

LAURA M. SIE

**ANALYSE DYNAMIQUE ET OPTIMISATION DE
PRÉHENSEURS SOUS-ACTIONNÉS À L'AIDE DU
LOGICIEL ADAMS**

Mémoire
présenté
à la Faculté des études supérieures
de l'Université Laval
pour l'obtention
du grade de maître ès sciences (M.Sc.)

Département de génie mécanique
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE
UNIVERSITÉ LAVAL
QUÉBEC

AVRIL 2002

Terimah kasih yang tak terhingga kepada
kedua orang tua saya

Résumé

Cette thèse porte sur l'analyse dynamique et l'optimisation du design des préhenseurs sous-actionnés.

Une revue de la littérature décrivant l'avancement des préhenseurs et la notion de sous-actionnement est présentée. Ensuite, on présente les équations lagrangiennes qui décrivent le comportement dynamique de trois topologies de préhenseur sous-actionné. On introduit aussi une méthode pour déterminer les équations cinématiques et statiques d'un doigt de préhenseur modélisé sur les manipulateurs parallèles plans en employant des visseurs réciproques.

On décrit ensuite les démarches nécessaires pour construire un modèle de préhenseur sous-actionné en se servant du logiciel ADAMS. L'analyse dynamique et l'optimisation de trois topologies de préhenseur différentes sont présentées. On effectue l'optimisation du design de chacune des trois topologies en utilisant ADAMS/Insight, un sous-logiciel d'ADAMS. Une étude d'équilibre sur chacune des trois topologies a été ensuite effectuée pour déterminer la zone de stabilité.

Laura M. Sie

Clément Gosselin

Avant-propos

Je tiens d'abord à remercier mon directeur, le professeur Clément Gosselin, de son soutien, de sa gentillesse et d'être toujours disponible pour répondre à mes questions. Sans ses conseils précieux, son aide et sa patience, ce mémoire n'aurait jamais vu le jour. Je lui suis très reconnaissante de m'avoir donné l'occasion de faire partie de son laboratoire extraordinaire.

Merci à tous du laboratoire de robotique de votre aide et camaraderie. Au support technique d'ADAMS et surtout à John Janevic, je vous suis redevable de m'aider à faire marcher mon modèle. Merci à Dimiter Zlatanov de son aide sur les visseurs réciproques : Un jour, j'espère pouvoir comprendre tout ce que j'ai écrit dans la section 2.3.

Mille mercis à tous mes amis de votre soutien et encouragement. Aux adhérents du club international du café au Temps perdu : *Bună, salam, grazie, tschüss* et *on s'ouerrâ*.

To Fahreen Dossa, my Saving Grace and Kindred Spirit : May we continue to share in the knowledge that life is too big and too vast to remain fixed in space and time forever.

To Ron Fernando : Thank you for knowing what was best for me and for the advice that helped me make the right decision.

Kepada kedua orangtua saya yang saya kagumi dan hormati ingin saya menyampaikan beribu terimakasih atas dukungan dan rasa cinta mereka yang tiada henti-hentinya dan untuk kepercayaan penuh yang diberikan kepada saya tatkala saya bimbang dan terombang. Pada anda berdualah saya senantiasa berhutang budi sepanjang hidup saya. And thanks to you too, Petes.

Finalemnt, je tiens à remercier mon directeur, le professeur Clément Gosselin, le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG) et l'Agence spatiale canadienne (ASC) de leur aide financière généreuse.

Table des matières

Résumé	ii
Avant-propos	iii
Table des matières	vii
Liste des tableaux	viii
Liste des figures	x
1 Introduction	1
1.1 Généralités	1
1.2 Application du concept de sous-actionnement aux préhenseurs	3
1.3 Exemple de mécanisme sous-actionné	5
1.4 Contexte et pertinence du projet	9
2 Modélisation dynamique et cinématique de préhenseurs sous-actionnés	11
2.1 Modélisation dynamique à l'aide de l'approche lagrangienne	11
2.2 Équations lagrangiennes des trois topologies	13
2.2.1 Première topologie	15
2.2.2 Deuxième topologie	18
2.2.3 Troisième topologie	21
2.3 Modélisation cinématique des doigts de préhenseur à l'aide de visseurs réciproques	26
2.3.1 Hypothèses sur les architectures de doigt	26
2.3.2 Méthodologie	26

2.3.3	Analyse	29
2.3.4	Équation entrées-sorties générale	32
3	Modélisation et simulation dynamique de préhenseurs sous-actionnés	34
3.1	Topologie des préhenseurs étudiés	34
3.2	Construction d'un modèle de préhenseur sous-actionné dans ADAMS .	37
3.2.1	Ajout d'éléments élastiques	38
3.2.2	Construction de butées mécaniques	39
3.2.3	Création d'un capteur pour arrêter la simulation	40
3.2.4	Modélisation de forces appliquées	41
3.2.5	Développement de variables de design	41
3.3	Objets étudiés	43
3.4	Séquence de simulation	44
4	Optimisation de préhenseurs sous-actionnés à l'aide du logiciel ADAMS	47
4.1	Variables d'optimisation	47
4.2	Fonction Objective	49
4.3	Procédure d'optimisation à l'aide d'ADAMS	51
4.4	Résultats d'optimisation	54
4.5	Discussion des résultats	55
5	Étude d'équilibre des préhenseurs sous-actionnés	60
5.1	Considérations générales	60
5.2	Étude d'équilibre pour la première topologie	63
5.3	Étude d'équilibre pour la deuxième topologie	64
5.3.1	Corps libre <i>QUV</i>	66
5.3.2	Corps libre <i>RST</i>	69
5.3.3	Corps libre <i>PQRSTUV</i>	72
5.3.4	Corps libre <i>PQR</i>	75
5.4	Étude d'équilibre pour la troisième topologie	80
5.5	Conclusions sur l'étude d'équilibre	80
6	Conclusions	81
6.1	Conclusions tirées de cette recherche	81
6.2	Travaux futurs	84
A	Fichiers d'ADAMS	92
A.1	Macro pour les première et deuxième topologies	92
A.2	Macro pour la troisième topologie	94

A.3 Fichier <i>.cmd</i>	96
-----------------------------------	----

Liste des tableaux

3.1	Paramètres géométriques.	35
3.2	Paramètres des objets.	44
4.1	Paramètres d'optimisation.	51

Liste des figures

1.1	Préhenseur sous-actionné à 2ddl.	6
1.2	Séquence de fermeture.	7
1.3	Prise distale.	8
2.1	Topologie 1 : mécanisme à 2-ddl et à cinq barres.	13
2.2	Topologie 2 : mécanisme à 2-ddl et à sept barres.	14
2.3	Topologie 3 : mécanisme à 3-ddl et à huit barres.	14
2.4	Cas 1 (a) configuration non-singulière (b) configuration singulière . . .	30
2.5	(a) Cas 2 (b) Cas 3	31
3.1	Topologie 1 : mécanisme à 2-ddl et à cinq barres.	35
3.2	Topologie 2 : mécanisme à 2-ddl et à sept barres.	36
3.3	Topologie 3 : mécanisme à 3-ddl et à huit barres.	36
3.4	Séquence de simulation : a) Configuration initiale. b) Contact établi entre phalange proximale et objet. c) Rotation de phalange distale. d) Prise complétée.	45
4.1	Topologie 1 : Cube (variable d'optimisation R_1)	55
4.2	Topologie 1 : Cylindre (variable d'optimisation R_1)	56
4.3	Topologie 1 : Frustum (variable d'optimisation R_1)	56
4.4	Topologie 1 : Sphère (variable d'optimisation R_1)	57
4.5	Topologie 2 : Sphère (variable d'optimisation a_1)	57
4.6	Topologie 2 : Sphère (variable d'optimisation c_1)	58
4.7	Topologie 3 : Sphère (variable d'optimisation a_1)	58

5.1	Point d'équilibre.	61
5.2	Configuration d'équilibre statique.	62
5.3	Configuration d'instabilité.	62
5.4	Topologie 1 : Zone de stabilité.	64
5.5	Seconde topologie de doigt.	65
5.6	Diagramme du corps libre QUV.	66
5.7	Diagramme du corps libre RST.	69
5.8	Diagramme du corps libre PQRSTUV.	73
5.9	Diagramme du corps libre PQR.	76
5.10	Topologie 2 : Zone de stabilité.	79

Chapitre 1

Introduction

1.1 Généralités

Les robots industriels sont souvent employés pour accomplir une tâche dangereuse ou une tâche répétitive effectuées par un opérateur humain. En général, le remplacement des opérateurs humains par des robots peut accroître l'efficacité d'un travail donné. Comme ils peuvent être programmés pour effectuer une tâche répétitive, l'installation d'un robot industriel peut aussi réduire les coûts de travail. Dans bien des cas, on remplace un opérateur humain par un robot pour éviter des fautes provenant de l'épuisement ou de la négligence.

On se sert aussi des robots industriels pour éloigner des opérateurs humains des environnements dangereux, tel qu'un milieu radioactif. Un espace de travail dans l'espace,

dans les mines ou sous l'eau pourraient aussi présenter des dangers pour un opérateur humain (Montambault 1996). Il est aussi possible que le risque soit associé à la tâche elle-même, tel qu'un travail près d'une scie circulaire ou des lignes électriques sous tension (Lessard *et al.* 1992).

Le besoin d'éloigner un opérateur humain d'un environnement dangereux a mené au développement du domaine de la téléopération (Jacobsen *et al.* 1990; 1991; Oomichi et Okino 1992; Engler et Groover 1989). De la même façon, la miniarisation des robots pour des procédures, telle que l'assistance en chirurgie (Russell *et al.* 1995), a conduit à l'intérêt actuel pour les préhenseurs. À ce jour, plusieurs pinces et mains articulées ont déjà été développées et construites pour accomplir des tâches industrielles (Mason et Salisbury 1985; Venkataraman et Iberall 1990; Cutkosky 1985; 1989; Chen 1982; Bonivento *et al.* 1991; Melchiorri et Vassura 1992; Doll et Schneebeli 1988; Jau 1992; Boissonnat *et al.* 1988; Kerr et Roth 1986; Lian *et al.* 1983; Reynaerts et Van Brussel 1993).

Depuis quelques années, des chercheurs visent à développer des mains articulées qui simulent le comportement de la main humaine. Malgré la difficulté de simuler une partie du corps comportant 35 muscles et 47 articulations (Tubiana et Thomine 1996), le développement et la construction de quelques préhenseurs articulés ont déjà été faits. La main JPL/Stanford (Salisbury et Craig 1982), la main Utah/MIT (Jacobsen *et al.* 1984), la main UPenn (Ulrich et Kumar 1988; Ulrich *et al.* 1988), la main USC/Belgrad (Tomovic et Boni 1962) et *Manus Colobi* du laboratoire de robotique de l'Université Laval (Montambault 1992; Gosselin *et al.* 1993; Gosselin 1992) sont quelques exemples qui possèdent une grande dextérité grâce à leur grand nombre de degrés de liberté.

L'objectif principal d'un préhenseur est de saisir et de manipuler un objet dans le but d'accomplir une tâche spécifique. Comme la précision et la fiabilité des robots se sont accrues au fil des années, les préhenseurs ont été appliqués de plus en plus à une grande variété de tâches qui ne cessent d'augmenter. Les mains articulées peuvent être classifiées en deux groupes principaux : (i) celles qui servent à saisir des objets (Bartholet 1992; Crisman *et al.* 1996; Ulrich et Kumar 1988) et (ii) celles qui servent à manipuler des objets (Mason et Salisbury 1985; Jacobsen *et al.* 1984; Okada 1979; Butterfass *et al.* 2001). La manipulation comprend le positionnement et l'orientation d'un objet par rapport à la paume de la main, tandis que la saisie d'un objet ne considère que l'approche du préhenseur de l'objet, le contact du dernier avec l'objet

et le serrage de l'objet. Dans de nombreuses applications industrielles, des mécanismes qui ne servent qu'à saisir des objets sont suffisants. Cependant, il est important de noter que des préhenseurs simples ne conviennent pas toujours à la tâche donnée. Dans bien des cas, ces préhenseurs sont incapables de s'adapter à la forme de l'objet à saisir (Chen 1982). En ce qui concerne les applications industrielles, il est donc souhaitable de développer un préhenseur qui peut s'adapter à la forme d'une grande variété d'objets, tout en tenant compte du désir d'obtenir un design le plus simple possible. Pour réaliser cet objectif, on applique le concept de sous-actionnement aux préhenseurs articulés (Bartholet 1992 ; Laliberté et Gosselin 1998 ; 2001 ; Ulrich et Kumar 1988).

1.2 Application du concept de sous-actionnement aux préhenseurs

Un mécanisme est dit sous-actionné lorsque le nombre d'actionneurs contrôlables, a , est inférieur au nombre de degrés de liberté, n . C'est-à-dire que le mécanisme est sous-actionné lorsque $n > a$. Le degré de sous-actionnement est défini comme $(n - a)$. Donc, $(n - a)$ éléments élastiques sont nécessaires afin d'avoir un système qui est statiquement déterminé. Il est donc évident que le nombre de variables pour spécifier la configuration complète du mécanisme est plus grand que le nombre de variables reliées au contrôle de celui-ci. L'emploi des éléments passifs rend possible l'application du sous-actionnement aux préhenseurs articulés.

Tel que mentionné dans la section précédente, l'ajout de degrés de liberté dans une main articulée peut accroître sa dextérité et permet à cette dernière de saisir et de manipuler des objets de formes complexes (Montambault 1996). Cependant, le grand nombre de degrés de liberté dans une main articulée peut impliquer un grand nombre d'actionneurs, ce qui ajoute, en conséquence, une contribution majeure au poids de la main. Étant donné que la main doit éventuellement se fixer à un manipulateur ou à un robot, il est donc souhaitable de réduire le nombre d'actionneurs dans le but de minimiser le poids. En conséquence, l'emploi des éléments passifs dans un mécanisme sous-actionné est favorable puisqu'ils sont simples et légers.

Lorsqu'on applique le concept de sous-actionnement à un préhenseur articulé, ceci

permet à ce dernier de s'adapter à la forme de l'objet à saisir, malgré le nombre réduit d'actionneurs. En fait, une telle saisie est plus près de la saisie humaine que de celle dans laquelle le nombre d'actionneurs est égal au nombre de degrés de liberté (Tubiana et Thomine 1990 ; Phillips 1986).

Une revue de la littérature démontre que quelques préhenseurs sous-actionnés ont déjà été développés. Quelques préhenseurs se servent des tendons pour transmettre les efforts (Graham 1993 ; Mullen 1972 ; Hirose et Umetami 1978). Généralement, ces mécanismes mènent à des forces de saisie faibles. En plus, les préhenseurs se servant des tendons mènent aussi à des problèmes de frottement et d'élasticité (Laliberté et Gosselin 1998). Par contre, ce mode d'actionnement permet la construction de préhenseurs très compacts puisqu'on n'a besoin que d'un seul tendon pour actionner les n degrés de liberté du doigt (Montambault 1996).

Évidemment, pour des tâches industrielles dans lesquelles des grandes forces de saisie sont nécessaires, les mécanismes employant des tendons sont moins utiles. Dans ces cas, les mécanismes à barres sont plus avantageux pour transmettre les efforts (Bartholet 1992 ; Crowder et Whatley 1989 ; Crowder 1991 ; Itoh 1975). La main de Bartholet (Bartholet 1992) comporte trois doigts à deux phalanges et emploie un seul actionneur pour activer le mouvement des deux degrés de liberté associés à chaque doigt. La main développée par Itoh (Itoh 1979) est un mécanisme plan sous-actionné comportant deux doigts capable d'éviter de façon mécanique des obstacles avant de saisir un objet. Dans (Crowder 1991 ; Crowder et Whatley 1989) la main décrite ressemble à une main humaine et comporte quatre doigts et un pouce. Chacun des doigts comporte trois phalanges ayant seulement deux degrés de liberté. Dans ce cas, le mouvement de la phalange distale est couplé directement à celui de la médiane.

Une autre façon de réduire le nombre d'actionneurs dans une main articulée consiste à utiliser des freins et des embrayages pour bloquer momentanément certains degrés de liberté (Lee 1990 ; Saliba et De Silva 1991 ; Ulrich et Kumar 1988). Avec cette approche, les degrés de liberté de la main sont actionnées de façon séquentielle. Malgré la réduction considérable du poids que ces systèmes rapportent, ils mènent à un comportement moins naturel (Laliberté et Gosselin 1998). De plus, ils ne s'adaptent pas à la forme de l'objet à saisir à cause de la présence de certains freins empêchant le mouvement simultané des phalanges (Montambault 1996).

Il est aussi possible de coupler le mouvement des phalanges pour réduire le nombre d'actionneurs comme dans (Zhang *et al.* 1992; Guo *et al.* 1990; 1992). Ces systèmes ont été développés pour imiter le comportement de la main humaine, mais ne peuvent suivre qu'une seule trajectoire. En conséquence, ils sont incapables de s'adapter à la forme de l'objet à saisir.

Jusqu'à présent, le concept de sous-actionnement a été appliqué de façon plutôt intuitive (Montambault 1996; Laliberté et Gosselin 1998). Dans (Shimojima *et al.* 1987) les auteurs ont présenté une des seules études faites sur le comportement statique des préhenseurs sous-actionnés. Ils ont effectué l'analyse statique d'un système à deux doigts, chacun ayant deux degrés de liberté, et ont aussi développé un algorithme qui décrit le comportement statique d'un mécanisme sous-actionné. Donc, on tente ici de développer une méthode qui permettra l'analyse et le design d'un doigt sous-actionné de façon plus systématique.

