A et F_B , la condition géométrique $\delta_A = -\delta_B$ est retrouvée. Sur la simulation, on trouve $\delta_A = 0,101$ mm et $\delta_B = -0,108$ mm. L'erreur est faible, et on considère que cette simulation permet de valider la modélisation des efforts proposée.

7.4.2 Développement d'un prototype fonctionnel

Un premier prototype fonctionnel a été conçu comme une preuve de concept pour valider la faisabilité pratique et le modèle théorique proposé dans ce chapitre. Les pièces fonctionnelles (ressort et couronne du châssis) du prototype ont été conçues à l'échelle pour une future intégration dans une prothèse. Le reste du prototype a été conçu pour faciliter sa fabrication et son assemblage. La couronne du châssis et le ressort peuvent être changés pour permettre des expériences avec plusieurs jeux de paramètres et plusieurs matériaux différents. Le prototype est symétrique, la différence entre l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie se faisant lors de l'assemblage, selon le placement des pions entre les branches du ressort. Une

vue en coupe de la CAO et une photo du prototype sont présentées sur les figures 7.16 et 7.17.

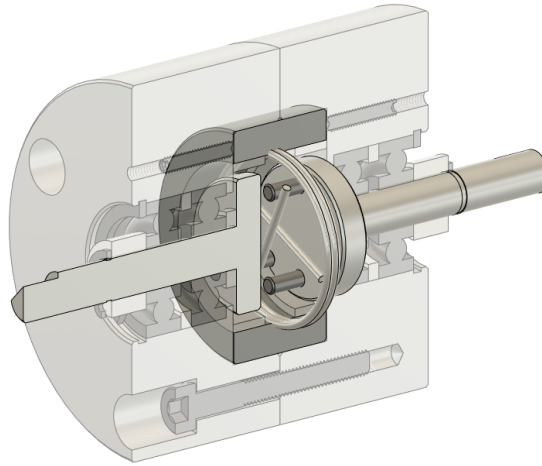


FIGURE 7.16 – Vue de coupe du prototype de NBDM (CAO)



FIGURE 7.17 – Photo du prototype de NBDM, complètement monté à gauche, et partiellement monté à droite

Afin de pouvoir caractériser l'impact de la variation de plusieurs paramètres autour des valeurs nominales proposées dans la section 7.3.5, plusieurs ressorts et plusieurs couronnes ont été fabriqués. Il est ainsi possible de changer la section et le nombre de spires des ressorts, ainsi que le matériau et le diamètre de la couronne.

7.4.3 Variabilité de fabrication

Un des facteurs critiques pour améliorer le rendement du mécanisme est la diminution de l'interférence de rayon δr , qui doit rester largement plus importante que la tolérance de fabrication sur le rayon pour assurer un couple limite en mode bloquant suffisant. Quatre configurations de ressorts, avec deux

sections différentes et deux nombres de spires différents, ont été commandées à un fabricant en trois exemplaires chacune. Les résultats de mesure sont donnés dans le tableau 7.3.

Section	N_n théorique	Numéro d'exemplaire	Différence \varnothing mesuré - \varnothing théorique [mm]	Variation de δr
Carrée	2,15	1	0,03	+3,8%
Carrée	2,15	2	-0,03	-3,8%
Carrée	2,15	3	0,14	+17,5%
Carrée	3,11	1	0,10	+12,5%
Carrée	3,11	2	0,11	+13,8%
Carrée	3,11	3	0,09	+11,3%
Circulaire	2,13	1	-0,06	-6,0%
Circulaire	2,13	2	0,00	0,0%
Circulaire	2,13	3	-0,07	-7,0%
Circulaire	3,08	1	0,00	0,0%
Circulaire	3,08	2	-0,02	-2,0%
Circulaire	3,08	3	0,00	0,0%

TABLE 7.3 – Variabilité du diamètre extérieur des ressorts lors de la fabrication pour plusieurs caractéristiques différentes

On observe une variabilité de -0,07 mm à 0,14 mm sur le diamètre extérieur, ce qui donne ici une variabilité de l'interférence de rayon δr de -7,0% à +17,5% par rapport au nominal. On observe que la variabilité sur la section carrée est plus importante que sur la section circulaire, conformément aux déclarations du fabricant. On observe également que les variations ne sont pas centrées, et il serait possible lors de la production de séries plus grandes de calibrer la machine de production pour améliorer la cote moyenne.

7.4.4 Dispositif expérimental

Un banc de test a été réalisé pour mesurer le couple de frottement τ^f en mode tournant, dans le but de valider le modèle de frottement proposé selon les paramètres du NBDM. Ce banc de test est présenté sur la figure 7.18. Il est composé d'un moteur commandé en vitesse permettant de faire tourner l'arbre d'entrée du NBDM. Ce moteur est lié au bâti du banc par une liaison pivot glissant selon son axe de rotation, et est maintenu en rotation par un capteur de couple statique fixé au bâti de sorte à pouvoir mesurer le couple produit par ce moteur. L'arbre de sortie du NBDM est lié à un capteur de couple dynamique, qui permet de mesurer le couple en sortie du mécanisme. Enfin, le capteur de couple dynamique est fixé à une charge de sortie permettant de faire varier le couple transmis par le NBDM. Un

frein réglable est utilisé pour faire varier la charge. Les différents éléments sont liés entre eux par des accouplements élastiques qui permettent de réduire l'impact des défauts d'alignement sur les mesures.

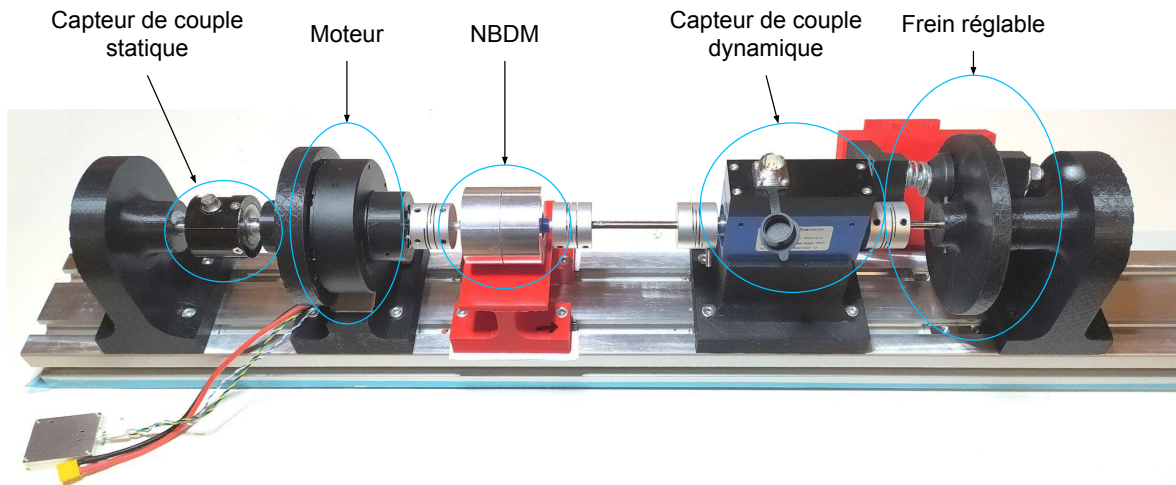


FIGURE 7.18 – Banc de test permettant de mesurer le couple de frottement en mode tournant

Le couple de frottement est déduit en calculant la différence entre le couple sur l'arbre d'entrée τ_{in}^{mes} fourni par le capteur de couple statique, et le couple de l'arbre de sortie τ_{out}^{mes} fourni par le capteur de couple dynamique.

7.4.5 Mesures du couple de frottement

Expérimentations menées

Les expérimentations doivent dans un premier temps servir à comparer les valeurs de frottement théoriques et les valeurs de frottement mesurées. Pour cela, des mesures sont effectuées dans la configuration nominale, mais également en faisant varier le rayon de bague R_a , et donc en réduisant l'interférence de rayon δr et le couple de frottement en mode tournant. D'autres paramètres qui ne sont pas censés faire varier le couple frottement sont également étudiés, comme le matériau et donc le coefficient de frottement μ , la section du ressort, le nombre de spires actives N_a , la vitesse de rotation et la charge de sortie τ_{out} .

À partir des données brutes des capteurs de couple présentées sur la figure 7.19, plusieurs opérations sont effectuées. Premièrement, une calibration permet de transformer les mesures de tension en signaux de couple. Ensuite, les signaux sont filtrés dans le but de réduire le bruit de haute fréquence. Enfin, il est nécessaire de rééchantillonner les deux signaux sur un horodatage commun par des méthodes d'interpolation, leur acquisition initiale n'étant pas synchronisée. Il est alors possible de calculer la différence des

deux signaux pour obtenir le couple de frottement.

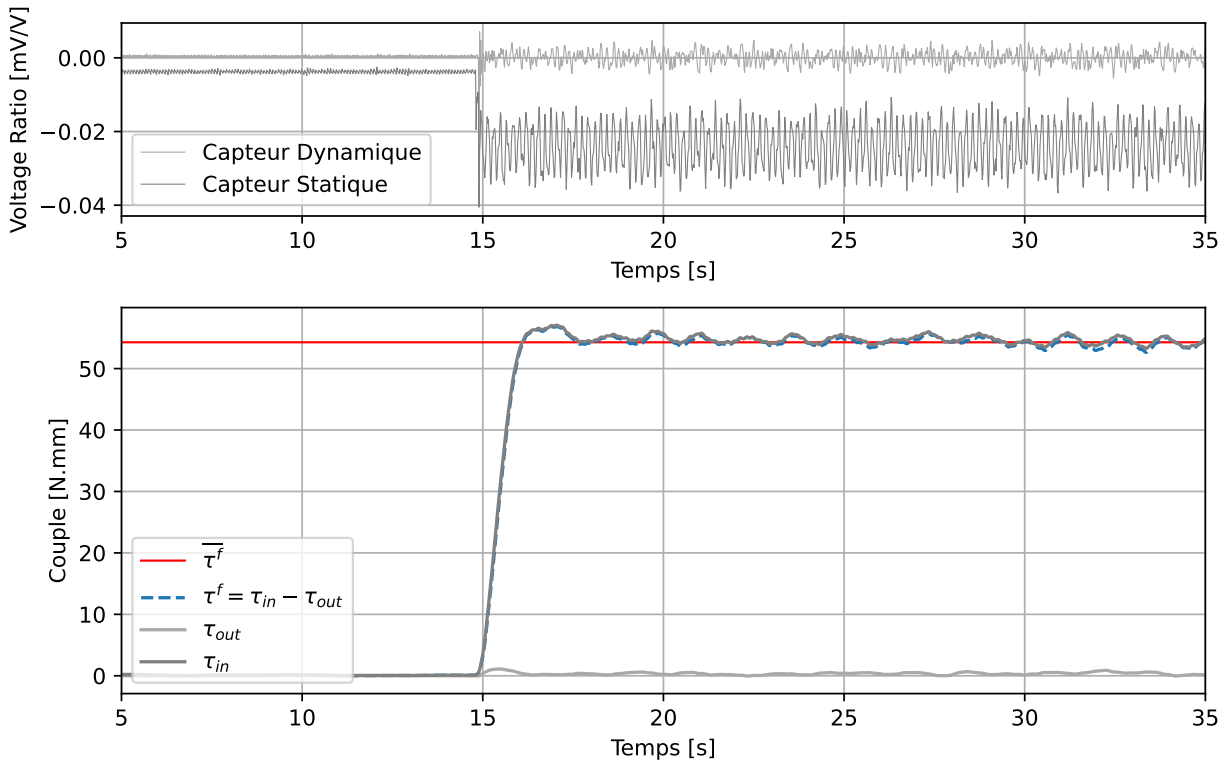


FIGURE 7.19 – Mesure des capteurs de couple statique et dynamique et calcul des couples filtrés dans la configuration nominale avec une charge de sortie nulle et une vitesse de rotation de 5 rad/s

Cas nominal et variation d'interférence

Le NBDM est tout d'abord monté dans sa configuration nominale (voir sec. 7.3.5), et les couples mesurés sont présentés sur la figure 7.19. Un couple de frottement moyen $\overline{\tau^f}$ de 54,4 N.mm est relevé, pour un couple théorique de 45 N.mm, soit un écart de 21%.

Cette différence, bien que non négligeable, reste dans un ordre de grandeur acceptable pour le fonctionnement du NBDM. Le rendement maximal du NBDM passerait alors de 91% à 89%.

Influence de la charge

La variation du couple transmis par le NBDM n'a théoriquement pas d'impact sur le couple de frottement du ressort contre le châssis. Il est possible de vérifier ce comportement en faisant varier le couple sur le frein réglable.

La figure 7.20 montre l'évolution de τ_{in} , τ_{out} et τ^f alors que la charge imposée sur le frein varie. On observe que les variations des couples τ_{in} et τ_{out} sont semblables, et la différence τ^f de ces couples reste constante. La charge n'a pas d'influence sur le frottement dans ce mécanisme.