1.3 Exemple de mécanisme sous-actionné

Pour bien comprendre le concept de sous-actionnement appliqué aux préhenseurs, on présente un exemple de préhenseur simple à 2ddl dans le plan, montré à la figure 1.1. Il consiste en deux doigts symétriques qui enveloppent l'objet à saisir. Les membrures qui entrent en contact avec l'objet sont appelées *phalanges*. La membrure (1) dont un bout est fixé au sol est appelée *phalange proximale* puisqu'elle est la première membrure qui entre en contact avec l'objet. La membrure (2) attachée à la membrure (1) au point O_2 est appelée *phalange distale* puisqu'elle est la plus éloignée de la paume de la main.

Pour activer l'action de saisie, un actionneur est placé à la liaison O_4 . La force qui s'applique à cette liaison reste toujours normale à la barre a_1 . À la liaison O_2 , un ressort en torsion empêche la phalange distale de se refermer sur l'objet à saisir avant que la phalange proximale ne s'immobilise contre l'objet. À la même liaison, une butée mécanique permet à la phalange distale de rester alignée sur la phalange proximale avant que celle-ci n'entre en contact avec l'objet.

Le principe d'opération d'un préhenseur sous-actionné est illustré à la figure 1.2. La force du moteur, indiquée par la flèche, met en mouvement le doigt. Dans ce cas,

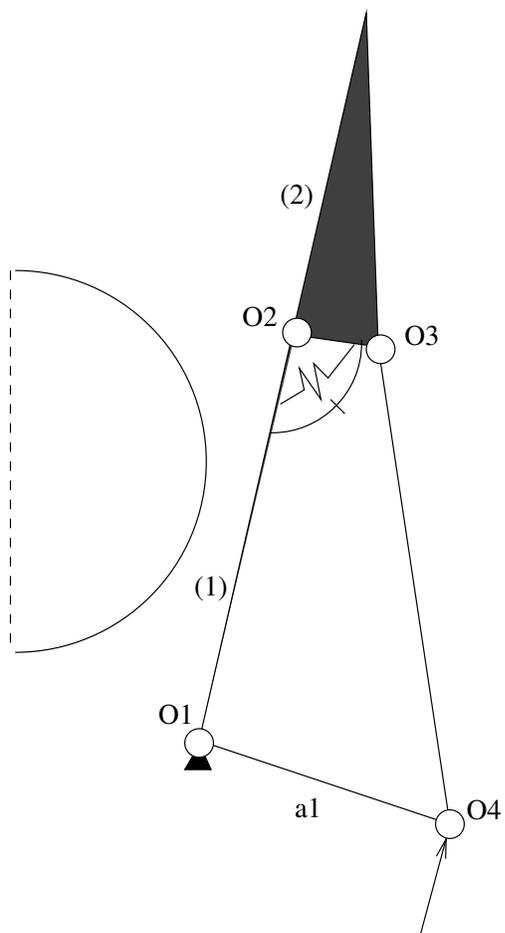


FIG. 1.1 – Préhenseur sous-actionné à 2ddl.

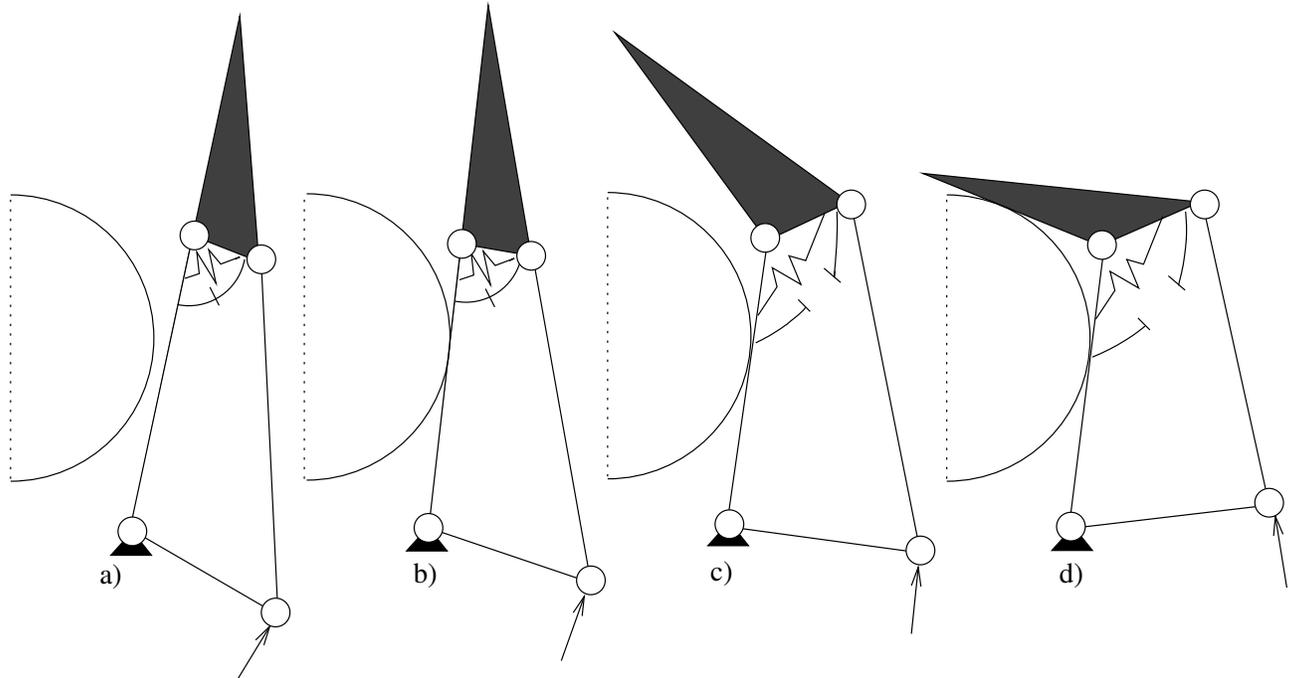


FIG. 1.2 – Séquence de fermeture.

le mécanisme comporte deux degrés de liberté ($n = 2$) et un seul actionneur ($a = 1$). En conséquence, le degré de sous-actionnement est $(n - a) = 1$, impliquant qu'un seul élément élastique est nécessaire afin d'avoir un système qui est statiquement déterminé. Dans cet exemple, un ressort fixé à l'articulation entre la phalange proximale et la phalange distale maintient le doigt complètement allongé avant que le premier contact ne soit établi. De plus, une butée mécanique est employée pour maintenir l'alignement des phalanges sous l'action du ressort alors qu'aucune force externe ne s'applique sur les phalanges. À la figure 1.2(a), aucune force externe ne s'applique sur le doigt dans sa configuration initiale. Pendant cette phase, le doigt se comporte comme un corps rigide tournant autour du point O_1 . À la figure 1.2(b), le contact entre la phalange proximale et l'objet est établi. À la figure 1.2(c), la phalange distale se met en mouvement par rapport à la phalange proximale. Pendant cette phase, le doigt se referme sur l'objet puisque le mouvement de la phalange proximale est empêché par ce dernier. Pendant la prochaine étape, l'actionneur génère la force nécessaire pour étendre le ressort. Finalement à la figure 1.2(d), la phalange distale entre en contact avec l'objet et la prise est faite. Le doigt a complété la phase d'adaptation de forme.

En ce qui concerne ce travail, on ne s'intéresse qu'à deux prises principales des préhenseurs. La première prise, appelée *prise ferme*, est montrée à la figure 1.2(d).

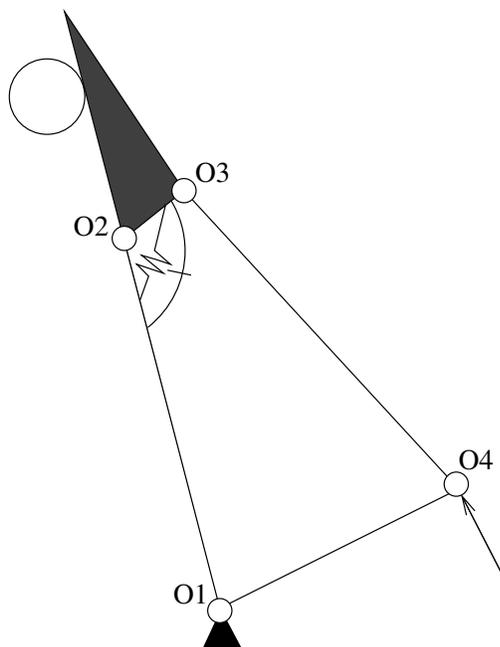


FIG. 1.3 – Prise distale.

Cette prise implique la phalange distale et consiste en deux contacts avec l'objet : (i) un contact entre la phalange distale et l'objet et (ii) un contact entre la phalange proximale et l'objet. Une fois l'action de saisie activée, les deux phalanges, qui sont encore alignées, s'approchent de l'objet jusqu'à ce que la phalange proximale entre en contact avec celui-ci. Ce contact génère la première force, appelée *force proximale*. Lorsque la phalange proximale s'immobilise contre l'objet, la phalange distale se met à se fermer sur l'objet. Une fois que la phalange entre en contact avec l'objet, la force distale est générée et la prise ferme est établie.

La deuxième prise, montrée à la figure 1.3 est appelée *prise distale* et consiste en un seul contact. Ce contact est établi entre la phalange distale du doigt et l'objet à saisir. La présence d'une butée mécanique dans un tel préhenseur sous-actionné est très importante puisqu'elle empêche la phalange distale de se trouver dans une configuration d'hyperextension. Lors de la prise distale, la phalange distale reste toujours alignée avec la phalange proximale et le doigt se met en mouvement comme un mécanisme à un seul degré de liberté. La prise distale est établie une fois que la phalange distale entre en contact avec l'objet.

1.4 Contexte et pertinence du projet

À la connaissance de l’auteure, aucune procédure générale n’existe pour optimiser la conception des préhenseurs sous-actionnés. Dans le passé, des outils de simulation quasi-statiques ont été employés pour déterminer le design optimal d’un préhenseur quelconque. Pour simplifier l’exécution de ces outils de simulation, deux suppositions principales ont été appliquées. Premièrement, on suppose que les doigts du préhenseur se déplacent assez lentement afin qu’on puisse ignorer les effets inertiels qui se produisent. En conséquence, on considère une prise comme une séquence de configurations statiques et on néglige le comportement dynamique du système. Dans ce cas, un modèle statique du doigt est jugé adéquat pour simuler le comportement de ce dernier lors d’une prise d’un objet. Deuxièmement, on suppose qu’aucun frottement n’existe entre les phalanges du doigt et l’objet. Des analyses précédentes faites sur ce sujet démontrent que le design cinématique des préhenseurs sous-actionnés est assez complexe et implique un grand nombre de paramètres. En outre, l’effet de ces paramètres sur le comportement du doigt n’est pas toujours prévisible (Laliberté et Gosselin 1996 ; 1998 ; 2001).

La méthode quasi-statique décrite ci-haut peut être remplacée par un outil de modélisation capable de simuler le comportement dynamique du système. Il est préférable d’employer un modèle dynamique pour analyser le comportement d’un préhenseur robotique afin de pouvoir modéliser une saisie rapide et continue. Un modèle dynamique permettrait aussi d’étudier les effets des mouvements soudains de l’objet à saisir sur le comportement du doigt.

Tout au long de cette recherche, la simulation dynamique des doigts articulés et leur optimisation ont été effectuées en se servant d’un logiciel commercial, appelé ADAMS. ADAMS est un logiciel de simulation de systèmes mécaniques qui couple la puissance de simulation dynamique et la conception assistée par ordinateur. À l’aide d’un visuel graphique, l’usager peut construire facilement un modèle d’un système donné. Les équations de mouvement décrivant le comportement dynamique du système sont dérivées par la méthode lagrangienne. Les résultats de la simulation sont obtenus numériquement. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles et une méthode préférée peut être sélectionnée par l’usager. ADAMS/Insight, un sous-logiciel d’ADAMS, permet à l’usager d’effectuer une optimisation du design du doigt.

Pour effectuer cette recherche, on se sert du logiciel ADAMS pour simuler le comportement dynamique de préhenseurs sous-actionnés. On construit chacun des doigts en employant le visuel graphique à l'intérieur d'ADAMS. À l'aide d'ADAMS/Insight, un sous-logiciel d'ADAMS permettant à l'utilisateur d'effectuer des simulations multi-essais, on est capable de déterminer le design optimal de chacun des doigts étudiés. Contrairement à des études précédentes faites sur les préhenseurs robotiques, l'emploi d'un modèle dynamique permet de modéliser le comportement dynamique d'un préhenseur quelconque et le frottement existant entre les phalanges et l'objet. De plus, on est maintenant capable de simuler une saisie rapide et continue.

Après avoir déterminé la configuration optimale du doigt, on effectue ensuite une étude d'équilibre sur ce dernier afin de déterminer sa zone de stabilité. Cette zone (qui sera décrite en détail au chapitre 5) comprend toutes les configurations du doigt dans lesquelles la prise de l'objet est stable.

Chapitre 2

Modélisation dynamique et cinématique de préhenseurs sous-actionnés

2.1 Modélisation dynamique à l'aide de l'approche lagrangienne

Tout au long de cette recherche, on se sert du logiciel ADAMS pour effectuer la simulation dynamique de trois topologies de préhenseur différentes. ADAMS se sert de la méthode lagrangienne afin d'obtenir les équations du mouvement décrivant le comportement dynamique d'un système. On présentera donc les équations lagrangiennes

dont ADAMS se sert afin de modéliser le comportement dynamique d'un système quelconque.

L'équation lagrangienne générale d'un système quelconque est donnée comme suit (Rampalli 2000) :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial \Phi_j}{\partial q_i} - \sum_{k=1}^n F_k \frac{\partial r_k}{\partial q_i} = 0 \quad (2.1)$$

où les q_i représentent les coordonnées généralisées du système. L est la fonction lagrangienne du système qui exprime la différence entre l'énergie potentielle et l'énergie cinétique de ce dernier. C'est-à-dire :

$$L = T - V \quad (2.2)$$

où T et V sont, respectivement, l'énergie cinétique et l'énergie potentielle du système. L'énergie cinétique et l'énergie potentielle du système sont déterminées à partir du mouvement de tous les éléments mécaniques du système.

F_k , r_k et n représentent, respectivement, les forces appliquées qui contribuent au travail fait sur le système, les positions des points d'application des forces et le nombre de forces appliquées.

La fonction de contraintes, Φ tient compte des contraintes dans le système et est donnée par l'expression suivante :

$$\Phi_j(q, t) = 0, \quad j = 1, \dots, m \quad (2.3)$$

où m et λ_i sont, respectivement, le nombre de contraintes dans le système et le multiplicateur de Lagrange associé à sa force de contrainte.

La solution des équations dans ADAMS est une procédure itérative. On intègre les équations d'accélération afin d'obtenir les vitesses et les positions. Ces nouvelles positions violent les équations de contraintes et doivent être corrigées. ADAMS se sert

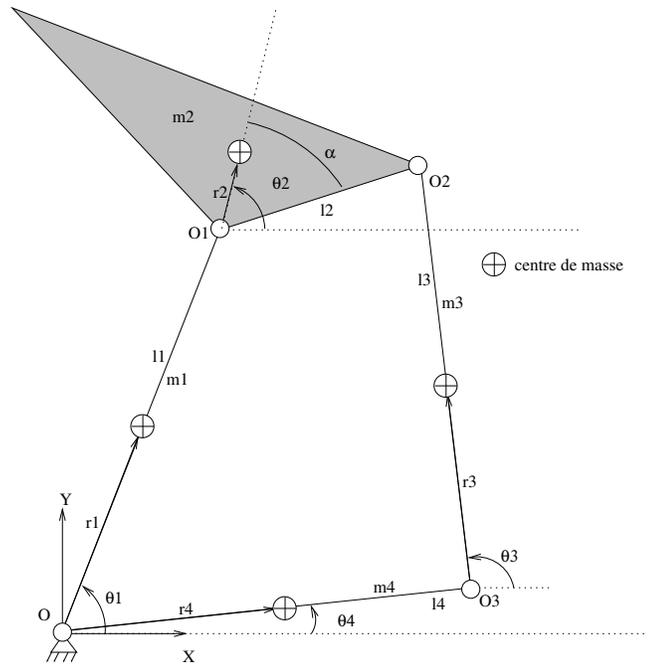


FIG. 2.1 – Topologie 1 : mécanisme à 2-ddl et à cinq barres.

de l'algorithme Newton-Raphson pour ajuster les positions déterminées de l'intégration des équations d'accélération pour qu'elles correspondent à celles des contraintes.

2.2 Équations lagrangiennes des trois topologies

En ce qui concerne ce travail, on étudie le comportement dynamique de trois topologies de préhenseur différentes décrites ci-dessous :

1. Un doigt sous-actionné à 2 degrés de liberté comportant cinq barres (figure 2.1).
2. Un doigt sous-actionné à 2 degrés de liberté comportant sept barres (figure 2.2).
3. Un doigt sous-actionné à 3 degrés de liberté comportant huit barres (figure 2.3).

On établira donc les trois équations de Lagrange associées à chacune de ces trois topologies.

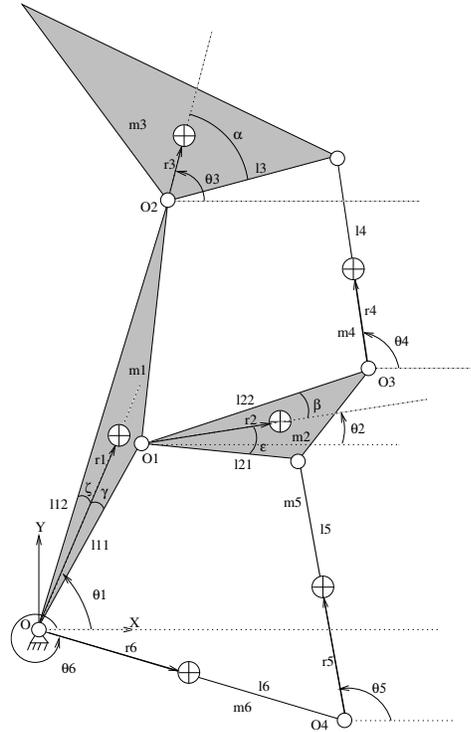


FIG. 2.2 – Topologie 2 : mécanisme à 2-ddl et à sept barres.

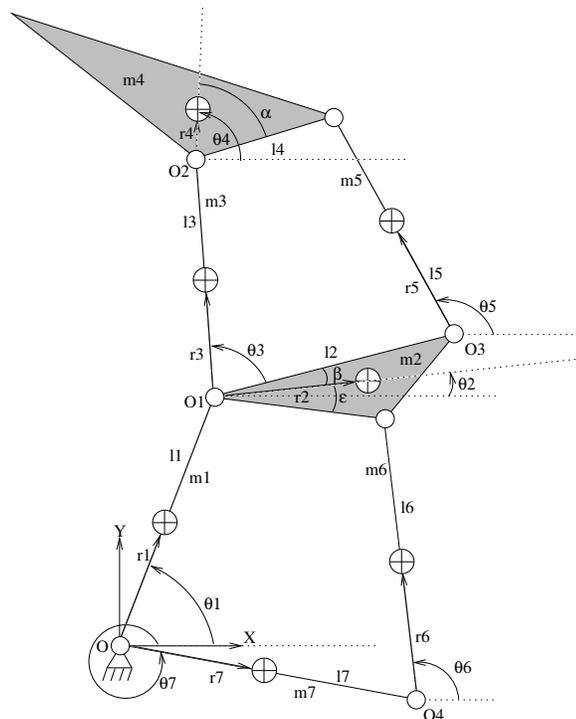


FIG. 2.3 – Topologie 3 : mécanisme à 3-ddl et à huit barres.

2.2.1 Première topologie

La première topologie est un doigt sous-actionné à 2 degrés de liberté comportant cinq barres. Les l_i représentent les longueurs des membrures montrées à la figure 2.1. Les r_i représentent le module des vecteurs de position des articulations O , O_1 , O_2 et O_3 vers le centre de masse de chacune des membrures.

On définit l'orientation de chacune des membrures par les variables θ_i . L'angle constant α sur la phalange distale est montré à la figure 2.1.

On associe les masses m_1 , m_2 , m_3 et m_4 à la membrure l_1 (la phalange proximale), à la phalange distale, à la membrure l_3 et à la membrure l_4 , respectivement. Le moment d'inertie I de chaque membrure du mécanisme est mesuré par rapport à l'axe passant par le centre de masse de la membrure et perpendiculaire au plan $X-Y$. On associe les valeurs I_i à chacune des masses m_i .

On établit le repère fixe $X-Y$, montré à la figure 2.1, à la base du mécanisme et on place l'origine de ce repère au centre de l'articulation rotoïde O .

On écrit la position \mathbf{r}_{oi} du centre de masse de chaque membrure du mécanisme par rapport au repère fixe $X-Y$ comme suit :

$$\mathbf{r}_{o1} = \begin{bmatrix} r_1 \cos \theta_1 \\ r_1 \sin \theta_1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\mathbf{r}_{o2} = \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_1 + r_2 \cos \theta_2 \\ l_1 \sin \theta_1 + r_2 \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$\mathbf{r}_{o3} = \begin{bmatrix} l_4 \cos \theta_4 + r_3 \cos \theta_3 \\ l_4 \sin \theta_4 + r_3 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$\mathbf{r}_{o4} = \begin{bmatrix} r_4 \cos \theta_4 \\ r_4 \sin \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Si on dérive par rapport au temps, les équations des positions des centres de masse de chaque membrure du système, on obtient les expressions suivantes pour la vitesse du centre de masse de ces dernières par rapport au repère fixe $X-Y$.

$$\dot{\mathbf{r}}_{o1} = \begin{bmatrix} -r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \\ r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o2} = \begin{bmatrix} -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \\ l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o3} = \begin{bmatrix} -l_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 - r_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 \\ l_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + r_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o4} = \begin{bmatrix} -r_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 \\ r_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Pour cette recherche, on effectue la modélisation dynamique du doigt dans un environnement gravitationnel. On exprime l'énergie cinétique et l'énergie potentielle de chacune des membrures du mécanisme par les équations suivantes :

$$T_1 = \frac{1}{2}m_1(\dot{\mathbf{r}}_{o1}^T \dot{\mathbf{r}}_{o1}) + \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{2}(m_1r_1^2 + I_1)\dot{\theta}_1^2 \quad (2.12)$$

$$T_2 = \frac{1}{2}m_2(\dot{\mathbf{r}}_{o2}^T \dot{\mathbf{r}}_{o2}) + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}_2^2 = \frac{1}{2}m_2l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(I_2 + m_2r_2^2)\dot{\theta}_2^2 + m_2l_1r_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \quad (2.13)$$

$$T_3 = \frac{1}{2}m_3(\dot{\mathbf{r}}_{o3}^T \dot{\mathbf{r}}_{o3}) + \frac{1}{2}I_3\dot{\theta}_3^2 = \frac{1}{2}m_3l_4^2\dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2}(I_3 + m_3r_3^2)\dot{\theta}_3^2 + m_3l_4r_3 \cos(\theta_4 - \theta_3)\dot{\theta}_4\dot{\theta}_3 \quad (2.14)$$

$$T_4 = \frac{1}{2}m_4(\dot{\mathbf{r}}_{o4}^T \dot{\mathbf{r}}_{o4}) + \frac{1}{2}I_4\dot{\theta}_4^2 = \frac{1}{2}(I_4 + m_4r_4^2)\dot{\theta}_4^2 \quad (2.15)$$

$$V_1 = m_1g(\mathbf{r}_{o1} \cdot \mathbf{j}) = m_1gr_1 \sin \theta_1 \quad (2.16)$$

$$V_2 = m_2g(\mathbf{r}_{o2} \cdot \mathbf{j}) = m_2g(l_1 \sin \theta_1 + r_2 \sin \theta_2) \quad (2.17)$$

$$V_3 = m_3g(\mathbf{r}_{o3} \cdot \mathbf{j}) = m_3g(l_4 \sin \theta_4 + r_3 \sin \theta_3) \quad (2.18)$$

$$V_4 = m_4g(\mathbf{r}_{o4} \cdot \mathbf{j}) = m_4g(r_4 \sin \theta_4) \quad (2.19)$$

$$V_r = \frac{1}{2}k(\Delta)^2 \quad (2.20)$$

où V_r , k et Δ représentent l'énergie potentielle du ressort, le coefficient de ressort et le déplacement angulaire, respectivement.

Les équations de contrainte de ce mécanisme sont définies dans les équations 2.21–2.23. On obtient ces équations en écrivant les équations de la chaîne cinématique fermée du mécanisme.

$$l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos(\theta_2 - \alpha) - l_4 \cos \theta_4 - l_3 \cos \theta_3 = 0 \quad (2.21)$$

$$l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_2 - \alpha) - l_4 \sin \theta_4 - l_3 \sin \theta_3 = 0 \quad (2.22)$$

$$l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos(\theta_3 - (\theta_2 - \alpha)) - (l_4 \cos \theta_4 - l_1 \cos \theta_2)^2 - (l_4 \sin \theta_4 - l_1 \sin \theta_1)^2 = 0 \quad (2.23)$$

En substituant l'énergie potentielle, l'énergie cinétique et les équations de contrainte dans l'équation (2.1), on obtient les équations du mouvement du mécanisme.

2.2.2 Deuxième topologie

La deuxième topologie est un doigt sous-actionné à 2 degrés de liberté comportant sept barres. Les l_i et l_{ii} représentent les longueurs des membrures montrées à la figure 2.2. Les r_i représentent le module des vecteurs de position des articulations O , O_1 , O_2 , O_3 , et O_4 vers le centre de masse de chacune des membrures.

On définit l'orientation de chacune des membrures par les variables θ_i montrées à la figure 2.2, mesurées par rapport au repère fixe $X-Y$. Les angles constants ζ et γ sur la phalange proximale, les angles β et ϵ sur la plaque rigide et l'angle α sur la phalange distale sont montrés à la figure 2.2.

On associe les masses m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , m_5 et m_6 à la phalange proximale, à la plaque rigide, à la phalange distale, à la membrure l_4 , à la membrure l_5 et à la membrure l_6 , respectivement. Le moment d'inertie I de chaque membrure du mécanisme est mesuré par rapport à l'axe passant par le centre de masse de la membrure et perpendiculaire au plan $X-Y$. On associe les valeurs I_i à chacune des masses m_i .

On établit le repère fixe $X-Y$ montré à la figure 2.2 à la base du mécanisme et on place l'origine de ce repère au centre de l'articulation rotoïde O .

On écrit la position \mathbf{r}_{oi} du centre de masse de chaque membrure du mécanisme par rapport au repère fixe $X-Y$ comme suit :

$$\mathbf{r}_{o1} = \begin{bmatrix} r_1 \cos \theta_1 \\ r_1 \sin \theta_1 \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

$$\mathbf{r}_{o2} = \begin{bmatrix} l_{11} \cos(\theta_1 - \gamma) + r_2 \cos \theta_2 \\ l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) + r_2 \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

$$\mathbf{r}_{o3} = \begin{bmatrix} l_{12} \cos(\theta_1 + \zeta) + r_3 \cos \theta_3 \\ l_{12} \sin(\theta_1 + \zeta) + r_3 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

$$\mathbf{r}_{o4} = \begin{bmatrix} l_{11} \cos(\theta_1 - \gamma) + l_{22} \cos(\theta_2 + \beta) + r_4 \cos \theta_4 \\ l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) + l_{22} \sin(\theta_2 + \beta) + r_4 \sin \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

$$\mathbf{r}_{o5} = \begin{bmatrix} l_6 \cos \theta_6 + r_5 \cos \theta_5 \\ l_6 \sin \theta_6 + r_5 \sin \theta_5 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

$$\mathbf{r}_{o6} = \begin{bmatrix} r_6 \cos \theta_6 \\ r_6 \sin \theta_6 \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

Si on dérive par rapport au temps, les équations des positions des centres de masse de chaque membrure du système, on obtient les expressions suivantes pour la vitesse du centre de masse de ces dernières par rapport au repère fixe $X-Y$.

$$\dot{\mathbf{r}}_{o1} = \begin{bmatrix} -r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \\ r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o2} = \begin{bmatrix} -l_{11} \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \gamma) - r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \\ l_{11} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \gamma) + r_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o3} = \begin{bmatrix} -l_{12} \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 + \zeta) - r_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 \\ l_{12} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 + \zeta) + r_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o4} = \begin{bmatrix} -l_{11} \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \gamma) - l_{22} \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 + \beta) - r_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 \\ l_{11} \dot{\theta}_1 \cos(\theta_1 - \gamma) + l_{22} \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 + \beta) + r_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o5} = \begin{bmatrix} -l_6 \dot{\theta}_6 \sin \theta_6 - r_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5 \\ l_6 \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 + r_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o6} = \begin{bmatrix} -r_6 \dot{\theta}_6 \sin \theta_6 \\ r_6 \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

On exprime l'énergie cinétique et l'énergie potentielle de chacune des membrures du mécanisme par les équations suivantes :

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 (\dot{\mathbf{r}}_{o1}^T \dot{\mathbf{r}}_{o1}) + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1 = \frac{1}{2} (m_1 r_1^2 + I_1) \dot{\theta}_1^2 \quad (2.36)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} m_2 (\dot{\mathbf{r}}_{o2}^T \dot{\mathbf{r}}_{o2}) + \frac{1}{2} I_2 \dot{\theta}_2 = \frac{1}{2} m_2 l_{11}^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} (I_2 + m_2 r_2^2) \dot{\theta}_2^2 + m_2 l_{11} r_2 \cos((\theta_1 - \gamma) - \theta_2) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \quad (2.37)$$

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 (\dot{\mathbf{r}}_{o3}^T \dot{\mathbf{r}}_{o3}) + \frac{1}{2} I_3 \dot{\theta}_3 = \frac{1}{2} m_3 l_{12}^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} (I_3 + m_3 r_3^2) \dot{\theta}_3^2 + m_2 l_{12} r_3 \cos((\theta_1 - \gamma) - \theta_3) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 \quad (2.38)$$

$$T_4 = \frac{1}{2} m_4 (\dot{\mathbf{r}}_{o4}^T \dot{\mathbf{r}}_{o4}) + \frac{1}{2} I_4 \dot{\theta}_4 = \frac{1}{2} m_4 l_{11}^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} (I_4 + m_4 r_4^2) \dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2} m_4 l_{22}^2 \dot{\theta}_2^2 + m_4 l_{11} \dot{\theta}_1 l_{22} \dot{\theta}_2 \cos((\theta_1 - \gamma) - (\theta_2 + \beta)) + m_4 l_{11} \dot{\theta}_1 r_4 \dot{\theta}_4 \cos((\theta_1 - \gamma) - \theta_4) + m_4 l_{22} \dot{\theta}_2 r_4 \dot{\theta}_4 \cos((\theta_3 + \beta) - \theta_4) \quad (2.39)$$

$$T_5 = \frac{1}{2} m_5 (\dot{\mathbf{r}}_{o5}^T \dot{\mathbf{r}}_{o5}) + \frac{1}{2} I_5 \dot{\theta}_5 = \frac{1}{2} m_5 l_6^2 \dot{\theta}_5^2 + \frac{1}{2} (I_5 + m_5 r_5^2) \dot{\theta}_5^2 + m_5 l_6 r_5 \cos(\theta_6 - \theta_5) \dot{\theta}_6 \dot{\theta}_5 \quad (2.40)$$

$$T_6 = \frac{1}{2} m_6 (\dot{\mathbf{r}}_{o6}^T \dot{\mathbf{r}}_{o6}) + \frac{1}{2} I_6 \dot{\theta}_6 = \frac{1}{2} (m_6 r_6^2 + I_6) \dot{\theta}_6^2 \quad (2.41)$$

$$V_1 = m_1 g (\mathbf{r}_{o1} \cdot \mathbf{j}) = m_1 g r_1 \sin \theta_1 \quad (2.42)$$

$$V_2 = m_2 g (\mathbf{r}_{o2} \cdot \mathbf{j}) = m_2 g (l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) + r_2 \sin \theta_2) \quad (2.43)$$

$$V_3 = m_3 g (\mathbf{r}_{o3} \cdot \mathbf{j}) = m_3 g (l_{12} \sin(\theta_1 + \zeta) + r_3 \sin \theta_3) \quad (2.44)$$

$$V_4 = m_4 g (\mathbf{r}_{o4} \cdot \mathbf{j}) = m_4 g (l_{12} \sin(\theta_1 + \zeta) + l_3 \sin(\theta_3 - \alpha) + r_4 \sin \theta_4) \quad (2.45)$$

$$V_5 = m_5 g (\mathbf{r}_{o5} \cdot \mathbf{j}) = m_5 g (l_6 \sin \theta_6 + r_5 \sin \theta_5) \quad (2.46)$$

$$V_6 = m_6 g (\mathbf{r}_{o6} \cdot \mathbf{j}) = m_6 g r_6 \sin \theta_6 \quad (2.47)$$

$$V_r = \frac{1}{2} k (\Delta)^2 \quad (2.48)$$

où V_r , k et Δ représentent l'énergie potentielle du ressort, le coefficient de ressort et le

déplacement angulaire, respectivement.

Les équations de contrainte de ce mécanisme sont définies dans les équations 2.49–2.54. On obtient ces équations en écrivant les équations des deux chaînes cinématiques fermées du mécanisme.

$$l_{11} \cos(\theta_1 - \gamma) + l_{21} \cos(\theta_2 - \epsilon) - l_6 \cos \theta_6 - l_5 \cos \theta_5 = 0 \quad (2.49)$$

$$l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) + l_{21} \sin(\theta_2 - \epsilon) - l_6 \sin \theta_6 - l_5 \sin \theta_5 = 0 \quad (2.50)$$

$$l_{21}^2 + l_5^2 - 2l_{21}l_5 \cos(\theta_5 - (\theta_2 - \epsilon)) - (l_{11} \cos(\theta_1 - \gamma) - l_6 \cos(\theta_6))^2 - (l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) - l_6 \sin(\theta_6))^2 = 0 \quad (2.51)$$

$$l_{11} \cos(\theta_1 - \gamma) + l_{22} \cos(\theta_2 + \beta) + l_4 \cos(\theta_4) - l_{12} \cos(\theta_1 + \zeta) - l_3 \cos(\theta_3 - \alpha) = 0 \quad (2.52)$$

$$l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) + l_{22} \sin(\theta_2 + \beta) + l_4 \sin(\theta_4) - l_{12} \sin(\theta_1 + \zeta) - l_3 \sin(\theta_3 - \alpha) = 0 \quad (2.53)$$

$$l_3^2 + l_4^2 - 2l_3l_4 \cos(\theta_4 - (\theta_3 - \alpha)) - (l_{11} \cos(\theta_1 - \gamma) - l_{22} \cos(\theta_2 + \beta) - l_{12} \cos(\theta_1 + \zeta))^2 - (l_{11} \sin(\theta_1 - \gamma) - l_{22} \sin(\theta_2 + \beta) - l_{12} \sin(\theta_1 + \zeta))^2 = 0 \quad (2.54)$$

En substituant l'énergie potentielle, l'énergie cinétique et les équations de contrainte dans l'équation (2.1), on obtient les équations du mouvement du mécanisme.