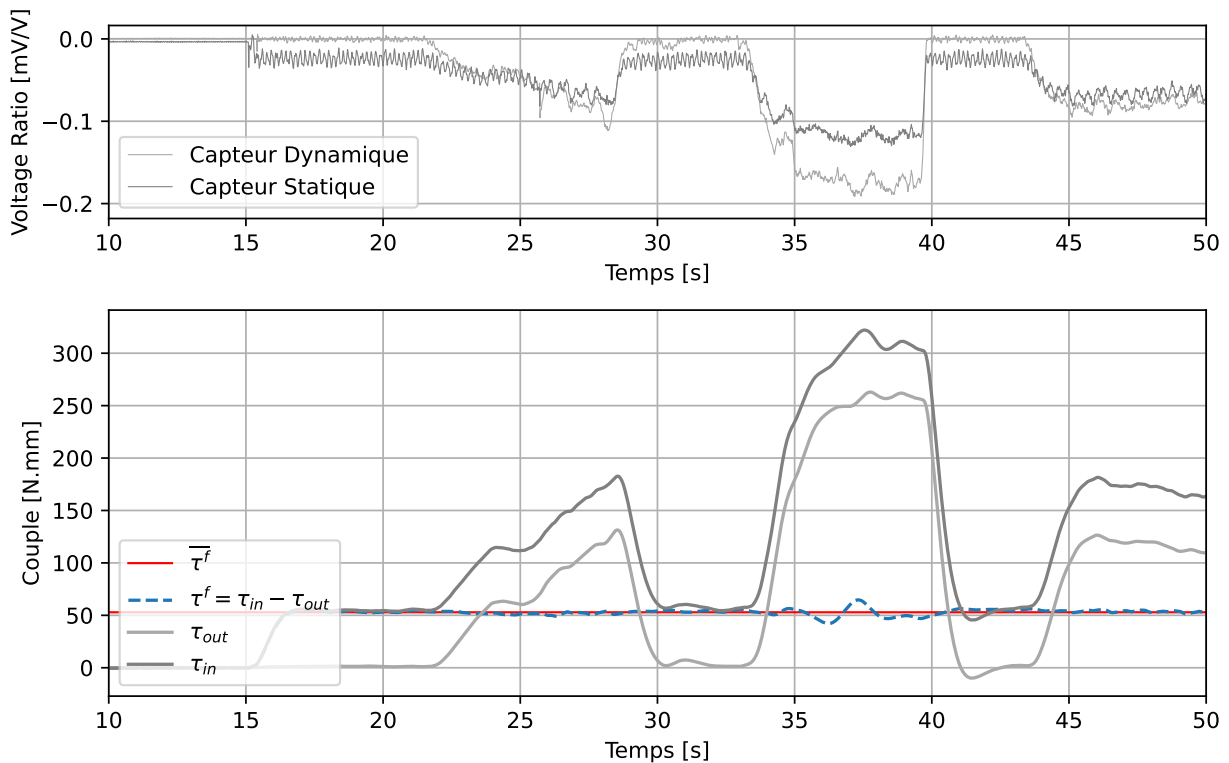


FIGURE 7.20 – Mesure des capteurs de couple statique et dynamique et calcul des couples filtrés dans la configuration nominale avec une charge de sortie variable et une vitesse de rotation de 5 rad/s

Influence de la vitesse de rotation

La variation de la vitesse de rotation des arbres d'entrée et de sortie du NBDM n'a pas non plus d'impact sur le couple de frottement, d'après le modèle théorique proposé. Seulement, la présence de frottements visqueux (dépendants de la vitesse) qui s'additionnent aux frottements secs est probable, bien que non modélisée. Il s'agit de vérifier que ce frottement visqueux reste faible par rapport au frottement sec, pour éviter une dégradation non anticipée des performances. Ici, on mesure le frottement moyen $\overline{\tau^f}$ du NBDM pour différentes vitesses.

Le tableau 7.4 montre les différentes mesures obtenues selon la vitesse de rotation. On constate une variation jusqu'à 4% entre les différentes expériences, mais cette variation semble aléatoire et n'est pas corrélée linéairement à la vitesse. Il semblerait que ces variations soient liées aux imprécisions du

dispositif expérimental, et la vitesse de rotation n'a donc pas un impact mesurable sur le frottement.

Vitesse [rad/s]	3	5	10	15	20	25
$\overline{\tau^f}$ [N.mm]	53,1	54,4	52,7	52,8	53,0	54,9

TABLE 7.4 – Couple de frottement moyen du NBDM en fonction de différentes vitesses de rotation dans la configuration nominale

Impact du matériau

Trois matériaux de couronne sont utilisés : l'acier, l'aluminium et le bronze. Pour chaque matériau, le couple de frottement moyen est mesuré à plusieurs vitesses de rotation, et une moyenne des expériences est calculée. La moyenne de $\overline{\tau^f}$ obtenue est de 54,5 N.mm avec la couronne d'acier, de 90,4 N.mm avec la couronne de bronze et de 126,0 N.mm avec la couronne d'aluminium. Ces différences sont très importantes et montrent l'insuffisance du modèle proposé pour l'utilisation du bronze ou de l'aluminium.

Ces résultats ne tendent pas pour autant à montrer que l'impact du coefficient de frottement est plus important qu'attendu. En effet, le couple acier-aluminium a le coefficient de frottement le plus élevé et donne le couple de frottement le plus élevé, mais le couple acier-bronze a le coefficient de frottement le plus faible et donne quand même un couple de frottement plus important que le couple acier-acier.

Deux principales hypothèses sont envisagées pour expliquer cet écart entre le modèle et les résultats expérimentaux. D'une part, la rugosité des surfaces peut être un facteur expliquant un frottement beaucoup plus important que celui attendu. La rugosité des surfaces n'a pas été spécifiée à la fabrication, et n'a pas été mesurée. Ensuite, la dureté des matériaux peut être un facteur pour expliquer les différences obtenues. En effet, l'acier est le matériau le plus dur, l'aluminium le moins dur et le bronze est entre les deux. On notera que la surface des matériaux moins durs peut s'abîmer plus vite, et sa rugosité peut alors augmenter au fur et à mesure de l'utilisation.

7.4.6 Mesures du couple de blocage

Pour mesurer le couple de blocage, le capteur de couple dynamique et le frein réglable ne sont pas utilisés. Le NBDM est monté dans l'autre sens, de sorte que le côté bloquant soit fixé à l'arbre moteur. Une consigne en vitesse est donnée au moteur, qui ajuste son couple pour dépasser le couple limite de blocage et provoquer la rotation du NBDM. Le couple est mesuré entre le châssis et le moteur par le capteur statique.

Plusieurs essais sont réalisés avec le mécanisme pour la configuration nominale, et en utilisant un ressort avec une spire supplémentaire. Les valeurs sont présentées dans le tableau 7.5. On observe que

les mesures prises sont très variables pour une même configuration.

Essai	a	b	c	d	e	A	B
Nombre de spires N_a	2,24	2,24	2,24	2,24	2,24	3,24	3,24
τ^b théorique [N.mm] avec $\mu = 0,2$	707	707	707	707	707	2599	2599
τ^b théorique [N.mm] avec $\mu = 0,15$	327	327	327	327	327	910	910
$\overline{\tau^b}$ mesuré [N.mm]	375	350	280	355	270	870	915

TABLE 7.5 – Couple de blocage moyen du NBDM pour différents essais dans la configuration nominale et en faisant varier le nombre de spires

Bien que ces mesures soient très variables, des tendances peuvent être observées. On s'aperçoit premièrement que les mesures sont bien plus faibles que celles attendues pour un coefficient de frottement $\mu = 0,2$. Cependant, les mesures ont un ordre de grandeur comparable à un couple de blocage pour $\mu = 0,15$. Ce coefficient de frottement est considéré comme plausible dans le cas d'un frottement acier-acier.

Il n'a pas été possible de réaliser davantage de mesures avec ce dispositif, certains essais se résultant par la déformation irréversible du ressort.

7.4.7 Perspectives d'amélioration

Afin de consolider les résultats obtenus, des améliorations pourraient être effectuées sur le mécanisme et le banc de test.

Premièrement, la géométrie des branches fait l'objet d'une variabilité de fabrication importante, et la maîtrise de cette géométrie a un impact important pour le bon montage du système et le jeu résultant. Dans l'expérimentation menée, le jeu de sortie variait entre un jeu quasi-nul et plusieurs degrés.

Ensuite, le couple de frottement peut être diminué. En effet, il serait envisageable sur de prochaines itérations de réduire l'interférence de rayon de manière importante pour réduire le couple de frottement. Une division par deux de l'interférence de rayon δr donnerait avec les mêmes ressorts une variabilité de -14,0% à +35% pour un couple de frottement deux fois plus faible (rendement supérieur à 95%). L'ajout d'une spire permettrait d'assurer le blocage pour faire face à d'éventuelles variations du diamètre lors de la fabrication.

La maîtrise du couple de blocage n'est pas très précise, une des hypothèses principales étant la caractérisation du coefficient de frottement μ . Ce coefficient pourrait être mesuré plus précisément en fonction des nuances, traitements et rugosité du matériau. Toutefois, il semble difficile d'obtenir des résultats avec moins de 20% de variabilité [104]. Pour autant, cela ne remet pas en cause la fonctionnalité du mécanisme, puisqu'il est assez simple d'assurer un couple de blocage suffisant en augmentant même légèrement le nombre de spires du ressort.

Un effet de désaxage a également été observé entre le ressort et l'alésage. Cet effet est présenté sur la figure 7.21. Ce désaxage est lié à un mauvais guidage du ressort qui peut se déplacer légèrement entre les arrêts axiaux. Ce phénomène est d'autant plus observé sur les ressorts à section circulaire dont la forme permet moins de maintien axial. Pour pallier ce problème, des tolérances plus serrées peuvent être utilisées pour ajuster la distance entre les arrêts axiaux et la longueur du ressort.

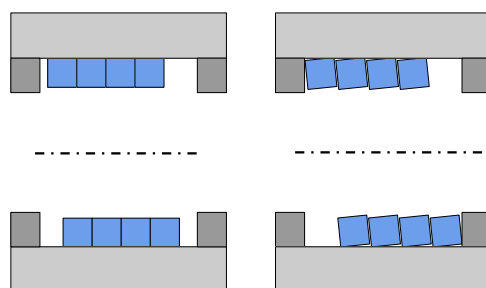


FIGURE 7.21 – Schéma de l'effet de désaxage du ressort lors de sa rotation. À gauche, le ressort est monté dans sa position souhaitée. À droite le ressort se désaxe.

Finalement, le banc de test peut être amélioré en garantissant une meilleure co-axialité des éléments tournants. De plus, le remplacement du capteur statique en amont du moteur par un capteur dynamique en aval du moteur permettrait d'améliorer la mesure du couple d'entrée.

7.5 Bilan de l'étude

Cette étude propose un nouveau mécanisme d'irréversibilité adapté aux prothèses myoélectriques. Ce nouveau mécanisme se veut plus simple et moins cher à fabriquer avec un nombre réduit de pièces, tout en garantissant un rendement élevé pour éviter le surdimensionnement de la motorisation.

Un modèle théorique a été proposé, et une procédure de dimensionnement permet d'adapter les dimensions du système au cahier des charges. Un prototype a été conçu et des expérimentations ont été menées pour comparer le modèle théorique au comportement observé. Les valeurs mesurées montrent un écart significatif par rapport aux valeurs attendues, et nécessitent d'être consolidées. Les valeurs obtenues montrent quand même le potentiel de ce mécanisme. Le couple de frottement résiduel peut être faible et permettre de bons rendements, et le blocage peut être assuré avec un nombre de spires assez faible.

Des améliorations pourront être apportées pour réduire le couple de frottement, limiter l'effet de désaxage du ressort et fiabiliser les mesures. Une prochaine étape est d'intégrer ce mécanisme au sein d'une chaîne de transmission de puissance pour affiner son intégration et démontrer l'intérêt de ce type de mécanisme.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Contributions principales

Les travaux menés pendant cette thèse ont permis d'apporter les contributions suivantes aux trois problématiques formulées dans l'introduction.

Pour répondre à la **problématique 1**, trois principales contributions ont été identifiées.

- (a) Une architecture cinématique réalisant les prises latérales et opposées et utilisant une transmission interdigitale à câble a été étudiée et testée. Ses propriétés et ses limites ont été soulevées.
- (b) Une nouvelle méthode de placement des doigts a été proposée, et permet de placer les liaisons de flexion et de rétropulsion du pouce de manière anthropomorphique à partir du scan 3D d'une main en plusieurs positions.
- (c) Un nouveau mécanisme de transmission interdigitale basé sur l'intégration d'une bielle à rotule est développé. Ce mécanisme permet de transmettre d'importants efforts entre les doigts, et permet la réalisation de la prise opposée et de la prise tridigitale. La méthode de synthèse du mécanisme par optimisation est décrite, et le résultat obtenu est évalué.

Pour répondre à la **problématique 2**, trois principales contributions ont également été identifiées.

- (d) Les principales pertes énergétiques ont été identifiées, et l'apport d'une réduction à rapport variable a été quantifié.
- (e) Une nouvelle transmission variable sous charge a été conçue, une méthode de dimensionnement est proposée et un prototype a été testé. Ce mécanisme est pertinent dans toutes les applications de préhension où la consommation d'énergie et la compacité sont des critères importants.
- (f) De même, un nouveau mécanisme d'irréversibilité à haut rendement a été développé, ainsi que la méthode de dimensionnement correspondante. La mise au point d'un prototype a permis la mesure des performances obtenues.

Pour répondre à la **problématique 3**, deux principales contributions ont été identifiées.