2.2.3 Troisième topologie

La troisième topologie est un doigt sous-actionné à 3 degrés de liberté comportant huit barres. Les l_i représentent les longueurs des membrures montrées à la figure 2.3. Les r_i représentent le module des vecteurs de position des articulations O , O_1 , O_2 , O_3 , et O_4 vers le centre de masse de chacune des membrures.

On définit l'orientation de chacune des membrures par les variables θ_i montrées à la figure 2.3 mesurées par rapport au repère fixe $X-Y$. Les angles constants β et ϵ sur la plaque rigide et l'angle α sur la phalange distale sont montrés à la figure 2.3.

On associe les masses m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , m_5 , m_6 et m_7 à la phalange proximale, à la plaque rigide, à la membrure l_3 , à la phalange distale, à la membrure l_5 , à la membrure

l_6 et à la membrure l_7 , respectivement. Le moment d'inertie I de chaque membrure du mécanisme est mesuré par rapport à l'axe passant par le centre de masse de la membrure et perpendiculaire au plan $X - Y$. On associe les valeurs I_i à chacune des masses m_i du mécanisme.

On établit un repère fixe $X - Y$ à la base du mécanisme et on place l'origine du repère au centre de l'articulation rotoïde O .

On écrit la position \mathbf{r}_{oi} du centre de masse de chaque membrure du mécanisme comme suit :

$$\mathbf{r}_{o1} = \begin{bmatrix} r_1 \cos \theta_1 \\ r_1 \sin \theta_1 \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

$$\mathbf{r}_{o2} = \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_1 + r_2 \cos \theta_2 \\ l_1 \sin \theta_1 + r_2 \sin \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

$$\mathbf{r}_{o3} = \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_1 + r_3 \cos \theta_3 \\ l_1 \sin \theta_1 + r_3 \sin \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

$$\mathbf{r}_{o4} = \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_1 + l_3 \cos \theta_3 + r_4 \cos \theta_4 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_3 \sin \theta_3 + r_4 \sin \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

$$\mathbf{r}_{o5} = \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_1 + l_{22} \cos(\theta_2 + \beta) + r_5 \cos \theta_5 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_{22} \sin(\theta_2 + \beta) + r_5 \sin \theta_5 \end{bmatrix} \quad (2.59)$$

$$\mathbf{r}_{o6} = \begin{bmatrix} l_7 \cos \theta_7 + r_6 \cos \theta_6 \\ l_7 \sin \theta_7 + r_6 \sin \theta_6 \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

$$\mathbf{r}_{o7} = \begin{bmatrix} r_7 \cos \theta_7 \\ r_7 \sin \theta_7 \end{bmatrix} \quad (2.61)$$

Si on dérive par rapport au temps, les équations des positions des centres de masse de chaque membrure du mécanisme, on obtient les expressions suivantes pour la vitesse du centre de masse de ces dernières par rapport au repère fixe $X-Y$.

$$\dot{\mathbf{r}}_{o1} = \begin{bmatrix} -r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 \\ r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o2} = \begin{bmatrix} -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - r_2 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 \\ l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_2 \dot{\theta}_2 \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.63)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o3} = \begin{bmatrix} -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - r_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 \\ l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \quad (2.64)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o4} = \begin{bmatrix} -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - l_3 \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 - r_4 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 \\ l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + l_3 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + r_4 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix} \quad (2.65)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o5} = \begin{bmatrix} -l_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 - l_{22} \dot{\theta}_2 \sin(\theta_2 - \beta) - r_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5 \\ l_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + l_{22} \dot{\theta}_2 \cos(\theta_2 - \beta) - r_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \quad (2.66)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o6} = \begin{bmatrix} -l_7 \dot{\theta}_7 \sin \theta_7 - r_6 \dot{\theta}_6 \sin \theta_6 \\ l_7 \dot{\theta}_7 \cos \theta_7 + r_6 \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{o7} = \begin{bmatrix} -r_7 \dot{\theta}_7 \sin \theta_7 \\ r_7 \dot{\theta}_7 \cos \theta_7 \end{bmatrix} \quad (2.68)$$

On exprime l'énergie cinétique et l'énergie potentielle de chacune des membrures du mécanisme par les équations suivantes :

$$T_1 = \frac{1}{2}m_1(\dot{\mathbf{r}}_{o1}^T \dot{\mathbf{r}}_{o1}) + \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}_1^2 = \frac{1}{2}(m_1r_1^2 + I_1)\dot{\theta}_1^2 \quad (2.69)$$

$$T_2 = \frac{1}{2}m_2(\dot{\mathbf{r}}_{o2}^T \dot{\mathbf{r}}_{o2}) + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}_2^2 = \frac{1}{2}m_2l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(I_2 + m_2r_2^2)\dot{\theta}_2^2 + m_2l_1r_2 \cos(\theta_1 - \theta_2)\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \quad (2.70)$$

$$T_3 = \frac{1}{2}m_3(\dot{\mathbf{r}}_{o3}^T \dot{\mathbf{r}}_{o3}) + \frac{1}{2}I_3\dot{\theta}_3^2 = \frac{1}{2}m_3l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(I_3 + m_3r_3^2)\dot{\theta}_3^2 + m_3l_1r_3 \cos(\theta_1 - \theta_3)\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3 \quad (2.71)$$

$$T_4 = \frac{1}{2}m_4(\dot{\mathbf{r}}_{o4}^T \dot{\mathbf{r}}_{o4}) + \frac{1}{2}I_4\dot{\theta}_4^2 = \frac{1}{2}m_4l_1^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(I_4 + m_4r_4^2)\dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2}m_4l_3^2\dot{\theta}_3^2 + m_4l_1\dot{\theta}_1l_3\dot{\theta}_3 \cos(\theta_1 - \theta_3) + m_4l_1\dot{\theta}_1r_4\dot{\theta}_4 \cos(\theta_1 - \theta_4) + m_4l_3\dot{\theta}_3r_4\dot{\theta}_4 \cos(\theta_3 - \theta_4) \quad (2.72)$$

$$T_5 = \frac{1}{2}m_5(\dot{\mathbf{r}}_{o5}^T \dot{\mathbf{r}}_{o5}) + \frac{1}{2}I_5\dot{\theta}_5^2 = \frac{1}{2}m_5l_2^2\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(I_5 + m_5r_5^2)\dot{\theta}_5^2 + \frac{1}{2}m_5l_2^2\dot{\theta}_2^2 + m_5l_1\dot{\theta}_1^2l_2\dot{\theta}_2 \cos((\theta_2 + \beta) - \theta_1) + m_5l_1\dot{\theta}_1r_5\dot{\theta}_5 \cos(\theta_5 - \theta_1) + m_5r_5\dot{\theta}_5l_2\dot{\theta}_2 \cos((\theta_2 + \beta) - \theta_5) \quad (2.73)$$

$$T_6 = \frac{1}{2}m_6(\dot{\mathbf{r}}_{o6}^T \dot{\mathbf{r}}_{o6}) + \frac{1}{2}I_6\dot{\theta}_6^2 = \frac{1}{2}m_6l_7^2\dot{\theta}_7^2 + \frac{1}{2}(I_6 + m_6r_6^2)\dot{\theta}_6^2 + m_6l_7r_6 \cos(\theta_7 - \theta_6)\dot{\theta}_7\dot{\theta}_6 \quad (2.74)$$

$$T_7 = \frac{1}{2}m_7(\dot{\mathbf{r}}_{o7}^T \dot{\mathbf{r}}_{o7}) + \frac{1}{2}I_7\dot{\theta}_7^2 = \frac{1}{2}(m_7r_7^2 + I_7)\dot{\theta}_7^2 \quad (2.75)$$

$$V_1 = m_1g(\mathbf{r}_{o1} \cdot \mathbf{j}) = m_1gr_1 \sin \theta_1 \quad (2.76)$$

$$V_2 = m_2g(\mathbf{r}_{o2} \cdot \mathbf{j}) = m_2g(l_1 \sin \theta_1 + r_2 \sin \theta_2) \quad (2.77)$$

$$V_3 = m_3g(\mathbf{r}_{o3} \cdot \mathbf{j}) = m_3g(l_1 \sin \theta_1 + r_3 \sin \theta_3) \quad (2.78)$$

$$V_4 = m_4g(\mathbf{r}_{o4} \cdot \mathbf{j}) = m_4g(l_1 \sin \theta_1 + l_3 \sin \theta_3 + r_4 \sin \theta_4) \quad (2.79)$$

$$V_5 = m_5g(\mathbf{r}_{o5} \cdot \mathbf{j}) = m_5g(l_1 \sin \theta_1 + l_3 \sin \theta_3 + l_4 \sin(\theta_4 - \alpha) + r_5 \sin \theta_5) \quad (2.80)$$

$$V_6 = m_6g(\mathbf{r}_{o6} \cdot \mathbf{j}) = m_6g(l_7 \sin \theta_7 + r_6 \sin \theta_6) \quad (2.81)$$

$$V_7 = m_7g(\mathbf{r}_{o7} \cdot \mathbf{j}) = m_7gr_7 \sin \theta_7 \quad (2.82)$$

$$V_{r_1} = \frac{1}{2}k_1(\Delta_1)^2 \quad (2.83)$$

$$V_{r_2} = \frac{1}{2}k_2(\Delta_2)^2 \quad (2.84)$$

où V_{r_i} , k_i et Δ_i représentent l'énergie potentielle des deux ressorts, les coefficients des deux ressorts et les déplacements angulaires, respectivement.

Les équations de contrainte de ce mécanisme sont définies dans les équations 2.85–2.90. On obtient ces équations en écrivant les équations des deux chaînes cinématiques fermées du mécanisme.

$$l_1 \cos \theta_1 + l_{21} \cos(\theta_2 - \epsilon) - l_7 \cos \theta_7 - l_6 \cos \theta_6 = 0 \quad (2.85)$$

$$l_1 \sin \theta_1 + l_{21} \sin(\theta_2 - \epsilon) - l_7 \sin \theta_7 - l_6 \sin \theta_6 = 0 \quad (2.86)$$

$$l_{21}^2 + l_6^2 - 2l_{21}l_6 \cos(\theta_6 - (\theta_2 - \epsilon)) - (l_7 \cos(\theta_7) - l_1 \cos(\theta_1))^2 - (l_1 \sin \theta_1 - l_7 \sin \theta_7)^2 = 0 \quad (2.87)$$

$$l_{22} \cos(\theta_2 + \beta) + l_5 \cos \theta_5 - l_3 \cos \theta_3 - l_4 \cos(\theta_4 - \alpha) = 0 \quad (2.88)$$

$$l_{22} \sin(\theta_2 + \beta) + l_5 \sin \theta_5 - l_3 \sin \theta_3 - l_4 \sin(\theta_4 - \alpha) = 0 \quad (2.89)$$

$$l_4^2 + l_5^2 - 2l_4l_5 \cos(\theta_5 - (\theta_4 - \alpha)) - (l_3 \cos \theta_3 - l_{22} \cos(\theta_2 + \beta))^2 - (l_3 \sin \theta_3 - l_{22} \sin(\theta_2 + \beta))^2 = 0 \quad (2.90)$$

En substituant l'énergie potentielle, l'énergie cinétique et les équations de contrainte dans l'équation (2.1), on obtient les équations du mouvement de ce mécanisme.

2.3 Modélisation cinématique des doigts de préhenseur à l'aide de visseurs réciproques

Dans cette section, on présente une méthode pour obtenir les équations cinématiques et statiques d'un doigt de préhenseur modelé sur les manipulateurs parallèles plans, en se servant de visseurs réciproques.

2.3.1 Hypothèses sur les architectures de doigt

On décrit ici les restrictions sur l'architecture de doigt nécessaires pour effectuer l'analyse cinématique et statique.

1. Le doigt est équivalent à une chaîne cinématique d'un manipulateur parallèle plan et non-redondant ayant jusqu'à 3 degrés de liberté. La base et la plate-forme du manipulateur sont connectées par 1, 2 ou 3 sous-chaînes sérielles.
2. Les articulations actionnées sont sélectionnées de façon arbitraire. Chaque sous-chaîne contient moins de trois articulations non-actionnées.
3. Le nombre de phalanges est égal au nombre de degrés de liberté du doigt.
4. N'importe lequel des liens peut être une phalange.

2.3.2 Méthodologie

En ce qui concerne les manipulateurs parallèles décrits par Zlatanov *et al.* (1994), les analyses cinématique et statique ont déjà été étudiées en détail. Ces manipulateurs qui comportent une base et une plate-forme possèdent n degrés de liberté et contiennent k sous-chaînes sérielles. Ces k sous-chaînes sérielles ont n articulations à 1 degré de liberté et lient la base à la plate-forme. Seulement n de ces kn articulations sont actionnées.

L'étude d'un doigt de préhenseur sous-actionné se distingue de celle pour les manipulateurs parallèles plans décrit dans l'article de Zlatanov *et al.* (1994) de deux façons :

(i) les sous-chaînes peuvent contenir un nombre différent d'articulations et (ii) la phalange peut être un lien quelconque, non nécessairement la plate-forme.

Un *visseur* général décrit le mouvement instantané d'un corps rigide. On le représente par le vecteur $\boldsymbol{\xi}$ contenant les trois vitesses angulaires autour et les trois vitesses linéaires le long des axes du repère,

$$\boldsymbol{\xi} = (\boldsymbol{\omega}, \mathbf{v}) = (\omega_x, \omega_y, \omega_z, v_x, v_y, v_z). \quad (2.91)$$

Un *torseur* général décrit le système de forces et de moments qui agissent sur un corps rigide. On le représente par le vecteur $\boldsymbol{\zeta}$ contenant les trois moments autour et les trois forces le long des axes du repère,

$$\boldsymbol{\zeta} = (\mathbf{f}, \mathbf{m}) = (f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z). \quad (2.92)$$

L'action du torseur sur le visseur est le travail instantané fait par le torseur le long du visseur lors du mouvement. Ceci définit le produit de visseur réciproque et est donné par l'équation suivante :

$$\boldsymbol{\zeta} \circ \boldsymbol{\xi} = \mathbf{m} \cdot \boldsymbol{\omega} + \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} = m_x \omega_x + m_y \omega_y + m_z \omega_z + f_x v_x + f_y v_y + f_z v_z. \quad (2.93)$$

La condition de réciprocité se produit lorsque le torseur n'applique aucune puissance sur le visseur. Le produit réciproque du torseur et du visseur est donc nul. Dans cette configuration, on dit que le torseur et le visseur sont réciproques l'un à l'autre.

$$\boldsymbol{\zeta} \circ \boldsymbol{\xi} = 0 \quad (2.94)$$

Pour les mécanismes plans, le visseur plan $\boldsymbol{\xi}$ contient la vitesse angulaire autour de l'axe z du repère et les deux vitesses linéaires le long des axes x et y ,

$$\boldsymbol{\xi} = (\omega, v_x, v_y). \quad (2.95)$$

Le système de visseurs plans, $\mathcal{E} = \text{Span}(\boldsymbol{\rho}_z, \boldsymbol{\tau}_x, \boldsymbol{\tau}_y)$, est autoréciproque. Dans l'analyse cinématique, on cherche des visseurs qui sont réciproques à certains visseurs du mécanisme, mais non à tous les visseurs. Les visseurs réciproques souhaités se trouvent dans l'espace $\mathcal{W} = \text{Span}(\boldsymbol{\rho}_x, \boldsymbol{\rho}_y, \boldsymbol{\tau}_z)$, contenant les forces pures dans le plan $x-y$ et le moment pur autour de l'axe z . Donc, on définit un torseur plan $\boldsymbol{\zeta}$ contenant le moment autour de l'axe z et les deux forces le long des axes x et y ,

$$\boldsymbol{\zeta} = (f_x, f_y, m). \quad (2.96)$$

Dans le plan, le produit de visseur réciproque est donné par l'équation suivante :

$$\boldsymbol{\zeta} \circ \boldsymbol{\xi} = m\omega + \mathbf{f} \cdot \mathbf{v} = m\omega + f_x v_x + f_y v_y. \quad (2.97)$$

La condition de réciprocité dans le plan se produit lorsque le produit réciproque du torseur et du visseur est nul.

Pour effectuer une analyse cinématique et statique d'un préhenseur sous-actionné, on modifie la méthode de visseur réciproque décrite par Zlatanov *et al.* (1994) pour les manipulateurs parallèles. On exprime le visseur de la plate-forme comme une combinaison linéaire de visseurs d'articulation dans chaque sous-chaîne sérielle. On élimine ensuite les visseurs des articulations non-actionnées (en se servant du produit de visseur réciproque) en multipliant l'équation de vitesse par un visseur réciproque. Si les visseurs réciproques sont bien choisis, (comme un ensemble maximal de visseurs linéairement indépendants), l'équation entrées-sorties qui résulte est une condition nécessaire et suffisante de la faisabilité du mouvement instantané du mécanisme.

La cinématique instantanée est décrite en exprimant le visseur de phalange $\boldsymbol{\xi}$ comme une combinaison linéaire des visseurs d'articulation dans chacune des k sous-chaînes sérielles, reliant la phalange à la base via les k sous-chaînes différentes de la chaîne parallèle :

$$\boldsymbol{\xi} = \sum_{i \in L_j} \boldsymbol{\xi}_i \dot{\theta}_i, \quad j = 1, \dots, k, \quad (2.98)$$

où $\dot{\theta}_i$, $\boldsymbol{\xi}_i$, $i = 1, 2, 3 \dots$ sont, respectivement, les vitesses des articulations et les visseurs d'articulation. Soit L_j le sous-ensemble de valeurs correspondant aux articulations dans la j -ième sous-chaîne. Lorsque la phalange est différente de la plate-forme, les sous-chaînes et donc les sous-ensembles L_j ne sont pas disjoints. L'objectif est d'éliminer les visseurs d'articulation non-actionnée de l'équation (2.98) et d'obtenir une équation entrées-sorties reliant le visseur de la phalange aux vitesses d'entrée.

2.3.3 Analyse

Étant donné les suppositions décrites ci-dessus, on peut classifier les résultats en trois cas distincts.

Cas 1. Il existe deux ou moins visseurs d'articulation non-actionnée dans chaque sous-chaîne du doigt.

Pour chacune des sous-chaînes, on choisit un ensemble maximal de visseurs réciproques linéairement indépendants. Le produit réciproque de chacun de ces visseurs et l'équation de vitesse de la sous-chaîne ne contiendra aucune vitesse d'articulation non-actionnée. Le système d'équations entrées-sorties qui résulte est une condition nécessaire et suffisante de la faisabilité des vitesses. Il consistera en exactement trois équations, à moins que le mécanisme ne se trouve dans une configuration singulière dans laquelle deux visseurs d'articulation non-actionnée dans une sous-chaîne sont linéairement dépendants.

Exemple 1 : À la figure 2.4(a) on retrouve un doigt à 2 degrés de liberté ayant trois sous-chaînes sérielles. On indique les articulations actionnées par les cercles noirs et la phalange par la flèche. Des trois sous-chaînes sérielles, (1, 2, 3), (4, 5) et (6, 7, 8), on définit trois équations de visseurs instantanés. On se sert des visseurs réciproques, $\boldsymbol{\zeta}_{13}$, $\boldsymbol{\zeta}_{45}$ et $\boldsymbol{\zeta}_{78}$ pour éliminer les visseurs d'articulation non-actionnée dans chacune des sous-chaînes sérielles. Sous une forme matricielle, les équations entrées-sorties deviennent :

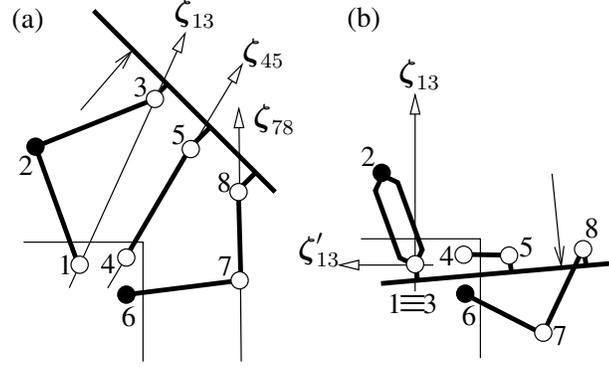


FIG. 2.4 – Cas 1 (a) configuration non-singulière (b) configuration singulière

$$\begin{bmatrix} \zeta_{13}^\circ \\ \zeta_{45}^\circ \\ \zeta_{78}^\circ \end{bmatrix} \xi = \begin{bmatrix} \zeta_{13}^\circ \circ \xi_1 & 0 & 0 \\ 0 & \zeta_{78}^\circ \circ \xi_6 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_6 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (2.99)$$

où $[\zeta_{ij}^\circ]$ dénote la matrice-ligne $[f_{ijx} \ f_{ijy} \ m_{ij}]$.

Afin que la matrice de produit de visseurs réciproques soit carrée et donc inversible, on ajoute une ligne et une colonne de zéros ainsi que la valeur 1 indiquée dans l'exemple ci-haut.

À la figure 2.4(b), les articulations 1 et 3 deviennent coïncidentes. Puisque les visseurs des articulations non-actionnées forment un système de visseurs de dimension 1, on doit choisir deux visseurs réciproques linéairement indépendants, ζ_{13} et ζ'_{13} passant par le point $1 \equiv 3$. Ceci génère une quatrième équation de vitesse :

$$\zeta'_{13} \circ \xi = \zeta'_{13} \circ \xi_2 \dot{\theta}_2. \quad (2.100)$$

Cas 2. Il existe une sous-chaîne dans le mécanisme qui ne contient aucun visseur d'articulation non-actionnée.

Les autres sous-chaînes contiennent trois ou plus de ces visseurs. L'équation de vitesse de la première sous-chaîne sérielle contient seulement des vitesses d'articulation actionnée. En conséquence, cette équation donne immédiatement trois équations

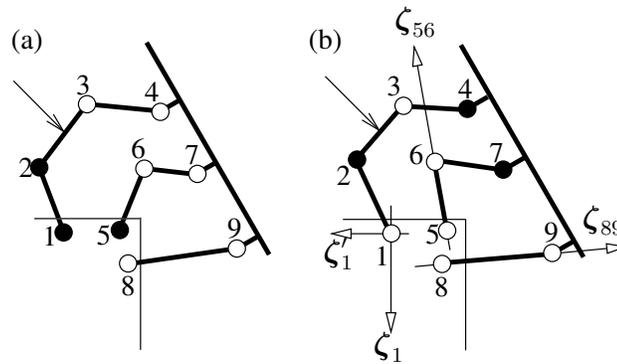


FIG. 2.5 – (a) Cas 2 (b) Cas 3

entrées-sorties scalaires. Ces équations décrivent complètement la cinématique instantanée du doigt à moins que tous les visseurs d'articulation non-actionnée dans une des autres sous-chaînes appartiennent à un système de visseurs de dimension 2. Dans une configuration singulière, on décrit l'entrée et la sortie en définissant une autre équation. Cette équation est obtenue en éliminant tous les visseurs d'articulation non-actionnée dans la sous-chaîne sérielle. On élimine ces visseurs en les multipliant par un visseur réciproque. Un tel visseur réciproque existe puisque les visseurs non-actionnés n'engendrent qu'un système de visseurs de dimension 2.

Exemple 2 : À la figure 2.5(a) on retrouve un mécanisme ayant deux sous-chaînes sérielles contenant exactement quatre visseurs d'articulation non-actionnée. En examinant la sous-chaîne (1,2), on génère les trois équations ne contenant que des visseurs d'articulation actionnée :

$$\xi = \xi_1 \dot{\theta}_1 + \xi_2 \dot{\theta}_2 . \quad (2.101)$$

Cas 3. Dans ce cas, le mécanisme possède trois pattes. Une sous-chaîne contient une articulation non-actionnée et les deux autres sous-chaînes contiennent exactement trois de ces articulations.

La première sous-chaîne génère deux équations qui sont linéairement indépendantes. On génère la troisième équation en se servant d'une technique d'élimination faisant partie des équations de visseurs des deux autres sous-chaînes. La deuxième hypothèse sur l'architecture du doigt implique qu'il existe un visseur d'articulation non-actionnée com-

mun aux deuxième et troisième sous-chaînes. On sélectionne des visseurs réciproques qui éliminent les quatre visseurs d'articulation non-actionnée non communs aux deux sous-chaînes. En conséquence, on obtient un système de deux équations scalaires contenant seulement un visseur d'articulation non-actionnée. On élimine ce visseur d'articulation en prenant une combinaison linéaire des deux équations.

Exemple 3 : À la figure 2.5(b) on retrouve un mécanisme comportant deux sous-chaînes n'ayant que trois visseurs d'articulation non-actionnée. On utilise les visseurs réciproques ζ_1 et ζ'_1 pour éliminer le visseur d'articulation non-actionnée dans la sous-chaîne (1, 2). Le visseur d'articulation 3 est commun aux deux sous-chaînes qui restent. On se sert du visseur réciproque ζ_{56} pour éliminer les deux visseurs d'articulation non-actionnée 5 et 6 et le visseur réciproque ζ_{89} pour éliminer les deux visseurs d'articulation non-actionnée 8 et 9. En conséquence, on obtient les deux équations suivantes :

$$\zeta_{56} \circ \xi = \zeta_{56} \circ \xi_3 \dot{\theta}_3 + \zeta_{56} \circ \xi_4 \dot{\theta}_4 + \zeta_{56} \circ \xi_7 \dot{\theta}_7 \quad (2.102)$$

$$\zeta_{89} \circ \xi = \zeta_{89} \circ \xi_3 \dot{\theta}_3 + \zeta_{89} \circ \xi_4 \dot{\theta}_4. \quad (2.103)$$

On multiplie ensuite l'équation (2.102) par la constante c_1 et l'équation (2.103) par la constante c_2 et on les additionne. En choisissant $c_1 = \zeta_{89} \circ \xi_3$ et $c_2 = -\zeta_{56} \circ \xi_3$, on élimine $\dot{\theta}_3$. L'équation entrées-sorties devient :

$$\begin{bmatrix} \zeta_1 \circ \\ \zeta'_1 \circ \\ c_1 \zeta_{56} \circ - c_2 \zeta_{89} \circ \end{bmatrix} \xi = \begin{bmatrix} \zeta_1 \circ \xi_2 & 0 & 0 \\ \zeta'_1 \circ \xi_2 & 0 & 0 \\ 0 & c_1 \zeta_{56} \circ \xi_4 - c_2 \zeta_{89} \circ \xi_4 & c_1 \zeta_{56} \circ \xi_7 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{\theta}_7 \end{bmatrix}. \quad (2.104)$$

2.3.4 Équation entrées-sorties générale

Selon l'analyse effectuée dans la section précédente, on peut exprimer l'équation entrées-sorties sous une forme matricielle pour chacun des trois cas distincts.

$$\mathbf{R}\boldsymbol{\xi} = \mathbf{\Lambda}\dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (2.105)$$

où $\dot{\boldsymbol{\theta}}$ est le vecteur des vitesses d'articulations actionnées (il est possible que cette matrice soit augmentée avec des zéros dans l'exemple 1), alors que \mathbf{R} et $\mathbf{\Lambda}$ sont des matrices jacobiniennes de dimension 3×3 . L'équation statique qui correspond à l'équation cinématique donnée ci-haut est définie comme suit :

$$\mathbf{w} = \mathbf{R}^T(\mathbf{\Lambda}^{-1})^T \mathbf{f}, \quad (2.106)$$

où \mathbf{w} est le torseur au point de contact et est la matrice de moments d'articulation.

De l'analyse cinématique et statique d'un doigt de préhenseur ayant l'architecture décrite dans la section 2.2.1., on peut classifier les résultats en trois cas distincts. Dans chacun des cas, on peut éliminer les vitesses d'articulation non-actionnée des équations de la cinématique instantanée et on obtient une équation entrées-sorties.

Chapitre 3

Modélisation et simulation dynamique de préhenseurs sous-actionnés

3.1 Topologie des préhenseurs étudiés

Comme il a été mentionné au chapitre précédent, on étudie trois topologies de préhenseur sous-actionné différentes. En effectuant une étude sur chacune de ces trois topologies, on pourra ensuite proposer une méthode générale pour optimiser le design d'un préhenseur sous-actionné quelconque.

La première topologie, un mécanisme plan à 2 degrés de liberté comportant 5 barres, est montrée à la figure 3.1. La deuxième topologie, montrée à la figure 3.2, est un

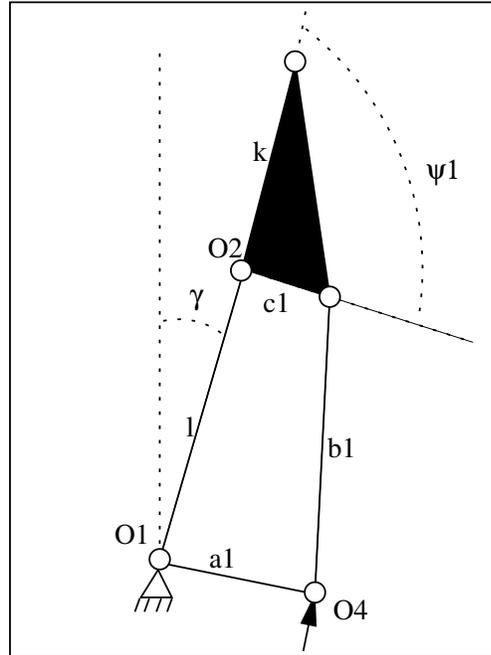


FIG. 3.1 – Topologie 1 : mécanisme à 2-ddl et à cinq barres.

mécanisme plan à 2 degrés de liberté comportant 7 barres. La troisième topologie, montrée à la figure 3.3, est un mécanisme plan à 3 degrés de liberté, comportant 8 barres. Le tableau 3.1 fournit les paramètres cinématiques des topologies étudiées tout au long de cette recherche.

Topologie	l	k	j	a_1	b_1	c_1	a_2	b_2	c_2	γ	ψ_1	ψ_2	ρ
2-ddl 5-barres	60.0	40	–	40	55.0	16	–	–	–	20	121.4	–	–
2-ddl 7-barres	30.0	60	40	40	30	25	35	30	22	20	10	110	10
3-ddl 8-barres	61.0	43.2	38.1	38.1	58.4	19.1	31.8	43.2	12.7	20	40	95	–

TAB. 3.1 – Paramètres géométriques.

Dans sa configuration initiale, le doigt est complètement allongé et ses phalanges sont alignées. Pour cette étude, on a établi un angle initial de 20 degrés entre les phalanges alignées et la verticale. En connaissant l'angle initial du doigt et la valeur de la variable d'optimisation (qui sera décrite en détail au chapitre 4), il est ensuite possible de déterminer les coordonnées des articulations dans cette configuration initiale. Les longueurs et les paramètres angulaires du mécanisme pour les première et deuxième topologies sont extraits d'une étude précédente effectuée sur les préhenseurs sous-actionnés (Laliberté et Gosselin 1998). Pour la topologie ayant 3 degrés de liberté, on tire ces dimensions d'un design décrit dans l'article de (Laliberté et Gosselin 2001).

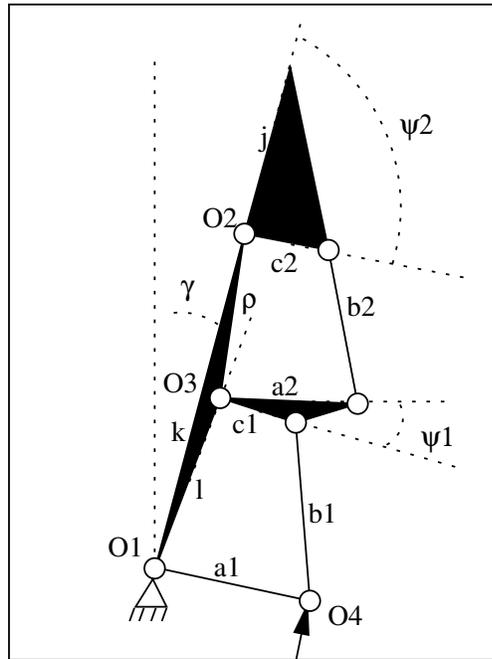


FIG. 3.2 – Topologie 2 : mécanisme à 2-ddl et à sept barres.

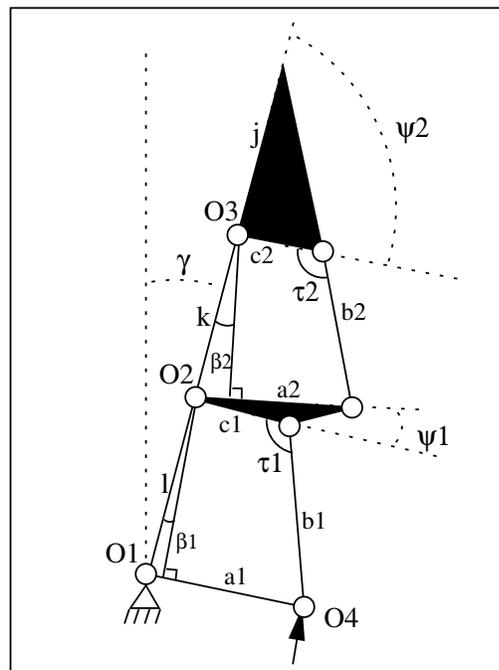


FIG. 3.3 – Topologie 3 : mécanisme à 3-ddl et à huit barres.

Ces auteurs ont démontré qu'il est possible d'optimiser le comportement de stabilité du doigt si l'angle de transmission, τ_i (montré à la figure 3.3) est près de 90 degrés dans une configuration moyenne. Dans une telle configuration, on peut déterminer les paramètres b_i et ψ_i , étant donné les longueurs de a_i et c_i . Dans une configuration moyenne, on peut définir l'angle α_i comme suit :

$$\alpha_i = \frac{(\alpha_{i,min} + \alpha_{i,max})}{2}, \quad i = 1, 2 \quad (3.1)$$

où $\alpha_{i,min}$ est la valeur minimale de l'angle α_i et $\alpha_{i,max}$ est la valeur maximale. On peut ensuite calculer les angles β_1 et β_2 , montrés à la figure 3.3, comme suit :

$$\beta_1 = \frac{\arcsin(a_1 - c_1)}{l}, \quad \beta_2 = \frac{\arcsin(a_2 - c_2)}{k} \quad (3.2)$$

Ceci permet de déterminer les valeurs de b_1 et b_2 :

$$b_1 = l \cos \beta_1, \quad b_2 = k \cos \beta_2 \quad (3.3)$$

D'où on tire les valeurs de ψ_i :

$$\psi_1 = \pi - \alpha_1 + \beta_2 - \beta_1, \quad \psi_2 = \frac{3\pi}{2} - \alpha_2 - \beta_2 \quad (3.4)$$

3.2 Construction d'un modèle de préhenseur sous-actionné dans ADAMS

Comme il a été mentionné au chapitre 1, on se sert du logiciel ADAMS pour construire un modèle d'un préhenseur sous-actionné. Ce logiciel permet aussi d'effectuer une simulation de ce modèle dans le but d'étudier son comportement dynamique. Contrairement à des études faites dans le passé, l'emploi d'ADAMS permet à l'utilisateur de simuler les effets inertiels et les effets de frottement associés au comportement dynamique d'un préhenseur sous-actionné. En plus, le modèle dynamique permettra à

l'usager de simuler une saisie rapide et continue, et de modéliser les effets des mouvements soudains de l'objet à saisir sur le comportement du doigt.