- (g) Une méthode naïve de commande proportionnelle a été proposée. L'impact de l'utilisation d'une telle méthode sur la thermique du moteur a été qualifié en simulation.
- (h) Une nouvelle stratégie de commande basée sur un coupe-circuit et une machine à état a été imaginée. Cette stratégie propose de tirer parti de l'irréversibilité de la chaîne de transmission de

puissance pour raccourcir les pics d'intensité dans le moteur. L'efficacité de cette méthode a été mesurée en simulation, et une expérimentation a permis de confronter la simulation à la réalité.

Discussion

L'architecture cinématique proposée permet de réaliser les deux prises les plus couramment utilisées et semble prometteuse pour atteindre l'accessibilité : la simplicité d'un tel mécanisme pourra permettre de limiter le coût de fabrication, augmenter la robustesse de la main et faciliter d'éventuelles réparations, tout en garantissant les fonctionnalités minimales nécessaires au quotidien. Un effort tout particulier d'anthropomorphisme devrait permettre une bien meilleure acceptation d'un tel dispositif.

Si atteindre les performances de vitesse de fermeture et de force de préhension est une tâche complexe, des mécanismes innovants et peu complexes à fabriquer ont été proposés. Ces mécanismes ont été simplifiés au maximum pour limiter le nombre de pièces à fabriquer. Une stratégie de commande adaptée permet également d'utiliser les pleines capacités d'un moteur à courant continu sans craindre le dépassement de ses limites thermiques et en favorisant l'autonomie. Ces solutions combinées ensemble sont prometteuses pour atteindre les objectifs associés à cette prothèse.

Si chacune des solutions présentées ici a bien montré l'intérêt qu'elle apporte, leur maturité ne permet pas encore d'assurer leur fiabilité dans un produit utilisé au quotidien. Des étapes d'itérations sont nécessaires pour leur mise au point, et les analyses doivent être encore poussées. Une étape primordiale est celle de l'intégration de toutes ces solutions et leur fonctionnement conjoint. En effet, des problématiques de performance moindre ou d'encombrement peuvent venir invalider l'utilisation conjointe de ces solutions. Cette étape particulièrement chronophage n'a pu être atteinte dans le cadre de cette thèse. Il sera également important d'évaluer un coût de fabrication du prototype en moyenne série. Ce coût des solutions proposées n'a pas été évalué, ces dernières étant considérées comme trop éloignées de leur forme finale pour que leur prix soit représentatif.

Au-delà de ce projet, les solutions proposées ici répondent à des problématiques d'optimisation de transmission de puissance des actionneurs, d'anthropomorphisme et de performance, problématiques qui ont longtemps été soulignées et qui restent d'actualité [113]. Les solutions proposées peuvent également être pertinentes au-delà des prothèses de main, que ce soit pour d'autres prothèses (coude ou poignet), dans des mains robotisées non prothétiques ou plus largement dans des préhenseurs nécessitant compacité, performance et optimisation de la puissance consommée.

Quelles perspectives au-delà de la recherche ?

Les travaux présentés dans cette thèse ont été développés à travers le dispositif Cifre au sein d'ORTHOPUS, une entreprise fabriquant des dispositifs médicaux, dans le but initial de commercialiser la prothèse de main développée. Cette commercialisation n'est plus envisagée à court terme pour des raisons économiques.

En effet, bien que les solutions avancées dans cette thèse permettent de réduire les coûts de fabrication et de simplifier l'assemblage des prothèses, de nombreux autres coûts demeurent significatifs. Ainsi, des coûts fixes sont nécessaires pour mettre en place l'industrialisation du produit avant sa production et pour répondre aux contraintes du règlement européen, comme les tests de biocompatibilité, d'éventuels essais cliniques permettant de valider l'intérêt de la prothèse auprès des organismes de financement, ou encore le suivi clinique après commercialisation et le service après-vente. Cependant, rendre un produit accessible nécessite un coût de fabrication modéré et une marge commerciale faible. Ce modèle économique pourrait être viable pour une entreprise uniquement à grande échelle, pour pouvoir amortir tous les coûts fixes initiaux. Il a été aussi noté que si un prix de vente raisonnable était atteignable pour ce type de produit (d'un ordre de grandeur en moins par rapport aux prothèses actuellement vendues), ce coût resterait trop élevé pour les personnes habitant dans les pays en développement, et le modèle économique dépend donc de la mise en place de systèmes de santé efficaces.

Malgré ces difficultés, des solutions peuvent être trouvées pour permettre à des utilisatrices et utilisateurs d'être équipés. Les entreprises privées cherchent de plus en plus à montrer leur engagement social et sont prêtes à financer des initiatives solidaires. De plus en plus d'ingénieurs s'intéressent à l'impact de leurs développements, et sont volontaires pour aider des projets à impact. Les organismes de recherche publics créent des programmes de financements spécifiques pour favoriser les technologies autour du handicap. Le sujet des prothèses robotiques est en plus source d'attrait technologique, associé souvent à un imaginaire autour de la bionique et l'homme augmenté. Tous ces facteurs poussent des organisations, souvent des associations, à continuer le développement des aides techniques accessibles. Plusieurs initiatives réussissent à apporter des aides et des dispositifs concrets aux personnes qui en ont besoin. Parmi ces initiatives, e-NABLE et Victoria Hand Project font don de prothèses de main mécaniques et le réseau Human Lab regroupe des associations qui font travailler ensemble experts bénévoles et personnes en situation de handicap sur des aides techniques.

C'est dans cette perspective que le projet Bionicohand, qui vise à proposer une prothèse myoélectrique accessible en Open Source et dont ORTHOPUS est partenaire, continue à mobiliser différents acteurs. Ainsi, la *BionicoHand v2* vient d'être développée dans le cadre d'un projet étudiant au lycée professionnel Saint Aubin La Salle, encadré par Henri Boutard. Cette prothèse, présentée sur la figure 7.22, est directement inspirée par la cinématique anthropomorphique et de la transmission interdi-

gitale par bielle à rotules présentées au Chapitre 4. Une documentation Open Source sur cette prothèse sera proposée sur le site du projet ¹.

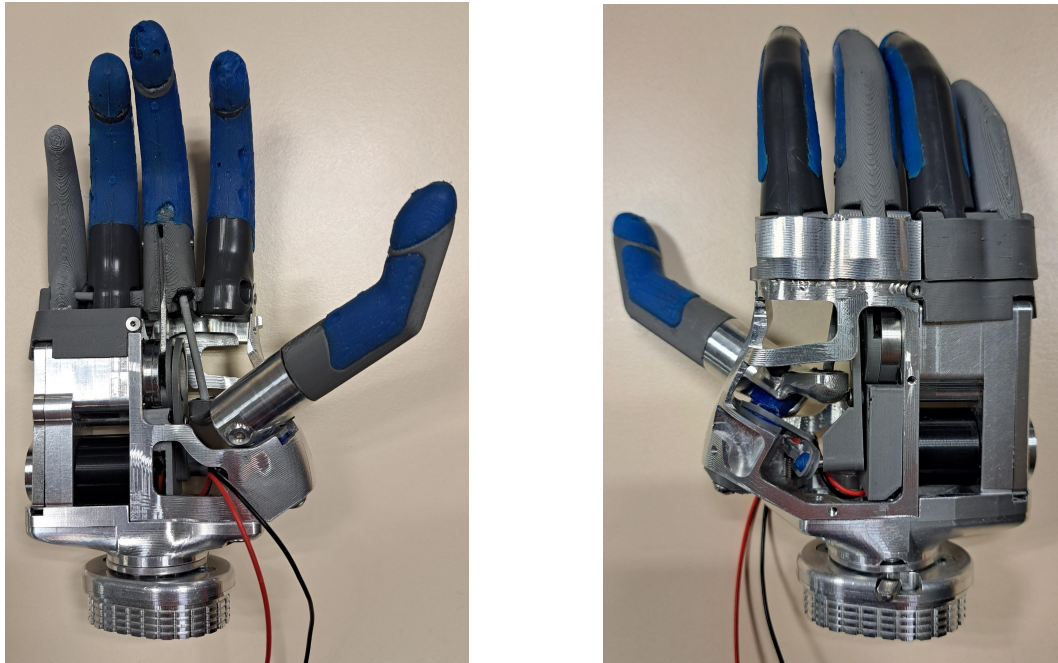


FIGURE 7.22 – Photos du prototype *Bionicohand v2* développé par des partenaires du projet Bionicohand intégrant des résultats présentés dans cette thèse

Ce prototype de prothèse utilise le moteur Faulhaber 2224 associé à un réducteur épicycloïdal à rouleaux (voir section 5.3). Un mécanisme d'irréversibilité à rouleaux tel que présenté dans l'état de l'art est intégré (voir section 7.1.4), ainsi qu'une transmission variable à bielle et ressort semblable à la solution de Takaki [93] telle que présentée section 6.1.

Elle se différencie des travaux présentés ici par une rétropulsion du pouce motorisée tout en utilisant un seul moteur. Le principe de mouvement intermittent similaire à la prothèse *SSSA-MyHand* [24] a été retenu, en utilisant entre la chaîne de transmission de puissance et le majeur un système bielle-manivelle, et entre la chaîne de transmission et l'axe de rétropulsion du pouce un système de came semblable à une roue de Genève.

La participation d'une équipe Bionicohand au Cybathlon en 2024 est envisagée, permettant de continuer à valider la stratégie choisie et de promouvoir le projet dans son ensemble.

1. <https://bionico.org/>

ANALYSE PRÉLIMINAIRE DU RÉDUCTEUR ÉPICYCLOÏDAL À ROULEAUX

A.1 Principe et modélisation du système

Le réducteur épicycloïdal à rouleaux est une variante des trains épicycloïdaux à engrenages qui sont très utilisés et très bien documentés. On retrouve les mêmes éléments qu'un train épicycloïdal (planétaire, couronne, satellites et porte-satellite) comme présenté sur la figure A.1. Son principe de fonctionnement est identique au train à engrenages, à la différence que les efforts ne sont pas transmis par les dentures, mais par adhérence entre les pièces avec un roulement sans glissement des éléments. Le planétaire, la couronne et les satellites sont alors simplement des pièces cylindriques en contact les unes avec les autres.

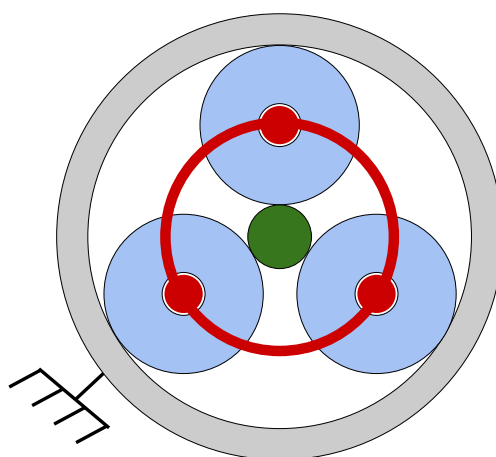


FIGURE A.1 – Principe du réducteur épicycloïdal à rouleaux avec le planétaire en vert (mouvement d'entrée), la couronne en gris (fixe), les satellites rouleaux en bleu et le porte-satellite en rouge (mouvement de sortie)

A.1.1 Pré-charge nécessaire au fonctionnement

Le roulement sans glissement du mécanisme ne fonctionne qu'à condition que les pièces soient soumises à une pré-charge radiale : les rouleaux (satellites) sont montés en force entre le planétaire et la couronne, permettant des charges constantes N_A et N_B aux contacts entre chaque pièce comme présenté sur la figure A.2.

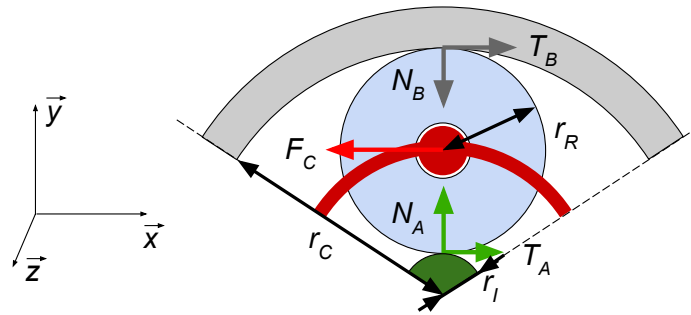


FIGURE A.2 – Efforts agissant sur un rouleau du réducteur

Au point de contact entre un rouleau et le planétaire, en considérant un coefficient d'adhérence μ_A entre les deux éléments et T_A la composante tangentielle de la force de contact, on peut écrire la condition de non-glissement suivante :

$$N_A \mu_A \geq T_A \quad (\text{A.1})$$

De même, entre un rouleau et la couronne, en considérant un coefficient d'adhérence μ_B et T_B la composante tangentielle de la force de contact, on a :

$$N_B \mu_B \geq T_B \quad (\text{A.2})$$

En régime statique, en introduisant F_C la force de réaction du porte-satellite sur le rouleau et r_R le rayon du rouleau, on peut écrire le bilan des efforts suivant :

$$N_A = N_B \quad (\text{A.3})$$

$$T_A + T_B = F_C \quad (\text{A.4})$$

$$r_R T_A = r_R T_B \Leftrightarrow T_A = T_B \quad (\text{A.5})$$

On observe que les efforts sont égaux aux points de contact A et B, seuls les coefficients d'adhérence sont susceptibles de varier.

Finalement, le couple transmissible τ peut être déduit du nombre de satellites n , du rayon du plané-

taire r_I et des paramètres précédents :

$$\begin{cases} \tau = nT_A r_I \leq nN_A \mu_A r_I \\ \tau = nT_A r_I = nT_B r_I \leq nN_B \mu_B r_I \end{cases} \quad (\text{A.6})$$

A.1.2 Rapport de réduction

La formule de Willis, utilisée pour les trains épicycloïdaux, permet d'obtenir le rapport de réduction $R = \omega_{out}/\omega_{in}$ du système où ω_{in} et ω_{out} sont les vitesses respectivement d'entrée et de sortie du mécanisme et r_C le rayon de la couronne :

$$R = \frac{r_I}{r_C + r_I} = \frac{r_I}{r_C + r_I} = \frac{r_C - 2r_R}{2r_C - 2r_R} = 1 - \frac{r_C}{2r_C - 2r_R} \quad (\text{A.7})$$

Le système réduit la vitesse au maximum (rapport de réduction minimal) lorsque r_R augmente par rapport à r_C . Cependant, r_R est borné pour que les rouleaux n'entrent pas en contact les uns avec les autres. Comme présenté sur la figure A.3 avec trois rouleaux, on peut calculer la limite géométrique suivante :

$$\frac{r_R^{lim}}{a} = \cos(30^\circ) \quad \text{avec} \quad a = r_C - r_R^{lim} \Rightarrow r_R^{lim} = r_C \frac{\cos(30^\circ)}{1 + \cos(30^\circ)} \quad (\text{A.8})$$

$$R_{min} = 1 - \frac{r_C}{2r_C - 2r_R^{lim}} = 1 - \frac{1}{2 - \frac{\sqrt{3}}{1 + \sqrt{3}/2}} \approx \frac{1}{14,9} \quad (\text{A.9})$$

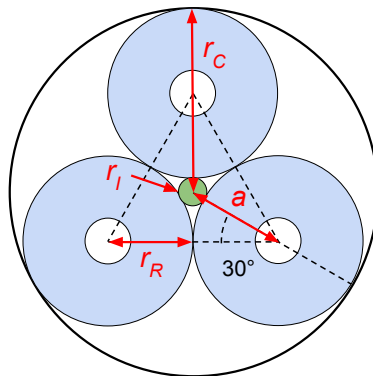


FIGURE A.3 – Limite d'interférence entre rouleaux pour un réducteur à trois rouleaux

Avec deux rouleaux, il n'y a pas de problème d'interférence entre les rouleaux, mais le système est moins équilibré. Avec quatre rouleaux ou plus, la limite de réduction sera plus contraignante.

Ce système peut donc réduire la vitesse jusqu'à un facteur d'environ 15. En pratique, en gardant des jeux entre les rouleaux et en choisissant des dimensions standards, on obtient des facteurs de réduction entre 10 et 13. Ces facteurs sont bien plus importants que des trains épicycloïdaux classiques, qui proposent un rapport entre 3 et 6, parfois jusqu'à 8 dans certaines applications.

A.2 Expérimentation préliminaire

A.2.1 Implémentation

Un intérêt particulier de ce mécanisme est sa simplicité d'implémentation et de fabrication.

Premièrement, des roulements à billes classiques peuvent être utilisés en guise de rouleaux. Les rouleaux sont alors très simples d'approvisionnement, leur coût est faible et ils sont guidés en rotation avec très peu de frottement sur le porte-satellite. Enfin, le traitement de surface appliqué aux roulements pourrait être profitable pour assurer une durée de vie importante de l'ensemble.

L'implémentation du planétaire est encore plus simple, puisque l'arbre lisse de sortie du moteur peut être directement utilisé. Il doit être noté que le diamètre de sortie des arbres de moteurs à courant continu est souvent faible et propice à une réduction importante, mais il est fixé par le constructeur et ne peut pas être modifié.

La couronne est constituée d'une simple bague. Son diamètre intérieur doit être bien maîtrisé, ce qui est faisable avec des opérations de tournage classiques. On note qu'un alésage dans le châssis peut suffire pour faire office de couronne, mais les opérations de montage seront plus difficiles. Le porte-satellite est l'ensemble nécessitant le plus d'opérations d'usinage, mais ces dernières restent simples.

Un premier prototype a été développé dans le but d'évaluer l'impact de plusieurs paramètres sur la force radiale et estimer le couple transmissible de ce réducteur. Ce prototype est présenté sur la figure A.4.

A.2.2 Estimation du couple transmissible

Pour obtenir une première estimation du couple transmissible, on fait l'hypothèse que la force limite de glissement est identique selon l'axe \vec{x} durant le fonctionnement que selon l'axe \vec{z} que lors de l'insertion de l'arbre entre les rouleaux (voir figure A.2). La force limite de glissement T_A^{max} est donc estimée à partir de la mesure de la force d'insertion sur l'arbre F_M et par l'estimation de la force radiale $N_A = F_M / (\mu_A n)$. Le couple maximal transmissible est estimé par l'expression $\tau_{max} = n N_A \mu_A r_I / n$. On considère que les coefficients de frottement μ_A et μ_B sont égaux de sorte que les conditions de glissement au point A et au point B soient identiques.

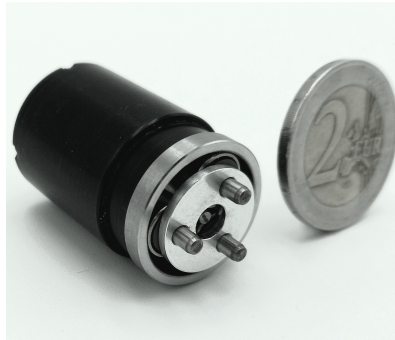


FIGURE A.4 – Photo du réducteur épicycloïdal à rouleaux développé pour effectuer des mesures préliminaires, monté sur un moteur Faulhaber 2224 SR

Diamètre intérieur de couronne [mm]	17,97	17,90	17,85	17,90	17,90	17,90
Épaisseur de couronne [mm]	1,5	1,5	1,5	1	2	4
Force d'insertion sur l'arbre F_M mesurée [N]	4,5	25	35	20	30	35
Force radiale N_A estimée [N]	7,5	41,7	58,3	33,3	50,0	58,3
Couple maximal τ_{max} estimé [N.mm]	4,5	25	35	20	30	35

TABLE A.1 – Estimation du couple transmissible pour plusieurs diamètres et épaisseurs de la couronne extérieure par la mesure de la force de montage

A.3 Perspectives d'utilisation du mécanisme

Ce mécanisme semble apporter une solution particulièrement pertinente pour réaliser le premier étage de réduction de la prothèse. En comparaison d'un étage de réduction à train épicycloïdal ou à engrenages droits, ce réducteur permet un meilleur facteur de réduction dans un volume plus compact, en utilisant des composants standards pour remplacer les roues dentées et générant potentiellement moins de bruit. Cette solution est utilisée depuis de nombreuses années dans des prothèses commerciales, et semble montrer sa viabilité.

Il n'a pas été trouvé dans la littérature de modèle plus précis permettant de caractériser le couple transmissible du mécanisme. L'étude préliminaire menée ici a permis de montrer que l'épaisseur de la couronne extérieure, qui influe sur son élasticité, joue un rôle important dans le couple transmissible sans proposer pour autant de modèle plus précis. D'autres informations comme le rendement ou la durée de vie devront être évalués pour s'assurer que ce réducteur corresponde au cahier des charges.

CALCUL DES EFFORTS DE BRANCHES DU NBDM

Ces calculs détaillent la détermination des efforts des branches de ressort du mécanisme d'irréversibilité, comme expliqué section 7.2.4. Le problème est décrit sur les figures 7.7 et 7.8.

En utilisant le théorème de Castigliano, il est possible de lier les déplacements δ_A et δ_B aux forces F_A et F_B . Ce théorème peut s'écrire sous la forme générale [114] :

$$\delta_A = \frac{\partial U_{1+2}}{\partial F_A} \quad , \quad \delta_B = \frac{\partial U_{1+2}}{\partial F_B} \quad (\text{B.1})$$

où U_{1+2} est l'énergie de déformation dans les tronçons 1 et 2.

Pour une poutre sollicitée en flexion, l'énergie de déformation est calculée de la manière suivante [114] :

$$U_{1+2} = U_1 + U_2 = \frac{1}{2} \int_0^{\pi/2} \frac{Mf_z^2(\theta)}{EI_z} R d\theta + \frac{1}{2} \int_0^{L_B} \frac{Mf_z^2(x)}{EI_z} dx \quad (\text{B.2})$$

avec :

- $Mf_z(\theta)$ et $Mf_z(x)$ le moment fléchissant selon l'axe Z respectivement dans les tronçons 1 et 2 ;
- θ et x les coordonnées respectivement dans les tronçons 1 et 2 où s'applique le moment fléchissant ;
- E le module d'Young du matériau du ressort ;
- I_z le moment quadratique du ressort autour de l'axe Z.

Pour simplifier les futurs calculs, on sépare le moment de flexion Mf_z^A produit par la force F_A du moment de flexion Mf_z^B produit par la force F_B , et on a alors :

$$Mf_z = Mf_z^A + Mf_z^B \quad (\text{B.3})$$

Dans le tronçon 1, on peut exprimer les moments fléchissants de la manière suivante :

$$Mf_z^A(\theta) = -(L_A + R \cos \theta)F_A \quad (\text{B.4})$$

$$Mf_z^B(\theta) = -(L_B + R \cos \theta)F_B \quad (\text{B.5})$$

Dans le tronçon 2, on peut exprimer les moments fléchissants de la manière suivante :

$$Mf_z^A(x) = \begin{cases} -(L_A - x)F_A & \text{si } x < L_A \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (\text{B.6})$$

$$Mf_z^B(x) = -(L_B - x)F_B \quad (\text{B.7})$$

On note pour la suite que le moment fléchissant dû à une force est proportionnel à cette même force. Pour simplifier les développements suivants, on admet les résultats généraux ci-dessous :

$$\int_0^{\pi/2} (X + R \cos \theta)(Y + R \cos \theta)R d\theta = \frac{\pi}{2}XYR + (X + Y)R^2 + \frac{\pi}{4}R^3$$

$$\int_0^X (X - x)(Y - x)dx = -\frac{1}{6}X^3 + \frac{1}{2}X^2Y$$

Les dérivées partielles des énergies de déformation U_1 et U_2 des tronçons 1 et 2 respectivement, par rapport aux forces F_A et F_B sont données par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_1}{\partial F_A} &= \frac{1}{2} \int_0^{\pi/2} \frac{1}{EI_z} \frac{\partial (Mf_z)^2}{\partial F_A} R d\theta = \frac{1}{2EI_z} \int_0^{\pi/2} 2 \frac{Mf_z^A}{F_A} Mf_z R d\theta \\ &= \frac{1}{EI_z} \int_0^{\pi/2} \frac{Mf_z^A}{F_A} Mf_z^A R d\theta + \frac{1}{EI_z} \int_0^{\pi/2} \frac{Mf_z^A}{F_A} Mf_z^B R d\theta \\ &= \frac{F_A}{EI_z} \left(\frac{\pi}{2} L_A^2 R + 2L_A R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) + \frac{F_B}{EI_z} \left(\frac{\pi}{2} L_A L_B R + (L_A + L_B) R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) \end{aligned} \quad (\text{B.8})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_2}{\partial F_A} &= \frac{1}{2} \int_0^{L_B} \frac{1}{EI_z} \frac{\partial (Mf_z)^2}{\partial F_A} dx = \frac{1}{2EI_z} \int_0^{L_B} 2 \frac{Mf_z^A}{F_A} Mf_z dx \\ &= \frac{1}{EI_z} \int_0^{L_A} \frac{Mf_z^A}{F_A} Mf_z^A dx + \frac{1}{EI_z} \int_0^{L_A} \frac{Mf_z^A}{F_A} Mf_z^B dx \\ &= \frac{F_A}{EI_z} \left(\frac{1}{3} L_A^3 \right) + \frac{F_B}{EI_z} \left(-\frac{1}{6} L_A^3 + \frac{1}{2} L_A^2 L_B \right) \end{aligned} \quad (\text{B.9})$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial U_1}{\partial F_B} &= \frac{1}{2} \int_0^{\pi/2} \frac{1}{EI_z} \frac{\partial (Mf_z)^2}{\partial F_B} R d\theta = \frac{1}{2EI_z} \int_0^{\pi/2} 2 \frac{Mf_z^B}{F_B} Mf_z R d\theta \\
&= \frac{1}{EI_z} \int_0^{\pi/2} \frac{Mf_z^B}{F_B} Mf_z^A R d\theta + \frac{1}{EI_z} \int_0^{\pi/2} \frac{Mf_z^B}{F_B} Mf_z^B R d\theta \\
&= \frac{F_A}{EI_z} \left(\frac{\pi}{2} L_A L_B R + (L_A + L_B) R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) + \frac{F_B}{EI_z} \left(\frac{\pi}{2} L_B^2 R + 2L_B R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right)
\end{aligned} \tag{B.10}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial U_2}{\partial F_B} &= \frac{1}{2} \int_0^{L_B} \frac{1}{EI_z} \frac{\partial (Mf_z)^2}{\partial F_B} dx = \frac{1}{2EI_z} \int_0^{L_B} 2 \frac{Mf_z^B}{F_B} Mf_z dx \\
&= \frac{1}{EI_z} \int_0^{L_A} \frac{Mf_z^B}{F_B} Mf_z^A dx + \frac{1}{EI_z} \int_0^{L_B} \frac{Mf_z^B}{F_B} Mf_z^B dx \\
&= \frac{F_A}{EI_z} \left(-\frac{1}{6} L_A^3 + \frac{1}{2} L_A^2 L_B \right) + \frac{F_B}{EI_z} \frac{1}{3} L_B^3
\end{aligned} \tag{B.11}$$