Dans cette section, on présente les démarches nécessaires pour construire un modèle d'un préhenseur sous-actionné à l'aide du logiciel ADAMS. Pour rendre l'analyse du préhenseur plus efficace, on ne modélise qu'un seul doigt. On suppose que les autres doigts fourniront les efforts requis pour maintenir l'objet en équilibre.

Avant de commencer la construction du doigt, on détermine d'abord les coordonnées d'articulation dans sa configuration initiale en connaissant les longueurs des liens et les valeurs initiales des angles correspondant au nombre de degrés de liberté dans le mécanisme. Une fois ces coordonnées connues, on se sert du tableau de points dans ADAMS, pour entrer les positions des articulations. Les liens entre les articulations sont ensuite créés en employant la commande *Link* sous le menu principal. De la même façon, on se sert de la commande *Rigid Body : Plate* pour créer la phalange distale pour les trois topologies, la phalange proximale pour la deuxième topologie et la plaque rigide qui se trouve entre les deux mécanismes à quatre barres des deuxième et troisième topologies. Ensuite on fixe les liens et les plaques les uns aux autres par des articulations rotoïdes à l'aide de la commande se trouvant dans le menu principal.

3.2.1 Ajout d'éléments élastiques

Pour appliquer le concept de sous-actionnement aux préhenseurs, il est nécessaire de remplacer certains actionneurs par des éléments passifs. Dans cette étude, le ressort élastique est modélisé dans ADAMS en se servant d'un ressort en torsion fixé entre les phalanges adjacentes. En d'autres termes, on fixe un ressort en torsion à l'articulation O_2 , montrée aux figures 3.1 et 3.2 pour les première et deuxième topologies. Pour la topologie ayant trois degrés de liberté, on place un ressort en torsion aux articulations O_2 et O_3 , montrées à la figure 3.3. Pour toutes les simulations effectuées, le ressort en torsion possède une raideur de 0.1 N-mm/deg.

3.2.2 Construction de butées mécaniques

Tel que mentionné auparavant, on se sert d'une butée mécanique pour empêcher le doigt d'atteindre une configuration d'hyperextension lors d'une prise de pincée. Dans ADAMS, on modélise cette butée en employant un moment de torsion restreint par des limites angulaires. Pour cette étude on établit des limites angulaires de 70 jusqu'à 180 degrés mesurés par rapport à la droite des phalanges. Cette droite est formée lorsque les phalanges sont alignées.

On sélectionne la commande *Applied Force : Torque (Single Component)* pour créer la butée mécanique dans ADAMS. Ensuite, le logiciel demande à l'utilisateur d'indiquer où la force s'appliquera, la direction de la construction et la caractéristique de la force. En ce qui concerne la direction de la force, on choisit l'option *Between Two Bodies*. On sélectionne ensuite l'option *Normal to Grid* et l'option *Constant Torque* pour la direction de construction et pour la caractéristique de la force, respectivement. Ensuite, ADAMS demande à l'utilisateur de sélectionner les deux corps qui sont associés à la force. Comme on voudrait fixer une butée à la liaison entre les phalanges, on sélectionne les deux phalanges adjacentes. En d'autres mots, on fixe la butée à l'articulation O_2 , montrée aux figures 3.1 et 3.2, pour les première et deuxième topologies et aux articulations O_2 et O_3 , montrées à la figure 3.3, pour la topologie ayant 3 degrés de liberté.

On se sert de la fonction *BISTOP* dans ADAMS pour fixer la frontière du déplacement de la phalange distale par rapport à la proximale. Cette fonction permet de modéliser deux limites angulaires. Pour ce faire, il faut d'abord créer deux marqueurs coïncidents. Un de ces marqueurs (marqueur 1) doit être fixé sur la première phalange proximale et l'autre (marqueur 2) fixé sur la deuxième. Le dernier (marqueur 2) définit un repère autour duquel le premier tourne. La fonction suivante permet d'appliquer les deux limites angulaires à la butée mécanique. On entre cette fonction dans l'espace marqué *Expression* dans la fenêtre fournie.

```
BISTOP(
AZ(MARQUEUR1, MARQUEUR2),
WZ(MARQUEUR1, MARQUEUR2),
0d, 130d, 1e8, 1.03, .01d)
```

Cette fonction indique que les limites angulaires du premier marqueur sont de 0

jusqu'à 130 degrés par rapport au deuxième marqueur. Les trois arguments qui suivent les limites angulaires sont expliqués dans le manuel de l'utilisateur d'ADAMS (Mechanical Dynamics, Inc. 2000).

3.2.3 Création d'un capteur pour arrêter la simulation

On crée un capteur pour arrêter la simulation lorsque la vitesse de toutes les articulations est nulle. Pour ce faire, on sélectionne l'option *Sensor* dans ADAMS. On définit ensuite une fonction quasi-booléenne dans la boîte marquée *Expression* pour déclencher l'arrêt de la simulation. Puisqu'on ne se sert pas de vrais booléens, cette fonction utilise la commande *STEP* dans ADAMS afin de sortir une valeur qui vaut près de 1 ou 0. On écrit d'abord des sous-fonctions pour mesurer les vitesses articulaires. Le nombre de sous-fonctions requis correspond au nombre de degrés de liberté dans le mécanisme. Pour un mécanisme ayant deux degrés de liberté, le mécanisme s'arrête lorsque la vitesse angulaire de deux de ces articulations égale zéro. Chaque sous-fonction vaut près de 0 si la vitesse angulaire n'est pas nulle et vaut près de 1 si la vitesse angulaire est nulle. On sélectionne la condition *Equal* dans le menu *Sensor*. Ceci indique au logiciel qu'on souhaite arrêter la simulation lorsque la fonction quasi-booléenne égale la valeur entrée dans la boîte intitulée *Value*. La valeur de cette dernière est égale au nombre de degrés de liberté dans le mécanisme ou, en d'autres mots, au nombre de sous-fonctions écrites. La fonction suivante permet d'arrêter la simulation dynamique d'un mécanisme ayant deux degrés de liberté lorsque la vitesse des articulations choisies est nulle.

```
STEP(ABS(WZ(MARQUEUR1,MARQUEUR2), 0, 1, 1, 0) +
STEP(ABS(WZ(MARQUEUR3,MARQUEUR4), 0, 1, 1, 0)
```

Les marqueurs 1 et 2 dans cette expression correspondent à deux repères fixés à deux liens s'intersectant à la première articulation. On fixe le marqueur 1 à un de ces liens et on fixe l'autre au deuxième lien. Le marqueur 2 définit un repère autour duquel le premier tourne. De cette manière, si la vitesse du repère 2 par rapport au repère 1 est nulle, la première fonction *STEP* produira une valeur près de 1. Si la vitesse du repère 2 par rapport au repère 1 n'est pas nulle, elle produira une valeur près de 0. De la même façon, on définit les marqueurs 3 et 4 pour mesurer la vitesse articulaire de la deuxième articulation. Dans cet exemple, la valeur de cette fonction égalera 2 lorsque

la vitesse de toutes les articulations est nulle.

3.2.4 Modélisation de forces appliquées

Pour mesurer les forces de contact entre les phalanges et l'objet, on clique sur la commande *Contact Forces* dans ADAMS. Le logiciel demande ensuite de sélectionner les deux objets entre lesquels la force s'applique. Dans ce cas, on souhaite calculer les forces de contact entre les phalanges du mécanisme et l'objet à saisir. Cette commande permet aussi à l'utilisateur de définir le type de frottement qui se produit entre l'objet et la phalange. Pour cette analyse, on suppose que le doigt de préhenseur est couvert d'une gaine en caoutchouc et qu'il entre en contact avec un objet d'acier. Le coefficient de frottement statique et le coefficient de frottement dynamique sont 0.8 et 0.76, respectivement. Comme cette option ne permet pas à l'utilisateur de déterminer directement le module des forces de contact lors d'une simulation multi-essais, une macro commande écrite en langage d'ADAMS a été créée pour ce faire (voir l'annexe A pour la macro commande).

Pour mettre en marche le mouvement du doigt, on applique la force du moteur placé à l'articulation O_4 au bout du lien a_1 , (montré aux figures 3.1, 3.2 et 3.3). À cette liaison, on fixe une force constante et toujours perpendiculaire à cette dernière. Il est important de noter que la force à l'articulation O_4 vient d'un moteur placé à O_1 . En conséquence, on modélise la contribution de ce moteur par une force perpendiculaire au lien a_1 . Pour créer cette force, on clique sur la commande *Applied Force : Force (Single Component)* dans le menu *Create Forces*. Pour que la force soit toujours normale à la barre, a_1 , on sélectionne l'option *Body Moving*. Avec la souris, on choisit la liaison à laquelle on voudrait appliquer la force et on indique ensuite la direction dans laquelle la force s'applique.

3.2.5 Développement de variables de design

Pour varier certains paramètres lors d'une optimisation, on se sert de ce que l'on appelle une *variable de design* dans ADAMS. Ceci permet à l'utilisateur d'étudier l'effet d'une variable dans le but d'optimiser le design du modèle. En ce qui concerne cette

recherche, on souhaite optimiser la distribution des grandeurs des forces de contact du doigt en variant la taille de l'objet à saisir et la hauteur de cet objet au-dessus de la paume. En d'autres termes, on voudrait optimiser le rapport entre les différentes forces de contact.

Pour créer une variable de design modifiant la hauteur de l'objet au-dessus de la paume, il faut créer un point coïncident avec le marqueur définissant le centre de masse de l'objet à saisir. Ensuite, on associe la variable de design, *hauteur*, à la coordonnée y du point décrit ci-haut en allant dans le tableau de points. Dans ce tableau, on sélectionne la coordonnée y de ce point et on clique ensuite sur la boîte qui se trouve au-dessus des entêtes Loc_X , Loc_Y et Loc_Z . On sélectionne ensuite l'option *Parameterize* \rightarrow *Create Design Variable* \rightarrow *Real* pour ouvrir la fenêtre de variable de design. Pour établir les limites de la variable de design, on entre les valeurs maximales et minimales dans les espaces *Min. Value* et *Max. Value*, respectivement.

De la même façon, pour effectuer des simulations tout en variant la taille de l'objet, on établit une variable de design associée aux dimensions de celui-ci. La façon dont on définit cette variable de design varie selon la forme de l'objet. Pour un cylindre, on crée une variable de design associée à son rayon en cliquant sur le centre de masse du cylindre avec le bouton de droite. Dans la fenêtre qui s'ouvre, on clique sur l'espace contenant le rayon de l'objet avec le bouton de droite et on sélectionne l'option *Parameterize* \rightarrow *Create Design Variable* \rightarrow *Real* pour associer une variable de design au rayon. Ceci permet à l'utilisateur de modifier le rayon du cylindre lors d'une optimisation.

Pour une sphère, on associe une variable de design à chacune des dimensions de rayon dans les directions x , y et z , respectivement. Pour ce faire, on clique sur le centre de masse de la sphère et on sélectionne la boîte intitulée *X Scale Factor* avec le bouton de droite. Comme il a été mentionné ci-haut, on choisit l'option *Parameterize* \rightarrow *Create Design Variable* \rightarrow *Real* pour associer une variable de design au rayon de la sphère dans la direction x . De la même façon, on établit des variables de design pour les rayons dans les directions y et z . Les variables de design dans les directions x , y et z sont appelées s_x , s_y et s_z , respectivement.

Pour un frustum, on associe la variable r_b au rayon du bas et la variable r_h au rayon du haut, respectivement, en cliquant avec le bouton de droite sur les boîtes *Bottom Radius* et *Top Radius* dans la fenêtre de frustum. Ceci permet à l'utilisateur de contrôler

la dimension du rayon du bas et du rayon du haut du frustum.

Pour le cube, il est nécessaire d'associer trois variables de design pour varier la longueur des côtés de ce dernier tout en maintenant fixe son centre de masse lors d'une optimisation. En cliquant sur le cube avec le bouton de droite, on ouvre le tableau d'options permettant à l'utilisateur de modifier les dimensions de ce dernier. Dans l'espace intitulé *Diag Corners Coords*, on crée les variables b_x et b_y , en substituant ces deux variables par les deux premières valeurs par défaut. Ceci fournit au logiciel les coordonnées requises pour construire le cube souhaité et permet à l'utilisateur de contrôler les coordonnées des côtés du cube. Pour que le centre de masse du cube reste fixe lors d'une optimisation, on crée la variable p_x associée à un point créé par l'utilisateur à l'origine du repère du cube.

Le tableau 3.2 affiche les valeurs minimales et maximales des variables d'optimisation décrites ci-haut.

3.3 Objets étudiés

Afin d'optimiser la performance du doigt de préhenseur, on a étudié les résultats de plusieurs simulations dynamiques en se servant d'une série d'objets différents. Dans cette étude, on examine le serrage d'une sphère, d'un cylindre, d'un frustum et d'un cube. Les géométries de chacun de ces objets se trouvent facilement dans la boîte d'outils dans le visuel graphique d'ADAMS et sont modélisés sur des corps fixés au sol.

Pour la première topologie, on étudie les forces de contact entre les phalanges du doigt et l'objet à saisir en effectuant des simulations utilisant quatre formes différentes : un cylindre, une sphère, un frustum et un cube. On varie la hauteur de l'objet au-dessus de la paume et les dimensions respectives de ce dernier, tel que montré au tableau 3.2. Pour les deuxième et troisième topologies, on choisit une sphère comme l'objet à saisir et on varie son rayon et sa hauteur au-dessus de la paume lors des optimisations. Pour les trois topologies, on souhaite étudier l'effet de ces variables sur les valeurs des forces de contact. Les résultats de ces simulations aideront à déterminer le design optimal de chacune de ces trois topologies.

Topologie	Objet	Hauteur de l'objet	Variable de design
2-ddl (5-barres)	cylindre	90–98mm	$rayon = 40\text{--}60\text{mm}$
	sphère	90–98mm	$s_x = 40\text{--}60\text{mm}$ $s_y = 40\text{--}60\text{mm}$ $s_z = 40\text{--}60\text{mm}$
	frustum	75–85mm	$r_b = 15\text{--}25\text{mm}$ $r_h = 10\text{--}20\text{mm}$
	cube	105–115mm	$b_x = 30\text{--}40\text{mm}$ $b_y = 30\text{--}40\text{mm}$ $p_x = 15\text{--}20\text{mm}$
2-ddl (7-barres)	sphère	90–98mm	$s_x = 40\text{--}60\text{mm}$ $s_y = 40\text{--}60\text{mm}$ $s_z = 40\text{--}60\text{mm}$
3-ddl (8-barres)	sphère	108–111mm	$s_x = 66\text{--}70\text{mm}$ $s_y = 66\text{--}70\text{mm}$ $s_z = 66\text{--}70\text{mm}$

TAB. 3.2 – Paramètres des objets.

3.4 Séquence de simulation

La figure 3.4 illustre une séquence de fermeture du doigt à 2 degrés de liberté comportant 5 barres. On met en marche le doigt en appliquant une force au point O_4 , montré à la figure 3.1, toujours perpendiculaire au lien a_1 . À la figure 3.4(a) le doigt se trouve dans sa configuration initiale et se comporte comme un corps rigide tournant autour du point O_1 . À la figure 3.4(b), la phalange proximale entre en contact avec l'objet. À la figure 3.4(c), la phalange distale se met à tourner par rapport à la première. Comme le mouvement de la phalange proximale est contraint par l'objet, la phalange distale se ferme sur l'objet pendant cette phase. À la figure 3.4(d), les deux phalanges sont entrées en contact avec l'objet et la simulation de la prise est complétée.

Ce type de simulation permet d'étudier le comportement dynamique du doigt y

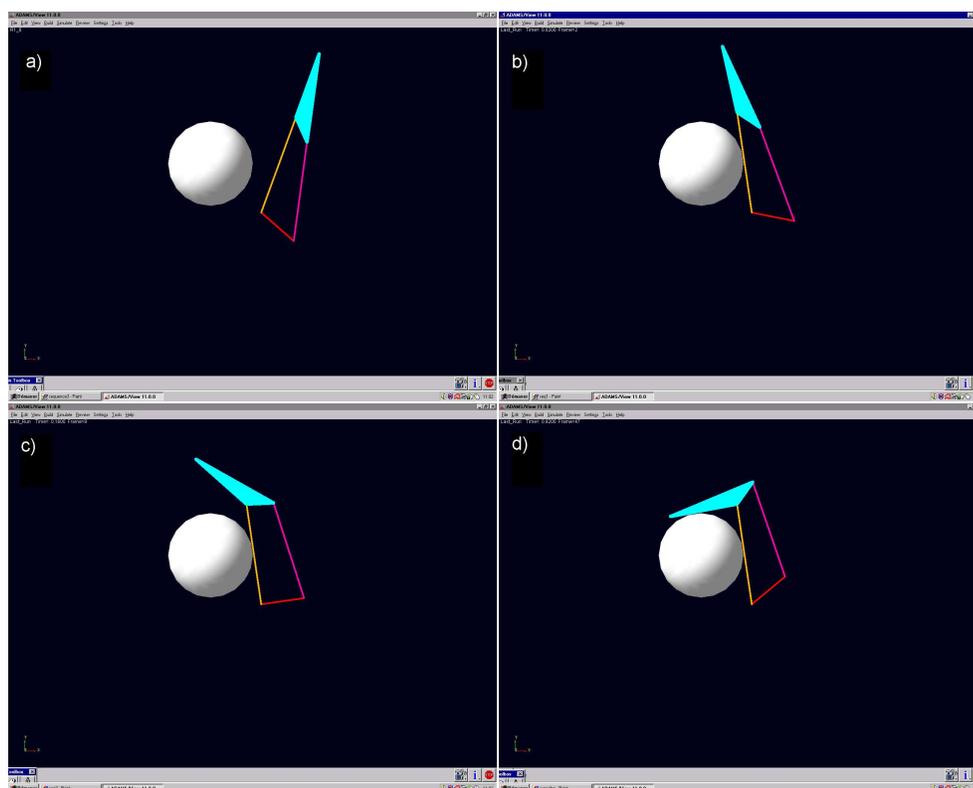


FIG. 3.4 – Séquence de simulation : a) Configuration initiale. b) Contact établi entre phalange proximale et objet. c) Rotation de phalange distale. d) Prise complétée.

compris les effets inertiels et le frottement entre les phalanges et l'objet à saisir. En définissant la variable de design R_i (qui sera décrite en détail au chapitre 4), il sera possible d'utiliser ce type de simulation afin de déterminer le design optimal du doigt à l'aide du sous-logiciel ADAMS/Insight.