On cherche finalement la relation entre F_A et F_B à partir de la condition de déformation $\delta_A = -\delta_B$.

$$\begin{aligned}
\delta_A = -\delta_B &\Leftrightarrow \frac{\partial U_1}{\partial F_A} + \frac{\partial U_2}{\partial F_A} + \frac{\partial U_1}{\partial F_B} + \frac{\partial U_2}{\partial F_B} = 0 \\
&\Leftrightarrow F_A \left[\left(\frac{\pi}{2} L_A^2 R + 2L_A R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) + \left(\frac{1}{3} L_A^3 \right) \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{\pi}{2} L_A L_B R + (L_A + L_B) R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) + \left(-\frac{1}{6} L_A^3 + \frac{1}{2} L_A^2 L_B \right) \right] \\
&\quad + F_B \left[\left(\frac{\pi}{2} L_A L_B R + (L_A + L_B) R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) + \left(-\frac{1}{6} L_A^3 + \frac{1}{2} L_A^2 L_B \right) \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{\pi}{2} L_B^2 R + 2L_B R^2 + \frac{\pi}{4} R^3 \right) + \left(\frac{1}{3} L_B^3 \right) \right] = 0 \\
&\Leftrightarrow F_A \left[\frac{1}{6} L_A^3 + \frac{\pi}{2} L_A^2 R + \frac{\pi}{2} L_A L_B R + 3L_A R^2 + L_B R^2 + \frac{1}{2} L_A^2 L_B + \frac{\pi}{2} R^3 \right] \\
&= -F_B \left[-\frac{1}{6} L_A^3 + \frac{1}{3} L_B^3 + \frac{\pi}{2} L_B^2 R + \frac{\pi}{2} L_A L_B R + 3L_B R^2 + L_A R^2 + \frac{1}{2} L_A^2 L_B + \frac{\pi}{2} R^3 \right]
\end{aligned} \tag{B.12}$$

On en déduit finalement les expressions de F_A et F_B :

$$\begin{aligned}
 F_A &= \frac{-\frac{1}{6}L_A^3 + \frac{1}{3}L_B^3 + \frac{\pi}{2}L_B^2R + \frac{\pi}{2}L_AL_BR + 3L_BR^2 + L_AR^2 + \frac{1}{2}L_A^2L_B + \frac{\pi}{2}R^3}{\frac{1}{3}L_B^3 + \frac{\pi}{2}(L_A + L_B)^2 + 4R^2(L_A + L_B) + L_A^2L_B + \pi R^2} \frac{\tau_{out}^{max}}{r_e} \\
 F_B &= -\frac{\frac{1}{6}L_A^3 + \frac{\pi}{2}L_A^2R + \frac{\pi}{2}L_AL_BR + 3L_AR^2 + L_BR^2 + \frac{1}{2}L_A^2L_B + \frac{\pi}{2}R^3}{\frac{1}{3}L_B^3 + \frac{\pi}{2}(L_A + L_B)^2 + 4R^2(L_A + L_B) + L_A^2L_B + \pi R^2} \frac{\tau_{out}^{max}}{r_e}
 \end{aligned}
 \tag{B.13}$$

LISTE DES PUBLICATIONS

Publications en conférence

Prothèse frugale (voir Chapitre 2) :

C. BUTIN, D. CHABLAT, Y. AOUSTIN et D. GOUAILLIER, « Cinématique d'une Prothèse de Main Myoélectrique Accessible Avec Actionneur Unique et Rétropulsion Passive Du Pouce », in 25ème Congrès Français de Mécanique, Nantes : arXiv, 2022. DOI : [10.48550/ARXIV.2208.10796](https://doi.org/10.48550/ARXIV.2208.10796).

Publications en journal

Nouvelle cinématique anthropomorphique (voir Chapitre 4) :

C. BUTIN, D. CHABLAT, Y. AOUSTIN et D. GOUAILLIER, « Novel Kinematics of an Anthropomorphic Prosthetic Hand Allowing Lateral and Opposite Grasp With a Single Actuator », Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, vol. 18, 6, p. 061 005, juin 2023, ISSN : 1555-1415, 1555-1423. DOI : [10.1115/1.4056852](https://doi.org/10.1115/1.4056852).

Transmission variable sous charge (voir Chapitre 6) :

C. BUTIN, D. CHABLAT, Y. AOUSTIN et D. GOUAILLIER, « Design of a Two-Speed Load Adaptive Variable Transmission for Energetic Optimization of an Accessible Prosthetic Hand », Journal of Mechanisms and Robotics, vol. 15, 1, p. 011 003, fév. 2023, ISSN : 1942-4302, 1942-4310. DOI : [10.1115/1.4054273](https://doi.org/10.1115/1.4054273).

BIBLIOGRAPHIE

- [1] WORLD HEALTH ORGANIZATION et USAID, *WHO Standards for Prosthetics and Orthotics*. Geneva : World Health Organization, 2017, chap. The Vietnamese version is published by the ICRC MoveAbility Foundation, Viet Nam, ISBN : 978-92-4-151248-0.
- [2] A. P. JOHNSON et B. VEATCH, « Upper-Extremity Prostheses : A Renewed Approach », in *Volume 8 : 14th Design for Manufacturing and the Life Cycle Conference ; 6th Symposium on International Design and Design Education ; 21st International Conference on Design Theory and Methodology, Parts A and B*, San Diego, California, USA : ASMEDC, jan. 2009, p. 649-656, ISBN : 978-0-7918-4905-7. DOI : [10.1115/DETC2009-87538](https://doi.org/10.1115/DETC2009-87538).
- [3] A. ESQUENAZI, « Amputation rehabilitation and prosthetic restoration. From surgery to community reintegration », *Disability and Rehabilitation*, vol. 26, 14-15, p. 831-836, juil. 2004, ISSN : 0963-8288, 1464-5165. DOI : [10.1080/09638280410001708850](https://doi.org/10.1080/09638280410001708850).
- [4] J. T. BELTER, J. L. SEGIL, A. M. DOLLAR et R. F. WEIR, « Mechanical design and performance specifications of anthropomorphic prosthetic hands : A review », *The Journal of Rehabilitation Research and Development*, vol. 50, 5, p. 599-618, 2013, ISSN : 0748-7711. DOI : [10.1682/JRRD.2011.10.0188](https://doi.org/10.1682/JRRD.2011.10.0188).
- [5] P. SLADE, A. AKHTAR, M. NGUYEN et T. BRETL, « Tact : Design and performance of an open-source, affordable, myoelectric prosthetic hand », in *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Seattle, WA, USA : IEEE, mai 2015, p. 6451-6456, ISBN : 978-1-4799-6923-4. DOI : [10.1109/ICRA.2015.7140105](https://doi.org/10.1109/ICRA.2015.7140105).
- [6] G. P. KONTOUDIS, M. V. LIAROKAPIS, A. G. ZISIMATOS, C. I. MAVROGIANNIS et K. J. KYRIAKOPOULOS, « Open-source, anthropomorphic, underactuated robot hands with a selectively lockable differential mechanism : Towards affordable prostheses », in *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Hamburg, Germany : IEEE, sept. 2015, p. 5857-5862, ISBN : 978-1-4799-9994-1. DOI : [10.1109/IROS.2015.7354209](https://doi.org/10.1109/IROS.2015.7354209).
- [7] Y. ZHENG, X. LI, L. TIAN et G. LI, « Design of a Low-Cost and Humanoid Myoelectric Prosthetic Hand Driven by a Single Actuator to Realize Basic Hand Functions », in *2018 IEEE International Conference on Cyborg and Bionic Systems (CBS)*, Shenzhen : IEEE, oct. 2018, p. 603-606, ISBN : 978-1-5386-7355-3. DOI : [10.1109/CBS.2018.8612255](https://doi.org/10.1109/CBS.2018.8612255).

-
- [8] C. BUTIN, D. CHABLAT, Y. Aoustin et D. GOUAILLIER, « Cinématique d'une Prothèse de Main Myoélectrique Accessible Avec Actionneur Unique et Rétropulsion Passive Du Pouce », in *25ème Congrès Français de Mécanique*, Nantes : arXiv, 2022. DOI : [10.48550/ARXIV.2208.10796](https://doi.org/10.48550/ARXIV.2208.10796).
- [9] C. BUTIN, D. CHABLAT, Y. Aoustin et D. GOUAILLIER, « Novel Kinematics of an Anthropomorphic Prosthetic Hand Allowing Lateral and Opposite Grasp With a Single Actuator », *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, vol. 18, 6, p. 061 005, juin 2023, ISSN : 1555-1415, 1555-1423. DOI : [10.1115/1.4056852](https://doi.org/10.1115/1.4056852).
- [10] C. BUTIN, D. CHABLAT, Y. Aoustin et D. GOUAILLIER, « Design of a Two-Speed Load Adaptive Variable Transmission for Energetic Optimization of an Accessible Prosthetic Hand », *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 15, 1, p. 011 003, fév. 2023, ISSN : 1942-4302, 1942-4310. DOI : [10.1115/1.4054273](https://doi.org/10.1115/1.4054273).
- [11] S. KIRCHHOFER, « Conception d'une prothèse bio-inspirée commandée par réseaux de neurones exploitant les signaux électromyographiques », thèse de doct., Université Clermont Auvergne, déc. 2020.
- [12] I. CERULO, F. FICUCIELLO, V. LIPPIELLO et B. SICILIANO, « Teleoperation of the SCHUNK S5FH under-actuated anthropomorphic hand using human hand motion tracking », *Robotics and Autonomous Systems*, vol. 89, p. 75-84, mar. 2017, ISSN : 09218890. DOI : [10.1016/j.robot.2016.12.004](https://doi.org/10.1016/j.robot.2016.12.004).
- [13] D. J. A. FOORD, « Making hands : a history of scientific research and technological innovation in the development of myoelectric upper limb prostheses, 1945 to 2010 », thèse de doct., University of New Brunswick, 2013.
- [14] A. W. FRANZKE, M. B. KRISTOFFERSEN, R. M. BONGERS, A. MURGIA, B. POBATSCHNIG, F. UNGLAUBE et C. K. VAN DER SLUIS, « Users' and therapists' perceptions of myoelectric multi-function upper limb prostheses with conventional and pattern recognition control », *PLOS ONE*, vol. 14, 8, G. WOOD, éd., e0220899, août 2019, ISSN : 1932-6203. DOI : [10.1371/journal.pone.0220899](https://doi.org/10.1371/journal.pone.0220899).
- [15] E. BIDDISS, D. BEATON et T. CHAU, « Consumer design priorities for upper limb prosthetics », *Disability and Rehabilitation : Assistive Technology*, vol. 2, 6, p. 346-357, jan. 2007, ISSN : 1748-3107, 1748-3115. DOI : [10.1080/17483100701714733](https://doi.org/10.1080/17483100701714733).
- [16] G. A. ZAPPATORE, G. REINA et A. MESSINA, « Analysis of a Highly Underactuated Robotic Hand », vol. 18, 2, p. 17-23, 2017.

-
- [17] G. PUCHHAMMER, « Handprothese mit gelenkig ausrichtbaren fingern », WO2007076765A2, juil. 2007.
- [18] S. DALLEY, T. WISTE, T. WITHROW et M. GOLDFARB, « Design of a Multifunctional Anthropomorphic Prosthetic Hand With Extrinsic Actuation », *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 14, 6, p. 699-706, déc. 2009, ISSN : 1083-4435, 1941-014X. DOI : [10.1109/TMECH.2009.2033113](https://doi.org/10.1109/TMECH.2009.2033113).
- [19] T. TAKAKI et T. OMATA, « High-Performance Anthropomorphic Robot Hand With Grasping-Force-Magnification Mechanism », *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 16, 3, p. 583-591, juin 2011, ISSN : 1083-4435, 1941-014X. DOI : [10.1109/TMECH.2010.2047866](https://doi.org/10.1109/TMECH.2010.2047866).
- [20] N. E. KRAUSZ, R. A. L. RORRER et R. F. F. WEIR, « Design and Fabrication of a Six Degree-of-Freedom Open Source Hand », *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 24, 5, p. 562-572, mai 2016, ISSN : 1534-4320, 1558-0210. DOI : [10.1109/TNSRE.2015.2440177](https://doi.org/10.1109/TNSRE.2015.2440177).
- [21] N. NAHID, A. RAHMAN, T. K. DAS, K. M. KHABIR, A. ISLAM et M. S. ALAM, « Design and Implementation of DUFAB Hand, A Low-Cost Myoelectric Prosthetic Hand », in *2019 Joint 8th International Conference on Informatics, Electronics & Vision (ICIEV) and 2019 3rd International Conference on Imaging, Vision & Pattern Recognition (icIVPR)*, Spokane, WA, USA : IEEE, mai 2019, p. 206-211, ISBN : 978-1-72810-786-8. DOI : [10.1109/ICIEV.2019.8858572](https://doi.org/10.1109/ICIEV.2019.8858572).
- [22] Z. TENG, G. XU, R. LIANG, M. LI, S. ZHANG, J. CHEN et C. HAN, « Design of an Underactuated Prosthetic Hand with Flexible Multi-Joint Fingers and EEG-Based Control », in *2018 IEEE International Conference on Cyborg and Bionic Systems (CBS)*, Shenzhen, China : IEEE, oct. 2018, p. 647-651, ISBN : 978-1-5386-7355-3. DOI : [10.1109/CBS.2018.8612240](https://doi.org/10.1109/CBS.2018.8612240).
- [23] J. PONS, E. ROCON, R. CERES, D. REYNAERTS, B. SARO, S. LEVIN et W. VAN MOORLEGHEM, « The MANUS-HAND Dexterous Robotics Upper Limb Prosthesis : Mechanical and Manipulation Aspects », *Autonomous Robots*, vol. 16, 2, p. 143-163, mar. 2004, ISSN : 0929-5593. DOI : [10.1023/B:AURO.0000016862.38337.f1](https://doi.org/10.1023/B:AURO.0000016862.38337.f1).
- [24] M. CONTROZZI, F. CLEMENTE, D. BARONE, A. GHIONZOLI et C. CIPRIANI, « The SSSA-MyHand : A Dexterous Lightweight Myoelectric Hand Prosthesis », *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 25, 5, p. 459-468, mai 2017, ISSN : 1534-4320, 1558-0210. DOI : [10.1109/TNSRE.2016.2578980](https://doi.org/10.1109/TNSRE.2016.2578980).