Chapitre 4

Optimisation de préhenseurs sous-actionnés à l'aide du logiciel ADAMS

4.1 Variables d'optimisation

On se sert d'ADAMS/Insight pour effectuer l'optimisation du design des doigts de préhenseur. ADAMS/Insight est un sous-logiciel d'ADAMS qui possède la capacité d'effectuer une série de simulations dans le but de déterminer la configuration optimale d'un design donné.

Les résultats des études faites auparavant démontrent que plusieurs paramètres géométriques sont impliqués dans le design d'un préhenseur sous-actionné (Laliberté

et Gosselin 1998 ; Laliberté et Gosselin 2001 ; Shimojima *et al.* 1987). Il est important de noter que le comportement du doigt dépend de ces paramètres puisque les degrés de liberté du mécanisme ne peuvent être contrôlés d'une façon indépendante. Donc, le choix des paramètres de design est très important. Le grand nombre de paramètres peut rendre complexe la tâche d'optimiser le design du doigt. Pour simplifier cette étude, on impose des relations entre ces paramètres afin de réduire le nombre de variables de design à une seule. Il a été démontré auparavant dans l'article de Laliberté et Gosselin (1998) que le rapport $R = a_i/c_i$ dicte principalement le comportement du doigt. Les paramètres a_i et c_i sont les longueurs des barres, montrées aux figures 3.1, 3.2 et 3.3.

Pour la première topologie, on varie le rapport, R_1 décrit ci-haut dans l'optimisation. Pour minimiser la taille du doigt, le lien c_1 montré à la figure 3.1 doit être aussi petit que possible, mais est restreint par la présence de la butée mécanique. En fixant la longueur c_1 , la longueur a_1 est aussi fixe pour une valeur de R_1 choisie. Pour les deuxième et troisième topologies, on définit les deux variables R_1 et R_2 représentant, respectivement, les rapports entre les longueurs des liens a_1 et c_1 , et a_2 et c_2 , montrées aux figures 3.2 et 3.3. Pour simplifier la procédure d'optimisation, on développe une relation entre les rapports R_1 et R_2 afin qu'un seul paramètre soit varié. Pour ce faire, on définit le rapport R_2 en fonction de R_1 , où R_1 est multiplié par la constante de proportionnalité k_2/k_1 . On tire ces constantes, k_1 et k_2 , des études faites auparavant sur les deuxième et troisième topologies (Laliberté et Gosselin 1998 ; Laliberté et Gosselin 2001). Ces constantes, k_1 et k_2 , représentent les rapports optimaux de R_1 et R_2 , respectivement. On décrit la relation entre les deux rapports, R_1 et R_2 , pour la deuxième et troisième topologies comme suit :

$$R_2 = \frac{k_2}{k_1} R_1 \quad (4.1)$$

Si on fixe les longueurs c_i , pour les valeurs données de R_1 et R_2 , on peut contrôler la variation des paramètres de design en modifiant la longueur de a_1 , la variable d'optimisation, comme suit :

$$a_2 = \frac{k_2}{k_1} \frac{c_2}{c_1} a_1 \quad (4.2)$$

On effectuera une deuxième étude sur la deuxième topologie en fixant la longueur de a_i et en variant la longueur c_1 , la variable d'optimisation, soit :

$$c_2 = \frac{k_1 a_2}{k_2 a_1} c_1 \quad (4.3)$$

Pour la première topologie, on construit un doigt pour chaque valeur de la variable d'optimisation, R_1 , pour laquelle on voudrait effectuer une simulation. Pour la deuxième topologie, on se sert des équations (4.2) et (4.3) pour modéliser les doigts correspondant aux valeurs choisies de a_1 et c_1 . De la même façon, on se sert de l'équation (4.2) afin de construire un doigt correspondant à chaque valeur choisie de a_1 pour la troisième topologie. On sauvegarde ensuite chaque doigt construit dans un fichier *.cmd*.

4.2 Fonction Objective

Le but de cette analyse est d'optimiser la distribution des grandeurs des forces de contact entre l'objet et les phalanges. En d'autres termes, on tente de distribuer les grandeurs des forces de contact d'une manière aussi égale que possible afin de stabiliser l'objet et d'éviter des forces locales trop grandes.

Afin d'évaluer la performance globale du doigt de préhenseur, on développe une fonction objective impliquant les forces de contact. Étant donné que les première et deuxième topologies comportent deux phalanges et donc deux forces de contact, on obtient un design optimal lorsque la valeur absolue de la différence entre les deux forces de contact est un minimum. Pour les deux mécanismes à deux degrés de liberté, on définit la fonction objective comme suit :

$$\eta_{12} = \sum_{i=1}^n \frac{|f_{1i} - f_{2i}|}{n} \quad (4.4)$$

où n est le nombre de simulations effectuées pour chaque doigt et f_{ji} est la force de contact à la phalange j de la i -ième simulation.

Étant donné que la troisième topologie comporte trois phalanges et donc trois forces de contact, il est nécessaire de définir une nouvelle fonction objective pour optimiser la distribution des forces. Ici, on décrit la fonction objective comme la somme des valeurs absolues des différences des forces adjacentes, divisée par le nombre de simulations effectuées, soit :

$$\eta_3 = \sum_{i=1}^n \frac{|f_{1i} - f_{2i}| + |f_{2i} - f_{3i}|}{n} \quad (4.5)$$

où n est le nombre de simulations effectuées pour chaque doigt et f_{ji} est la force de contact à la phalange j de la i -ième simulation.

Pour l'analyse effectuée ici, on n'étudie que la prise ferme. Dans une telle prise, le module des forces de serrage est grand et les phalanges enveloppent complètement l'objet à saisir. Afin d'obtenir des résultats fiables provenant du processus d'optimisation, il est nécessaire que toutes les phalanges entrent en contact avec l'objet pendant les simulations de serrage. Sinon les équations précédentes doivent être modifiées.

Le tableau 4.1 indique le nombre de doigt testés par objet, le nombre de simulations effectuées par objet et les limites de l'intervalle de la variable d'optimisation pour chaque topologie. On effectue chaque simulation jusqu'à ce que les résultats atteignent l'état d'équilibre. À la fin de chaque simulation pour chacun des doigts, on détermine la valeur absolue de la différence entre les deux forces de contact aux phalanges pour les deux mécanismes à 2 degrés de liberté et la somme des valeurs absolues des différences des forces adjacentes pour la topologie à 3 degrés de liberté. Une fois toutes les simulations de doigt effectuées, on calcule la valeur de la fonction objective en se servant de l'équation (4.4) pour les première et deuxième topologies et de l'équation (4.5) pour la troisième topologie. Pour étudier les résultats, on trace la valeur de la fonction objective par rapport à la variable d'optimisation choisie. On peut ensuite déterminer le design optimal en analysant les résultats de simulation montrés aux figures 4.1–4.7. Le design optimal est associé à la valeur de la variable d'optimisation qui produit la valeur de la fonction objective la plus basse.

Mécanisme	Objet	Intervalle de la variable d'optimisation	Nombre de doigts testés	Nombre de simulations
2-ddl (5-barres)	cube	$R_1=1.0-2.8$	10	9
	frustum	$R_1=1.0-2.8$	10	12
	sphère	$R_1=1.0-2.8$	10	9
	cylindre	$R_1=1.0-2.8$	10	9
2-ddl (7-barres)	sphère	$a_1=26-40\text{mm}$	9	9
		$c_1=23-39\text{mm}$	12	9
3-ddl (8-barres)	sphère	$a_1=24.1-38.1\text{mm}$	8	12

TAB. 4.1 – Paramètres d'optimisation.

4.3 Procédure d'optimisation à l'aide d'ADAMS

Dans cette section, on décrit la procédure suivie pour arriver à la configuration optimale du design de doigt en se servant d'ADAMS/Insight.

Comme il n'est pas possible dans ADAMS de mesurer directement le module d'une force de contact lors d'une simulation de multi-essais, une macro commande en langage d'ADAMS a été développée pour effectuer l'optimisation (voir l'annexe A pour les macros commandes des première et deuxième topologies et la macro commande de la troisième topologie). La macro commande écrite pour les topologies à deux degrés de liberté détermine les modules des deux forces de contact et calcule ensuite la valeur absolue de la différence entre elles. Ceci fournit à l'utilisateur le numérateur de l'équation (4.4). Pour la troisième topologie, la macro commande développée détermine les modules des trois forces de contact et calcule ensuite la somme des valeurs absolues des différences entre les forces adjacentes. Tel que mentionné ci-dessus, ce macro fichier fournit à l'utilisateur le numérateur de l'équation (4.5) et est sauvegardé dans un fichier à l'extérieur du visuel graphique d'ADAMS. Ces valeurs sont enregistrées dans un fichier d'ADAMS qui est disponible à l'utilisateur une fois la simulation multi-essais effectuée. Pour déterminer la valeur de la fonction objective, on fait la somme de ces valeurs et on la divise par le nombre de simulations faites.

Afin d'associer ce macro fichier au doigt modélisé, on se sert de la commande *Objective* qui se trouve dans le menu *Simulation* dans le visuel graphique. Normalement, cette commande permet à l'utilisateur d'optimiser une fonction créée pour arriver à un

design souhaité. Cependant, comme ADAMS ne possède pas la capacité de mesurer directement les modules des forces de contact lors d'une simulation de multi-essais, on utilise cette commande pour calculer les numérateurs des équations (4.4) et (4.5). Pour ce faire, on choisit l'option *Macro* dans la fenêtre *Objective* et on sélectionne le nom de la macro commandée décrite ci-dessus. Puisque l'on ne s'intéresse qu'à la valeur de la macro commandée à la fin de la simulation, on choisit l'option *At Simulation End*. Ceci permet à l'utilisateur d'extraire la valeur du numérateur des équations (4.4) et (4.5) en état d'équilibre.

On produit un fichier *build.cmd* qui sert à associer le fichier contenant le modèle du doigt à celui contenant la macro développée (voir l'annexe A pour en voir un exemple). Ce fichier fait appel aussi à la variable qui calcule le numérateur des équations (4.4) et (4.5) requis pour effectuer l'optimisation.

L'optimisation est effectuée en se servant d'ADAMS/Insight, un sous-logiciel développé pour lancer les simulations de multi-essais. On peut le démarrer en allant dans le menu *Simulate* dans le visuel graphique principal d'ADAMS. On sélectionne ensuite l'option *ADAMS/Insight* → *Export*. Dans la fenêtre qui s'ouvre, on entre le nom du modèle et le nom du script souhaité. La fenêtre d'ADAMS/Insight s'ouvre, permettant à l'utilisateur d'entrer les paramètres souhaités pour lancer une série de simulations.

Pour activer les paramètres qu'on souhaite modifier lors des simulations, on doit monter les variables de dimension classifiées dans le menu *Factors* sous le titre *Candidates*, au groupe intitulé *Inclusions*. Ceci indique au logiciel qu'on tente de modifier ces variables lors des simulations multi-essais. De la même façon, on monte la fonction objective classifiée dans le menu *Responses* sous le titre *Candidates*, au groupe intitulé *Inclusions*. Ceci indique au logiciel de sortir les valeurs de la fonction objective définie.

Dans les cas de la sphère et du cube pour la première topologie, où il est nécessaire de modifier plusieurs variables en même temps, on se sert de la commande *Tie* en haut de la fenêtre d'ADAMS/Insight. Ceci permet à l'utilisateur de coupler les paramètres qu'on souhaite varier ensemble. Lors de l'optimisation de la sphère, on voudrait modifier ensemble les trois variables s_x , s_y et s_z afin que la sphère grandisse et diminue de façon égale dans les trois directions. Pour ce faire, on surligne les variables s_x , s_y et s_z , classifiées sous le titre *Factors*, et on appuie ensuite sur le bouton *Tie* dans la barre d'outils pour les coupler ensemble. Dans la fenêtre qui s'ouvre, on sélectionne

l'option *Discrete* pour spécifier des valeurs discrètes du diamètre pour lesquelles on souhaite effectuer une simulation. Dans l'espace *Settings*, on entre des valeurs non-dimensionnelles qui, lorsque multipliées par la valeur moyenne de l'intervalle de la variable d'optimisation, donne les valeurs discrètes du diamètre de sphère souhaitées. Pour ce cas, on entre l'expression 0.8 , 1.0 , 1.2 dans *Settings* puisqu'on tente de sortir les valeurs des forces de contact pour une sphère ayant un diamètre de 40mm, 50mm et 60mm, respectivement. Dans ce cas, la valeur moyenne de l'intervalle de la variable d'optimisation, soit 50mm, est représentée par la valeur 1 dans *Settings* et les valeurs minimale et maximale de cet intervalle sont représentées par les valeurs $40/50 = 0.8$ et $60/50 = 1.2$, respectivement. Ceci indique au logiciel de multiplier la valeur moyenne des diamètres pour lesquels on souhaite effectuer une simulation, soit 50mm, par 0.8 pour obtenir le diamètre de 40mm, par 1 pour obtenir le diamètre de 50mm et par 1.2 pour obtenir le diamètre de 60mm. Pour modifier la hauteur de la sphère au-dessus de la paume lors d'une simulation, on clique sur la variable spécifiée pour celle-ci dans le groupe intitulé *Inclusions*. Dans la fenêtre qui s'ouvre, on sélectionne l'option *Discrete* pour spécifier des dimensions discrètes de la hauteur. Dans l'espace intitulé *Settings* on entre l'expression 90 , 94 , 98 , qui indique au logiciel d'effectuer une série de simulations en utilisant ces trois valeurs de hauteur.

Pour le cas du cube, on développe des variables de design, b_x , b_y et p_x pour modifier les côtés de ce dernier lors d'une simulation. La façon dont on définit ces variables dans ADAMS permet au cube de grandir et de diminuer sans déplacer le centre de masse de ce dernier. Pour modifier ensemble ces variables lors d'une simulation, on se sert de la commande *Tie* dans la barre d'outils. On surligne les variables b_x , b_y et p_x et on appuie ensuite sur le bouton *Tie* pour les coupler ensemble. Dans *Settings*, on entre l'expression $30/35$, 1 , $40/35$ qui indique au logiciel de sortir les valeurs des forces de contact lorsque les côtés du cube égalent 30mm, 35mm et 40mm, respectivement. Comme pour la sphère, on modifie la hauteur du cube au-dessus de la paume en entrant l'expression 105 , 110 , 115 dans *Settings*.

Pour les cas du cylindre et du frustum, on peut effectuer l'optimisation sans avoir besoin de coupler les variables de dimension. Pour modifier la hauteur des deux objets, on clique sur la variable *hauteur* dans le groupe intitulé *Inclusions*. Dans la fenêtre qui s'ouvre, on sélectionne l'option *Discrete* pour spécifier des dimensions discrètes de la hauteur. Dans l'espace intitulé *Settings*, on entre l'expression 90 , 94 , 98 et 75 , 80 , 85 , pour le cylindre et le frustum, respectivement. Pour varier les rayons du bas et du

haut du frustum, on clique sur les variables $rayon_{bas}$ et $rayon_{haut}$ et on entre ensuite les expressions 15, 25 et 10, 20 dans l'espace respectif dans *Settings*.

Similairement à la première topologie, celles de la deuxième et de la troisième se servent des variables s_x , s_y et s_z et *hauteur* afin de modifier le diamètre et la hauteur, respectivement, de la sphère testée. On varie les valeurs de ces variables en employant les mêmes procédures décrites ci-dessus. Les expressions entrées dans *Settings* correspondront aux valeurs de hauteur et de dimension présentées au tableau 3.2 dans le chapitre 3.

Une fois la fenêtre d'option remplie, on appuie sur le bouton *Apply*. On choisit ensuite la commande *Set Design Specification* qui se trouve sous le menu *Define* \rightarrow *Experiment Design* dans la barre d'outils en haut de la fenêtre. Puisqu'on souhaite vérifier toutes les combinaisons de toutes les dimensions, on sélectionne l'option *Response Surface* sous le menu *Objective* et on appuie ensuite sur le bouton *Apply*. Du même menu *Define* \rightarrow *Experiment Design*, on clique sur l'option *Create Design Space*. Ceci fournit à l'utilisateur toutes les combinaisons des dimensions pour chaque sous-simulation effectuée dans l'analyse multi-essais. La dernière étape consiste à choisir l'option *Create Work Space* sous le même menu. Ceci affiche les valeurs des facteurs (les variables de dimension) et une colonne blanche pour les valeurs des réponses (dans ce cas, la seule réponse sera la valeur de la fonction objective). Pour lancer la simulation, on clique sur le bouton *Run simulations* qui se trouve dans la barre d'outils en haut de la fenêtre.