-
- [25] P. WATTANASIRI, P. TANGPORNPRASERT et C. VIRULSRI, « Design of Multi-Grip Patterns Prosthetic Hand with Single Actuator », *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 26, 6, p. 1-1, 2018, ISSN : 1534-4320, 1558-0210. DOI : [10.1109/TNSRE.2018.2829152](https://doi.org/10.1109/TNSRE.2018.2829152).
- [26] L. BIRGLEN, T. LALIBERTÉ et C. GOSSELIN, « Optimal Design of Underactuated Fingers », in *Underactuated Robotic Hands*, Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2008, p. 117-138, ISBN : 978-3-540-77459-4. DOI : [10.1007/978-3-540-77459-4_5](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77459-4_5).
- [27] R. CABAS, L. CABAS et C. BALAGUER, « Optimized Design of the Underactuated Robotic Hand », in *Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006.*, Orlando, FL, USA : IEEE, 2006, p. 982-987, ISBN : 978-0-7803-9505-3. DOI : [10.1109/ROBOT.2006.1641837](https://doi.org/10.1109/ROBOT.2006.1641837).
- [28] N. WANG, K. LAO et X. ZHANG, « Design and Myoelectric Control of an Anthropomorphic Prosthetic Hand », *Journal of Bionic Engineering*, vol. 14, 1, p. 47-59, mar. 2017, ISSN : 1672-6529, 2543-2141. DOI : [10.1016/S1672-6529\(16\)60377-3](https://doi.org/10.1016/S1672-6529(16)60377-3).
- [29] P. J. KYBERD, C. LIGHT, P. H. CHAPPELL, J. M. NIGHTINGALE, D. WHATLEY et M. EVANS, « The design of anthropomorphic prosthetic hands : A study of the Southampton Hand », *Robotica*, vol. 19, 6, p. 593-600, sept. 2001, ISSN : 0263-5747, 1469-8668. DOI : [10.1017/S0263574701003538](https://doi.org/10.1017/S0263574701003538).
- [30] T. LALIBERTÉ, M. BARIL, F. GUAY et C. GOSSELIN, « Towards the design of a prosthetic underactuated hand », *Mechanical Sciences*, vol. 1, 1, p. 19-26, déc. 2010, ISSN : 2191-916X. DOI : [10.5194/ms-1-19-2010](https://doi.org/10.5194/ms-1-19-2010).
- [31] M. T. LEDDY et A. M. DOLLAR, « Preliminary Design and Evaluation of a Single-Actuator Anthropomorphic Prosthetic Hand with Multiple Distinct Grasp Types », in *2018 7th IEEE International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics (Biorob)*, Enschede : IEEE, août 2018, p. 1062-1069, ISBN : 978-1-5386-8183-1. DOI : [10.1109/BIOROB.2018.8487198](https://doi.org/10.1109/BIOROB.2018.8487198).
- [32] P. WEINER, J. STARKE, F. HUNDHAUSEN, J. BEIL et T. ASFOUR, « The KIT Prosthetic Hand : Design and Control », in *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Madrid : IEEE, oct. 2018, p. 3328-3334, ISBN : 978-1-5386-8094-0. DOI : [10.1109/IROS.2018.8593851](https://doi.org/10.1109/IROS.2018.8593851).
- [33] H. HUANG, LI JIANG, Y. LIU, L. HOU, H. CAI et H. LIU, « The Mechanical Design and Experiments of HIT/DLR Prosthetic Hand », in *2006 IEEE International Conference on Robotics*

-
- and Biomimetics*, Kunming, China : IEEE, 2006, p. 896-901, ISBN : 978-1-4244-0570-1. DOI : [10.1109/ROBIO.2006.340339](https://doi.org/10.1109/ROBIO.2006.340339).
- [34] D. A. BENNETT, S. A. DALLEY, D. TRUEx et M. GOLDFARB, « A Multigrasp Hand Prosthesis for Providing Precision and Conformal Grasps », *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 20, 4, p. 1697-1704, août 2015, ISSN : 1083-4435, 1941-014X. DOI : [10.1109/TMECH.2014.2349855](https://doi.org/10.1109/TMECH.2014.2349855).
- [35] A. KE, J. HUANG et J. HE, « An Underactuated Prosthetic Hand with Coupled Metacarpophalangeal Joints », *Journal of Advanced Computational Intelligence and Intelligent Informatics*, vol. 22, 5, p. 674-682, sept. 2018, ISSN : 1883-8014, 1343-0130. DOI : [10.20965/jaciii.2018.p0674](https://doi.org/10.20965/jaciii.2018.p0674).
- [36] JUN-UK CHU, DONG-HYUN JUNG et YUN-JUNG LEE, « Design and control of a multifunction myoelectric hand with new adaptive grasping and self-locking mechanisms », in *2008 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Pasadena, CA, USA : IEEE, mai 2008, p. 743-748, ISBN : 978-1-4244-1646-2. DOI : [10.1109/ROBOT.2008.4543294](https://doi.org/10.1109/ROBOT.2008.4543294).
- [37] G. SMIT, D. H. PLETTENBURG et F. C. T. VAN DER HELM, « The Lightweight Delft Cylinder Hand : First Multi-Articulating Hand That Meets the Basic User Requirements », *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 23, 3, p. 431-440, mai 2015, ISSN : 1534-4320, 1558-0210. DOI : [10.1109/TNSRE.2014.2342158](https://doi.org/10.1109/TNSRE.2014.2342158).
- [38] R. DEIMEL et O. BROCK, « A novel type of compliant and underactuated robotic hand for dexterous grasping », *The International Journal of Robotics Research*, vol. 35, 1-3, p. 161-185, jan. 2016, ISSN : 0278-3649, 1741-3176. DOI : [10.1177/0278364915592961](https://doi.org/10.1177/0278364915592961).
- [39] M. SANTELLO, M. BIANCHI, M. GABICINI, E. RICCIARDI, G. SALVIETTI, D. PRATTICIZZO, M. ERNST, A. MOSCATELLI, H. JÖRNTELL, A. M. KAPPERS, K. KYRIAKOPOULOS, A. ALBUSCHÄFFER, C. CASTELLINI et A. BICCHI, « Hand synergies : Integration of robotics and neuroscience for understanding the control of biological and artificial hands », *Physics of Life Reviews*, vol. 17, p. 1-23, juil. 2016, ISSN : 15710645. DOI : [10.1016/j.plrev.2016.02.001](https://doi.org/10.1016/j.plrev.2016.02.001).
- [40] M. CIOCARLIE, C. GOLDFEDER et P. ALLEN, « Dimensionality Reduction for Hand-Independent Dexterous Robotic Grasping », in *2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, San Diego, CA, USA : IEEE, oct. 2007, p. 3270-3275, ISBN : 978-1-4244-0911-2. DOI : [10.1109/IR0S.2007.4399227](https://doi.org/10.1109/IR0S.2007.4399227).

-
- [41] S. B. GODFREY, K. D. ZHAO, A. THEUER, M. G. CATALANO, M. BIANCHI, R. BREIGHNER, D. BHASKARAN, R. LENNON, G. GRIOLI, M. SANTELLO, A. BICCHI et K. ANDREWS, « The SoftHand Pro : Functional evaluation of a novel, flexible, and robust myoelectric prosthesis », *PLOS ONE*, vol. 13, 10, Y.-K. JAN, éd., e0205653, oct. 2018, ISSN : 1932-6203. DOI : [10.1371/journal.pone.0205653](https://doi.org/10.1371/journal.pone.0205653).
- [42] M. CATALANO, G. GRIOLI, E. FARNIOLI, A. SERIO, C. PIAZZA et A. BICCHI, « Adaptive synergies for the design and control of the Pisa/IIT SoftHand », *The International Journal of Robotics Research*, vol. 33, 5, p. 768-782, avr. 2014, ISSN : 0278-3649, 1741-3176. DOI : [10.1177/0278364913518998](https://doi.org/10.1177/0278364913518998).
- [43] M. LAFFRANCHI, N. BOCCARDO, S. TRAVERSO, L. LOMBARDI, M. CANEPA, A. LINCE, M. SEMPRINI, J. A. SAGLIA, A. NACERI, R. SACCHETTI, E. GRUPPIONI et L. DE MICHIELI, « The Hannes hand prosthesis replicates the key biological properties of the human hand », *Science Robotics*, vol. 5, 46, eabb0467, sept. 2020, ISSN : 2470-9476. DOI : [10.1126/scirobotics.abb0467](https://doi.org/10.1126/scirobotics.abb0467).
- [44] R. STOPFORTH, D. RIET, G. BRIGHT et O. DIEGEL, « A Low Cost Design of a 3D Printed Multi-fingered Myoelectric Prosthetic Hand », in *Mechatronics : Principles, Technologies and Applications, Chapter 4*, Nova Publishers, jan. 2015, p. 85-117, ISBN : 978-1-63482-801-7.
- [45] S. HOSHIGAWA, YINLAI JIANG, R. KATO, S. MORISHITA, T. NAKAMURA, Y. YABUKI et H. YOKOI, « Structure Design for a Two-DoF Myoelectric Prosthetic Hand to Realize Basic Hand Functions in ADLs », in *2015 37th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC)*, Milan : IEEE, août 2015, p. 4781-4784, ISBN : 978-1-4244-9271-8. DOI : [10.1109/EMBC.2015.7319463](https://doi.org/10.1109/EMBC.2015.7319463).
- [46] D. DE BARRIE, R. MARGETTS et K. GOHER, « SIMPA : Soft-Grasp Infant Myoelectric Prosthetic Arm », *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 5, 2, p. 699-704, avr. 2020, ISSN : 2377-3766, 2377-3774. DOI : [10.1109/LRA.2019.2963820](https://doi.org/10.1109/LRA.2019.2963820).
- [47] J. GUO et J. NI, « Kinematics and Statics Analysis of Dexterous Hand », in *Proceedings of the 2016 7th International Conference on Mechatronics, Control and Materials (ICMCM 2016)*, Changsha, China : Atlantis Press, 2016, ISBN : 978-94-6252-267-1. DOI : [10.2991/icmcm-16.2016.54](https://doi.org/10.2991/icmcm-16.2016.54).
- [48] I. AKKAYA, M. ANDRYCHOWICZ, M. CHOCIEJ, M. LITWIN, B. MCGREW, A. PETRON, A. PAINO, M. PLAPPERT, G. POWELL, R. RIBAS, J. SCHNEIDER, N. TEZAK, J. TWOREK, P. WELINDER, L. WENG, Q. YUAN, W. ZAREMBA et L. ZHANG, *Solving Rubik's Cube with a*

-
- Robot Hand*, oct. 2019. DOI : [10.48550/arXiv.1910.07113](https://doi.org/10.48550/arXiv.1910.07113). arXiv : [1910.07113](https://arxiv.org/abs/1910.07113) [cs, stat].
- [49] J. MARTIN et M. GROSSARD, « Design of a fully modular and backdrivable dexterous hand », *The International Journal of Robotics Research*, vol. 33, 5, p. 783-798, avr. 2014, ISSN : 0278-3649, 1741-3176. DOI : [10.1177/0278364913511677](https://doi.org/10.1177/0278364913511677).
- [50] M. GREBENSTEIN, M. CHALON, G. HIRZINGER et R. SIEGWART, « Antagonistically Driven Finger Design for the Anthropomorphic DLR Hand Arm System », in *2010 10th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots*, Nashville, TN, USA : IEEE, déc. 2010, p. 609-616, ISBN : 978-1-4244-8688-5. DOI : [10.1109/ICHR.2010.5686342](https://doi.org/10.1109/ICHR.2010.5686342).
- [51] S. W. RUEHL, C. PARLITZ, G. HEPPNER, A. HERMANN, A. ROENNAU et R. DILLMANN, « Experimental Evaluation of the Schunk 5-Finger Gripping Hand for Grasping Tasks », in *2014 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO 2014)*, Bali, Indonesia : IEEE, déc. 2014, p. 2465-2470, ISBN : 978-1-4799-7397-2. DOI : [10.1109/ROBIO.2014.7090710](https://doi.org/10.1109/ROBIO.2014.7090710).
- [52] J. TEN KATE, G. SMIT et P. BREEDVELD, « 3D-printed upper limb prostheses : a review », *Disability and Rehabilitation : Assistive Technology*, vol. 12, 3, p. 300-314, avr. 2017, ISSN : 1748-3107, 1748-3115. DOI : [10.1080/17483107.2016.1253117](https://doi.org/10.1080/17483107.2016.1253117).
- [53] T. FEIX, J. ROMERO, H.-B. SCHMIEDMAYER, A. M. DOLLAR et D. KRAGIC, « The GRASP Taxonomy of Human Grasp Types », *IEEE Transactions on Human-Machine Systems*, vol. 46, 1, p. 66-77, fév. 2016, ISSN : 2168-2291, 2168-2305. DOI : [10.1109/THMS.2015.2470657](https://doi.org/10.1109/THMS.2015.2470657).
- [54] M. CUTKOSKY, « On Grasp Choice, Grasp Models, and the Design of Hands for Manufacturing Tasks », *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 5, 3, p. 269-279, juin 1989, ISSN : 1042296X. DOI : [10.1109/70.34763](https://doi.org/10.1109/70.34763).
- [55] I. M. BULLOCK, J. Z. ZHENG, S. DE LA ROSA, C. GUERTLER et A. M. DOLLAR, « Grasp Frequency and Usage in Daily Household and Machine Shop Tasks », *IEEE Transactions on Haptics*, vol. 6, 3, p. 296-308, juil. 2013, ISSN : 1939-1412, 2329-4051, 2334-0134. DOI : [10.1109/TOH.2013.6](https://doi.org/10.1109/TOH.2013.6).
- [56] F. CORDELLA, A. L. CIANCIO, R. SACCHETTI, A. DAVALLI, A. G. CUTTI, E. GUGLIELMELLI et L. ZOLLO, « Literature Review on Needs of Upper Limb Prosthesis Users », *Frontiers in Neuroscience*, vol. 10, mai 2016, ISSN : 1662-453X. DOI : [10.3389/fnins.2016.00209](https://doi.org/10.3389/fnins.2016.00209).

-
- [57] L. JAEGER, R. D. S. BAPTISTA, C. BASLA, P. CAPSI-MORALES, Y. K. KIM, S. NAKAJIMA, C. PIAZZA, M. SOMMERHALDER, L. TONIN, G. VALLE, R. RIENER et R. SIGRIST, « How the CYBATHLON Competition Has Advanced Assistive Technologies », *Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems*, vol. 6, 1, p. 447-476, mai 2023, ISSN : 2573-5144, 2573-5144. DOI : [10.1146/annurev-control-071822-095355](https://doi.org/10.1146/annurev-control-071822-095355).
- [58] E. A. BIDDISS et T. T. CHAU, « Upper limb prosthesis use and abandonment : A survey of the last 25 years », *Prosthetics & Orthotics International*, vol. 31, 3, p. 236-257, sept. 2007, ISSN : 0309-3646. DOI : [10.1080/03093640600994581](https://doi.org/10.1080/03093640600994581).
- [59] C. M. LIGHT, P. H. CHAPPELL et P. J. KYBERD, « Establishing a standardized clinical assessment tool of pathologic and prosthetic hand function : Normative data, reliability, and validity », *Archives of Physical Medicine and Rehabilitation*, vol. 83, 6, p. 776-783, juin 2002, ISSN : 00039993. DOI : [10.1053/apmr.2002.32737](https://doi.org/10.1053/apmr.2002.32737).
- [60] A. W. HEINEMANN, R. K. BODE et C. O'REILLY, « Development and measurement properties of the Orthotics and Prosthetics Users' Survey (OPUS) : A comprehensive set of clinical outcome instruments », *Prosthetics & Orthotics International*, vol. 27, 3, p. 191-206, déc. 2003, ISSN : 0309-3646. DOI : [10.1080/03093640308726682](https://doi.org/10.1080/03093640308726682).
- [61] M. LUCHETTI, A. G. CUTTI, G. VERNI, R. SACCHETTI et N. ROSSI, « Impact of Michelangelo Prosthetic Hand : Findings from a Crossover Longitudinal Study », *Journal of Rehabilitation Research and Development*, vol. 52, 5, p. 605-618, 2015, ISSN : 0748-7711, 1938-1352. DOI : [10.1682/JRRD.2014.11.0283](https://doi.org/10.1682/JRRD.2014.11.0283).
- [62] O. VAN DER NIET, H. A. REINDERS-MESSELINK, R. M. BONGERS, H. BOUWSEMA et C. K. VAN DER SLUIS, « The i-LIMB Hand and the DMC Plus Hand Compared : A Case Report », *Prosthetics & Orthotics International*, vol. 34, 2, p. 216-220, juin 2010, ISSN : 0309-3646. DOI : [10.3109/03093641003767207](https://doi.org/10.3109/03093641003767207).
- [63] B. SICILIANO et O. KHATIB, éd., *Springer Handbook of Robotics*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2008, ISBN : 978-3-540-23957-4. DOI : [10.1007/978-3-540-30301-5](https://doi.org/10.1007/978-3-540-30301-5).
- [64] R. F. WEIR, « Design of Artificial Arms and Hands for Prosthetic Applications », in *Standard Handbook of Biomedical Engineering & Design*, Digital Engineering Library McGraw-Hill, 2004, pp. 32.1 -32.61, ISBN : 978-0-07-135637-4.
- [65] F. MONTAGNANI, M. CONTROZZI et C. CIPRIANI, « Independent Long Fingers are not Essential for a Grasping Hand », *Scientific Reports*, vol. 6, 1, p. 35 545, déc. 2016, ISSN : 2045-2322. DOI : [10.1038/srep35545](https://doi.org/10.1038/srep35545).

-
- [66] F. MONTAGNANI, M. CONTROZZI et C. CIPRIANI, « Is it Finger or Wrist Dexterity That is Missing in Current Hand Prostheses? », *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 23, 4, p. 600-609, juil. 2015, ISSN : 1534-4320, 1558-0210. DOI : [10.1109/TNSRE.2015.2398112](https://doi.org/10.1109/TNSRE.2015.2398112).
- [67] J. FALCO, K. VAN WYK et E. MESSINA, « Performance Metrics and Test Methods for Robotic Hands », Preprint, oct. 2018. DOI : [10.6028/NIST.SP.1227-draft](https://doi.org/10.6028/NIST.SP.1227-draft).
- [68] J. T. BELTER et A. M. DOLLAR, « Novel differential mechanism enabling two DOF from a single actuator : Application to a prosthetic hand », in *2013 IEEE 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*, Seattle, WA : IEEE, juin 2013, p. 1-6. DOI : [10.1109/ICORR.2013.6650441](https://doi.org/10.1109/ICORR.2013.6650441).
- [69] H. A. VAROL, S. A. DALLEY, T. E. WISTE et M. GOLDFARB, « Biomimicry and the Design of Multigrasp Transradial Prostheses », in *The Human Hand as an Inspiration for Robot Hand Development*, R. BALASUBRAMANIAN et V. J. SANTOS, éd., vol. 95, Cham : Springer International Publishing, 2014, p. 431-451, ISBN : 978-3-319-03016-6. DOI : [10.1007/978-3-319-03017-3_20](https://doi.org/10.1007/978-3-319-03017-3_20).
- [70] A. FOUIGNER, O. STAVDAHL, P. J. KYBERD, Y. G. LOSIER et P. A. PARKER, « Control of Upper Limb Prostheses : Terminology and Proportional Myoelectric Control—A Review », *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 20, 5, p. 663-677, sept. 2012, ISSN : 1534-4320, 1558-0210. DOI : [10.1109/TNSRE.2012.2196711](https://doi.org/10.1109/TNSRE.2012.2196711).
- [71] F. CORDELLA, C. GENTILE, L. ZOLLO, R. BARONE, R. SACCHETTI, A. DAVALLI, B. SICILIANO et E. GUGLIELMELLI, « A force-and-slippage control strategy for a poliarticulated prosthetic hand », in *2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Stockholm, Sweden : IEEE, mai 2016, p. 3524-3529, ISBN : 978-1-4673-8026-3. DOI : [10.1109/ICRA.2016.7487533](https://doi.org/10.1109/ICRA.2016.7487533).
- [72] E. D. ENGERBERG et S. G. MEEK, « Adaptive Sliding Mode Control for Prosthetic Hands to Simultaneously Prevent Slip and Minimize Deformation of Grasped Objects », *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 18, 1, p. 376-385, fév. 2013, ISSN : 1083-4435, 1941-014X. DOI : [10.1109/TMECH.2011.2179061](https://doi.org/10.1109/TMECH.2011.2179061).
- [73] J. A. FISHEL, B. MATULEVICH, K. A. MULLER et G. M. BERKE, « The (Sensorized) Hand Is Quicker than the Eye : Restoring Grasping Speed and Confidence for Amputees with Tactile Reflexes », in *2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Montreal, QC, Canada : IEEE, mai 2019, p. 5097-5102, ISBN : 978-1-5386-6027-0. DOI : [10.1109/ICRA.2019.8793643](https://doi.org/10.1109/ICRA.2019.8793643).

-
- [74] N. V. IQBAL, K. SUBRAMANIAM et S. A. P., « A Review on Upper-Limb Myoelectric Prosthetic Control », *IETE Journal of Research*, vol. 64, 6, p. 740-752, nov. 2018, ISSN : 0377-2063, 0974-780X. DOI : [10.1080/03772063.2017.1381047](https://doi.org/10.1080/03772063.2017.1381047).
- [75] C. IGUAL, L. A. J. PARDO, J. M. HAHNE et J. IGUAL, « Myoelectric Control for Upper Limb Prostheses », *Electronics*, vol. 8, 11, p. 1244, oct. 2019, ISSN : 2079-9292. DOI : [10.3390/electronics8111244](https://doi.org/10.3390/electronics8111244).
- [76] B. LENTO, Y. AOUSTIN et T. ZIELINSKA, *The Control Concept for Upper Limb Exoskeleton*, Preprint, déc. 2021. DOI : [10.21203/rs.3.rs-1101439/v1](https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-1101439/v1).
- [77] F. LEONE, C. GENTILE, F. CORDELLA, E. GRUPPIONI, E. GUGLIELMELLI et L. ZOLLO, « A parallel classification strategy to simultaneous control elbow, wrist, and hand movements », *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation*, vol. 19, 1, p. 10, déc. 2022, ISSN : 1743-0003. DOI : [10.1186/s12984-022-00982-z](https://doi.org/10.1186/s12984-022-00982-z).
- [78] E. ROZEBOOM, J. RUITER, M. FRANKEN et I. BROEDERS, « Intuitive user interfaces increase efficiency in endoscope tip control », *Surgical Endoscopy*, vol. 28, 9, p. 2600-2605, sept. 2014, ISSN : 0930-2794, 1432-2218. DOI : [10.1007/s00464-014-3510-1](https://doi.org/10.1007/s00464-014-3510-1).
- [79] B. FUSSELL, « Thermal Effects on the Torque-Speed Performance of a Brushless DC Motor », in *Proceedings of Electrical/Electronics Insulation Conference*, Chicago, IL, USA : IEEE, 1993, p. 403-411, ISBN : 978-0-7803-0847-3. DOI : [10.1109/EEIC.1993.631204](https://doi.org/10.1109/EEIC.1993.631204).
- [80] K. J. WALDRON et J. SCHMIEDELER, « Kinematics », in *Springer Handbook of Robotics*, B. SICILIANO et O. KHATIB, éd., Cham : Springer International Publishing, 2016, p. 11-36, ISBN : 978-3-319-32550-7. DOI : [10.1007/978-3-319-32552-1_2](https://doi.org/10.1007/978-3-319-32552-1_2).
- [81] G. CERRUTI, D. CHABLAT, D. GOUAILLIER et S. SAKKA, « Design Method for an Anthropomorphic Hand Able to Gesture and Grasp », in *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Seattle, WA, USA : IEEE, mai 2015, p. 3660-3667, ISBN : 978-1-4799-6923-4. DOI : [10.1109/ICRA.2015.7139707](https://doi.org/10.1109/ICRA.2015.7139707).
- [82] M. GREBENSTEIN, M. CHALON, G. HIRZINGER et R. SIEGWART, « A Method for Hand Kinematics Designers ; 7 Billion Perfect Hands », in *1st International Conference on Applied Bionics and Biomechanics (ICABB)*, 2010.
- [83] F. BLAIS, M. PICARD et G. GODIN, « Accurate 3D Acquisition of Freely Moving Objects », in *Proceedings. 2nd International Symposium on 3D Data Processing, Visualization and Transmission, 2004. 3DPVT 2004.*, Thessaloniki, Greece : IEEE, 2004, p. 422-429, ISBN : 978-0-7695-2223-4. DOI : [10.1109/TDPVT.2004.1335269](https://doi.org/10.1109/TDPVT.2004.1335269).

-
- [84] G. CERRUTI, « Design and Control of a Dexterous Anthropomorphic Robotic Hand », thèse de doct., Ecole Centrale de Nantes, 2016.
- [85] G. A. ZAPPATORE, « Underactuated Robotic Hand », WO2018100500A1, juin 2018.
- [86] K. XU, H. LIU, ZENGHUI LIU, Y. DU et X. ZHU, « A Single-Actuator Prosthetic Hand Using a Continuum Differential Mechanism », in *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Seattle, WA, USA : IEEE, mai 2015, p. 6457-6462, ISBN : 978-1-4799-6923-4. DOI : [10.1109/ICRA.2015.7140106](https://doi.org/10.1109/ICRA.2015.7140106).
- [87] H. LIU, Z. BIN, Z. LIU et K. XU, « Design of a Lightweight Single-Actuator Multi-Grasp Prosthetic Hand with Force Magnification », *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 12, 5, p. 1-33, juin 2020, ISSN : 1942-4302, 1942-4310. DOI : [10.1115/1.4047438](https://doi.org/10.1115/1.4047438).
- [88] F. EDER, « Greifeinrichtung », WO2019134826A1, juil. 2019.
- [89] F. BENNIS et R. K. BHATTACHARJYA, éd., *Nature-Inspired Methods for Metaheuristics Optimization : Algorithms and Applications in Science and Engineering*, sér. Modeling and Optimization in Science and Technologies. Cham : Springer International Publishing, 2020, vol. 16, ISBN : 978-3-030-26457-4. DOI : [10.1007/978-3-030-26458-1](https://doi.org/10.1007/978-3-030-26458-1).
- [90] G. PUCHHAMMER, « Schaltkupplung Für Prothesen », WO2007076795A1, juil. 2007.
- [91] A. S. KERNBAUM, M. KITCHELL et M. CRITTENDEN, « An ultra-compact infinitely variable transmission for robotics », in *2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Singapore, Singapore : IEEE, mai 2017, p. 1800-1807, ISBN : 978-1-5090-4633-1. DOI : [10.1109/ICRA.2017.7989212](https://doi.org/10.1109/ICRA.2017.7989212).
- [92] T. TAKAKI, K. SUGIYAMA, T. TAKAYAMA et T. OMATA, « Development of a 2-d.o.f. finger using load-sensitive continuously variable transmissions and ultrasonic motors », *Advanced Robotics*, vol. 20, 8, p. 897-911, jan. 2006, ISSN : 0169-1864, 1568-5535. DOI : [10.1163/156855306777951438](https://doi.org/10.1163/156855306777951438).
- [93] T. TAKAKI et T. OMATA, « 100g-100N Finger Joint with Load-Sensitive Continuously Variable Transmission », in *Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006.*, Orlando, FL, USA : IEEE, 2006, p. 976-981, ISBN : 978-0-7803-9505-3. DOI : [10.1109/ROBOT.2006.1641836](https://doi.org/10.1109/ROBOT.2006.1641836).
- [94] J. T. BELTER et A. M. DOLLAR, « A Passively Adaptive Rotary-to-Linear Continuously Variable Transmission », *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 30, 5, p. 1148-1160, oct. 2014, ISSN : 1552-3098, 1941-0468. DOI : [10.1109/TR0.2014.2333096](https://doi.org/10.1109/TR0.2014.2333096).

-
- [95] K. MATSUSHITA, S. SHIKANAI et H. YOKOI, « Development of Drum CVT for a wire-driven robot hand », in *2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, St. Louis, MO, USA : IEEE, oct. 2009, p. 2251-2256, ISBN : 978-1-4244-3803-7. DOI : [10.1109/IR05.2009.5354239](https://doi.org/10.1109/IR05.2009.5354239).
- [96] K. W. O'BRIEN, P. A. XU, D. J. LEVINE, C. A. AUBIN, H.-J. YANG, M. F. XIAO, L. W. WIESNER et R. F. SHEPHERD, « Elastomeric passive transmission for autonomous force-velocity adaptation applied to 3D-printed prosthetics », *Science Robotics*, vol. 3, 23, eaau5543, oct. 2018, ISSN : 2470-9476. DOI : [10.1126/scirobotics.aau5543](https://doi.org/10.1126/scirobotics.aau5543).
- [97] S. A. J. SPANJER, R. BALASUBRAMANIAN, A. M. DOLLAR et J. L. HERDER, « Underactuated Gripper That Is Able to Convert from Precision to Power Grasp by a Variable Transmission Ratio », in *Advances in Reconfigurable Mechanisms and Robots I*, J. S. DAI, M. ZOPPI et X. KONG, éd., London : Springer London, 2012, p. 669-679, ISBN : 978-1-4471-4140-2. DOI : [10.1007/978-1-4471-4141-9_60](https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4141-9_60).
- [98] Y. J. SHIN, H. J. LEE, K.-S. KIM et S. KIM, « A Robot Finger Design Using a Dual-Mode Twisting Mechanism to Achieve High-Speed Motion and Large Grasping Force », *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 28, 6, p. 1398-1405, déc. 2012, ISSN : 1552-3098, 1941-0468. DOI : [10.1109/TR0.2012.2206870](https://doi.org/10.1109/TR0.2012.2206870).
- [99] N. D. NACLERIO, C. F. KERST, D. A. HAGGERTY, S. A. SURESH, S. SINGH, K. OGAWA, S. MIYAZAKI, M. R. CUTKOSKY et E. W. HAWKES, « Low-Cost, Continuously Variable, Strain Wave Transmission Using Gecko-Inspired Adhesives », *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 4, 2, p. 894-901, avr. 2019, ISSN : 2377-3766, 2377-3774. DOI : [10.1109/LRA.2019.2893424](https://doi.org/10.1109/LRA.2019.2893424).
- [100] R. KING et R. MONAHAN, « Alternator Pulley with Integral Overrunning Clutch for Reduction of Belt Noise », in *SAE Technical Paper*, mar. 1999, p. 1999-01-0643. DOI : [10.4271/1999-01-0643](https://doi.org/10.4271/1999-01-0643).
- [101] W. TUNG, H. KAZEROONI, D. J. HYUN et S. MCKINLEY, « On the Design and Control of Exoskeleton Knee », in *Dynamic Systems and Control Conference (ASME)*, vol. 1, Palo Alto, California, USA : American Society of Mechanical Engineers, oct. 2013, V001T09A005, ISBN : 978-0-7918-5612-3. DOI : [10.1115/DSCC2013-4035](https://doi.org/10.1115/DSCC2013-4035).
- [102] R. D. LOWERY et A. W. MEHRBRODT, « How to Do More with Wrapped-Spring Clutches », *Machine Design*, vol. 48, 17, p. 78-83, 1976.

-
- [103] G. M. ROACH et L. L. HOWELL, « Evaluation and Comparison of Alternative Compliant Over-running Clutch Designs », *Journal of Mechanical Design*, vol. 124, 3, p. 485-491, sept. 2002, ISSN : 1050-0472, 1528-9001. DOI : [10.1115/1.1480414](https://doi.org/10.1115/1.1480414).
- [104] K. CRONIN et J. P. GLEESON, « Variability in output torque of capstan and wrap spring elements », *Mechanism and Machine Theory*, vol. 68, p. 49-66, oct. 2013, ISSN : 0094114X. DOI : [10.1016/j.mechmachtheory.2013.04.014](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.04.014).
- [105] Y. CAO, H. YAN, Z. LIU et M. ZHANG, « Dynamic Analysis of a Wrap-Spring One-Way Clutch in Spur Gear System and Its Parameters Effect », *The International Journal of Acoustics and Vibration*, vol. 22, 3, 2017, ISSN : 10275851, 24151408. DOI : [10.20855/ijav.2017.22.3485](https://doi.org/10.20855/ijav.2017.22.3485).
- [106] C. F. WIEBUSCH, « The Spring Clutch », *Journal of Applied Mechanics*, vol. 6, 3, A103-A108, sept. 1939, ISSN : 0021-8936, 1528-9036. DOI : [10.1115/1.4008941](https://doi.org/10.1115/1.4008941).
- [107] A. M. WAHL, « Discussion : “The Spring Clutch” (Wiebusch, C. F., 1939, ASME J. Appl. Mech., 6, pp. A103–A108) », *Journal of Applied Mechanics*, vol. 7, 2, A89-A91, juin 1940, ISSN : 0021-8936, 1528-9036. DOI : [10.1115/1.4009035](https://doi.org/10.1115/1.4009035).
- [108] M. PLOOIJ, G. MATHIJSSSEN, P. CHERELLE, D. LEFEBER et B. VANDERBORGHT, « Lock Your Robot : A Review of Locking Devices in Robotics », *IEEE Robotics & Automation Magazine*, vol. 22, 1, p. 106-117, mar. 2015, ISSN : 1070-9932. DOI : [10.1109/MRA.2014.2381368](https://doi.org/10.1109/MRA.2014.2381368).
- [109] J.-L. FANCHON, « Chapitre 31 : Engrenages - Efforts Sur Les Dentures », in *Guides Des Sciences et Technologies Industrielles*, édition révisée, Nathan, 2007, p. 365-372, ISBN : 978-2-09-160331-5.
- [110] M. CONTROZZI, L. BASSI LUCIANI et F. MONTAGNANI, « Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design », *Mechanism and Machine Theory*, vol. 116, p. 433-450, oct. 2017, ISSN : 0094114X. DOI : [10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010).
- [111] M. CONTROZZI, C. CIPRIANI et M. C. CARROZZA, « Miniaturized non-back-drivable mechanism for robotic applications », *Mechanism and Machine Theory*, vol. 45, 10, p. 1395-1406, oct. 2010, ISSN : 0094114X. DOI : [10.1016/j.mechmachtheory.2010.05.008](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2010.05.008).
- [112] J. SHIGLEY, « Curved Beams and Rings », in *Standard Handbook of Machine Design*, 3rd edition, The McGraw-Hill Companies, Inc., 2004, p. 38.1-38.4, ISBN : 978-0-07-144164-3.

-
- [113] A. MARINELLI, N. BOCCARDO, F. TESSARI, D. DI DOMENICO, G. CASERTA, M. CANEPA, G. GINI, G. BARRESI, M. LAFFRANCHI, L. DE MICIELI et M. SEMPRINI, « Active Upper Limb Prostheses : A Review on Current State and Upcoming Breakthroughs », *Progress in Biomedical Engineering*, vol. 5, 1, p. 012 001, jan. 2023, ISSN : 2516-1091. DOI : [10.1088/2516-1091/acac57](https://doi.org/10.1088/2516-1091/acac57).
- [114] R. G. BUDYNAS et A. M. SADEGH, « Castigliano's Theorem, Chap 4.6 », in *Roark's Formulas for Stress and Strain*, 9th ed, New York : McGraw-Hill Education, 2020, p. 83-89, ISBN : 978-1-260-45375-1.

Titre : Conception et réalisation d'une nouvelle prothèse de main myoélectrique accessible

Mot clés : Main prothétique ; Commande thermique ; Cinématique anthropomorphique ; Transmission variable ; Irréversibilité

Résumé : L'objectif principal de cette thèse est de présenter une prothèse de main myoélectrique accessible qui combine des critères tels que le prix abordable, la solidité, la fonctionnalité et la performance. Cette nouvelle prothèse permet d'effectuer des prises latérales et opposées. Tout d'abord, nous proposons une méthode de placement des articulations qui permet d'obtenir un résultat plus réaliste sur le plan anthropomorphique. De plus, nous avons développé et optimisé une solution de transmission interdigitale qui permet d'associer la flexion des doigts supérieurs à celle du pouce. Une analyse détaillée de la performance énergétique et thermique de la prothèse est également présen-

tée. Nous avons proposé une nouvelle stratégie de commande qui tire parti de l'irréversibilité de la transmission de puissance et nous l'avons étudiée. Enfin, nous soulignons l'importance d'une transmission de puissance optimale sur le plan énergétique. Pour cela, nous décrivons en détail la synthèse d'un nouveau mécanisme de réducteur à rapport variable, ainsi que la présentation d'un nouveau mécanisme d'irréversibilité efficace. Enfin, nous avons évalué individuellement tous ces composants de prothèse en mettant en place des prototypes expérimentaux qui démontrent leur utilité. L'intégration de ces composants dans une nouvelle prothèse est une perspective envisagée dans cette étude.

Title: Design and realization of a new accessible myoelectric hand prosthesis

Keywords: Prosthetic hand; Thermal control; Anthropomorphic kinematics; Variable transmission; Non-backdrivability

Abstract: The main objective of this thesis is to present an accessible myoelectric hand prosthesis that combines criteria such as affordability, durability, functionality, and performance. This new prosthesis allows for both lateral and opposing grips. Firstly, we propose a method for joint placement that achieves a more realistic anthropomorphic result. Additionally, we have developed and optimized an interdigital transmission solution that enables the coordination of the flexion between the upper fingers and the thumb. A detailed analysis of the prosthesis's energy and thermal performance is also provided. We have pro-

posed a new control strategy that takes advantage of the irreversibility of power transmission and thoroughly studied it. Furthermore, we emphasize the importance of achieving optimal energy-efficient power transmission. To this end, we describe in detail the synthesis of a new mechanism with variable reduction ratio and present a new efficient irreversibility mechanism. Finally, we individually evaluate all these prosthesis components by implementing experimental prototypes that demonstrate their usefulness. The integration of these components into a new prosthesis is a prospective direction explored in this study.