4.4 Résultats d'optimisation

Les résultats de l'optimisation sont montrés aux figures 4.1 à 4.7. Pour le mécanisme à 2 degrés de liberté et à 5 barres, de toutes les valeurs des variables d'optimisation testées, on voit qu'une configuration optimale est obtenue lorsque le rapport $R_1 = 1.2$ pour tous les objets choisis (figures 4.1 à 4.4). Ces résultats suggèrent que les forces des phalanges sont distribuées d'une manière optimale lorsque le rapport entre les deux liens a_1 et c_1 est égal à 1.2.

Les résultats montrés à la figure 4.5 pour la deuxième topologie suggèrent que de toutes les valeurs des variables d'optimisation testées, le design optimal du doigt est

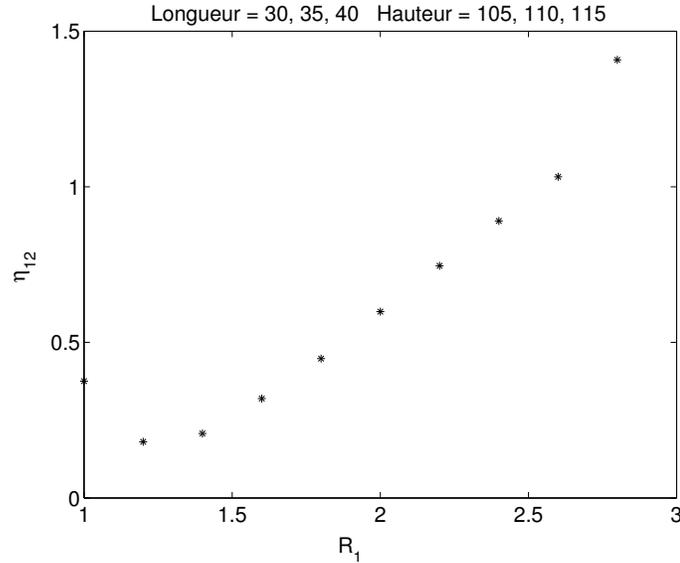


FIG. 4.1 – Topologie 1 : Cube (variable d’optimisation R_1)

obtenu lorsque $a_1 = 28\text{mm}$ si les constantes k_1 et k_2 égalent 1.59 et 1.6, respectivement. À la figure 4.6, on voit les résultats obtenus lorsqu’on modifie la longueur du lien c_1 . Dans ce cas, si les constantes k_1 et k_2 égalent 1.59 et 1.6, respectivement, le design optimal est obtenu lorsque $c_1 = 33\text{mm}$.

Pour la troisième topologie, les résultats montrés à la figure 4.7 impliquent que de toutes les valeurs des variables d’optimisation testées, les forces de contact sont distribuées de manière optimale lorsque $a_1 = 28.1\text{mm}$ pour les constantes k_1 et k_2 égalant 2.0 et 2.5, respectivement.

4.5 Discussion des résultats

Les résultats présentés dans ce chapitre démontrent qu’à l’aide du logiciel ADAMS on est maintenant capable d’effectuer une optimisation du design d’un préhenseur sous-actionné en tenant compte des effets inertiels et de frottement. Il est important de se rappeler ici que les études faites auparavant sur l’optimisation de préhenseurs sous-actionnés (Laliberté et Gosselin 1998 ; Laliberté et Gosselin 2001) n’ont pas tenu compte de ces deux effets.

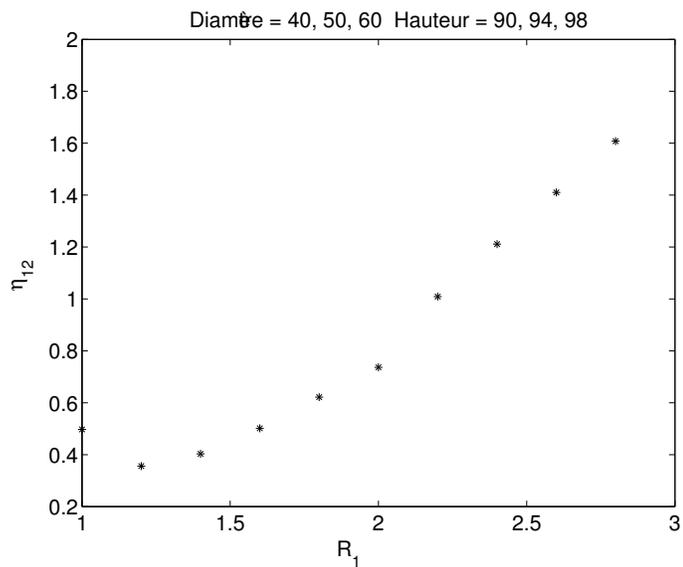


FIG. 4.2 – Topologie 1 : Cylindre (variable d'optimisation R_1)

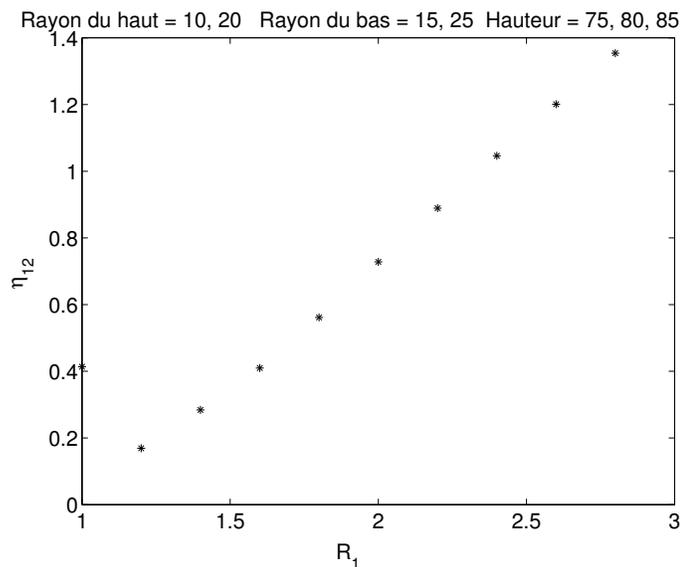


FIG. 4.3 – Topologie 1 : Frustum (variable d'optimisation R_1)

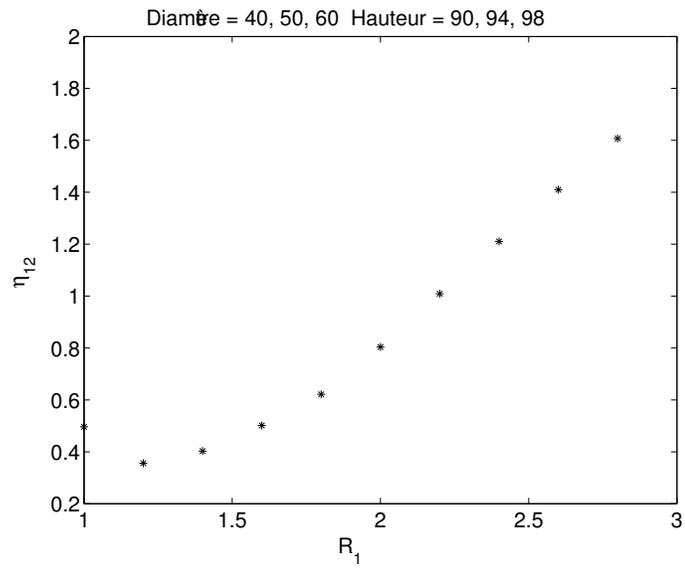


FIG. 4.4 – Topologie 1 : Sphère (variable d'optimisation R_1)

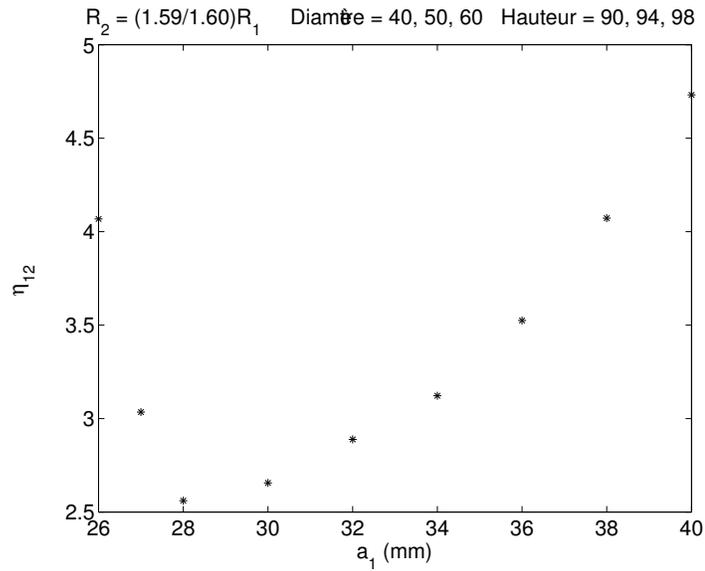


FIG. 4.5 – Topologie 2 : Sphère (variable d'optimisation a_1)

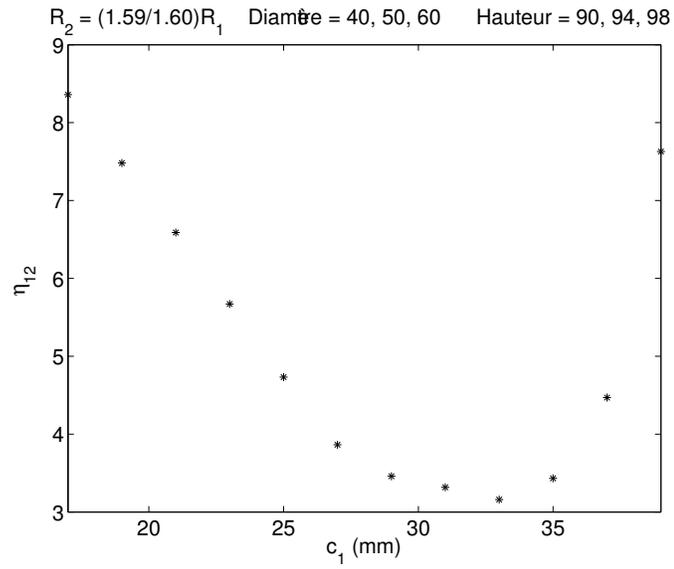


FIG. 4.6 – Topologie 2 : Sphère (variable d'optimisation c_1)

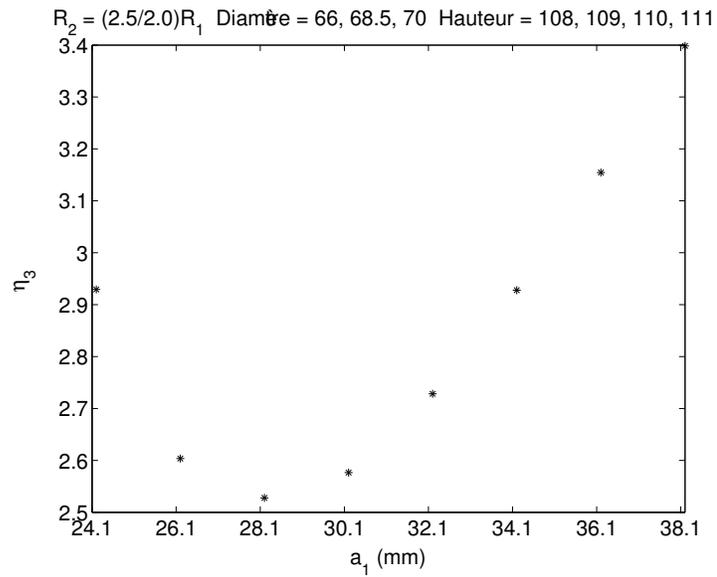


FIG. 4.7 – Topologie 3 : Sphère (variable d'optimisation a_1)

Malgré les avantages que le logiciel apporte à l'optimisation du design d'un préhenseur sous-actionné, il est aussi important de discuter de ses défauts pour pouvoir améliorer la procédure d'optimisation. Comme il a été mentionné auparavant, ADAMS est incapable de calculer le module des forces de contact requis pour déterminer les valeurs des fonctions objectives lors d'une simulation multi-essais. En conséquence, une macro commande écrite en langage du logiciel a été créée pour effectuer ce calcul. Deuxièmement, pour rendre chaque simulation plus efficace, on n'a modélisé qu'un seul doigt saisissant un objet fixe. Une analyse plus réaliste consisterait en deux doigts saisissant un objet mobile. Cependant, afin de modéliser un objet mobile, il serait nécessaire de se servir d'une articulation plane ou d'une force de contact entre l'objet à saisir et le sol. Malheureusement, ceci ajoute une contribution majeure au temps de calcul de chaque simulation, ralentissant l'optimisation du design. En ce qui concerne la procédure d'optimisation actuelle, on ne varie qu'une seule variable d'optimisation, soit R_i , a_i ou c_i . Dans le cas des deuxième et troisième topologies on voudrait pouvoir optimiser le design de doigt en variant, simultanément, les deux rapports R_1 et R_2 pour arriver à un meilleur design. Pour la construction des doigts testés, une méthode pour les construire de façon automatique n'a pas encore été trouvée. Chaque doigt testé dans cette étude a été créé de façon individuelle. On voudrait donc construire de façon automatique chacun des doigts correspondant à une valeur différente de variable d'optimisation pour rendre la procédure d'optimisation plus efficace.

Chapitre 5

Étude d'équilibre des préhenseurs sous-actionnés

5.1 Considérations générales

On consacre ce chapitre à l'étude d'équilibre des préhenseurs sous-actionnés. Il est nécessaire d'étudier le comportement de ces derniers afin d'effectuer des prises stables.

Dans ce chapitre, on présente une méthode pour déterminer les zones de stabilité des trois topologies. Pour étudier le comportement de stabilité du doigt, on aborde la notion du point d'équilibre de celui-ci. On définit le point d'équilibre comme le point de contact sur une phalange qui mène à un état d'équilibre statique lorsqu'aucun contact n'existe sur la phalange précédente (Laliberté et Gosselin 1998). Il est important de connaître le

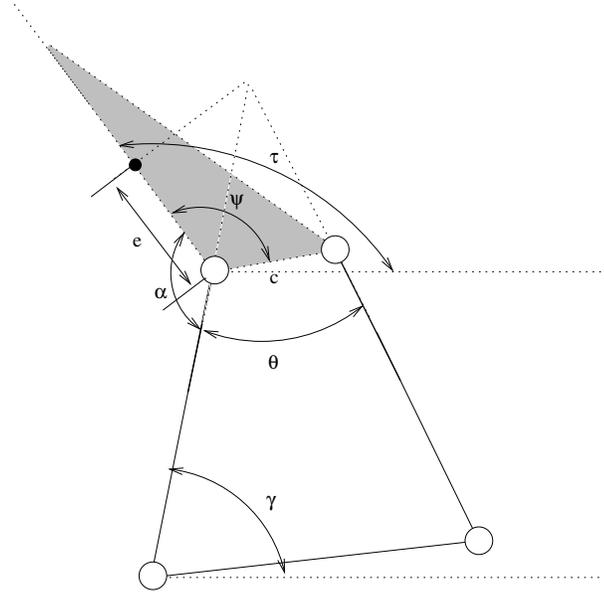


FIG. 5.1 – Point d'équilibre.

lieu de ce point afin de déterminer la faisabilité de la prise. Afin que la prise soit stable, le point d'équilibre doit se retrouver sur la phalange (Laliberté et Gosselin 1998). On illustre ce concept à la figure 5.1. Pour que le système soit en équilibre statique, la ligne d'action de la force perpendiculaire au point de contact doit passer par l'intersection des deux droites générées par les barres connectées à la dernière phalange (Laliberté et Gosselin 2002).

Si le contact se produit en un point qui est plus loin de la base que le point d'équilibre, le doigt a tendance à s'étendre, déplaçant le point de contact vers le point d'équilibre. En revanche, si le contact se produit en un point qui est plus proche de la base que le point d'équilibre, le doigt a tendance à se fermer sur l'objet, déplaçant le point de contact vers le point d'équilibre (voir figure 5.2).

Cependant, si le point d'équilibre est situé plus loin de la base que le bout de la phalange distale, le doigt se refermera sur l'objet et ce dernier sera expulsé, comme illustré à la figure 5.3. Pour éviter cette situation, on voudrait que le point d'équilibre se trouve sur la phalange distale dans une configuration quelconque.

Il est important de noter que pour l'étude d'équilibre on néglige la présence du frottement entre les phalanges et l'objet. Bien que cette supposition soit limitée, le problème de saisie d'objets sans frottement représente souvent le cas le plus défavorable

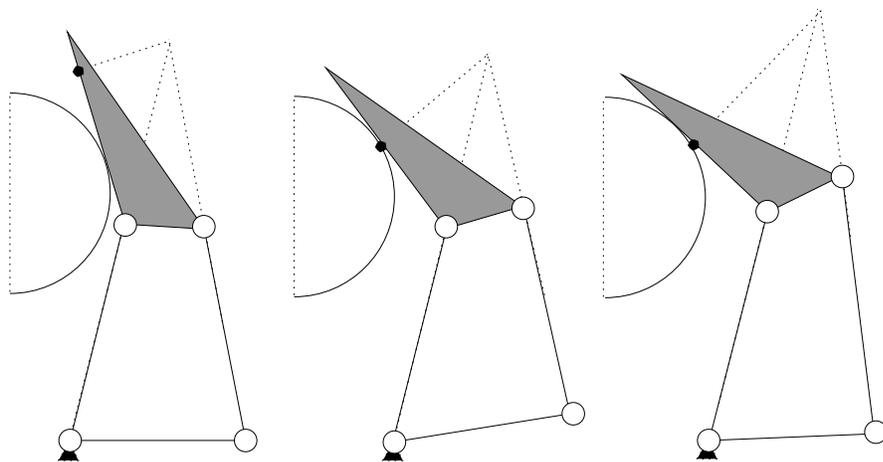


FIG. 5.2 – Configuration d'équilibre statique.

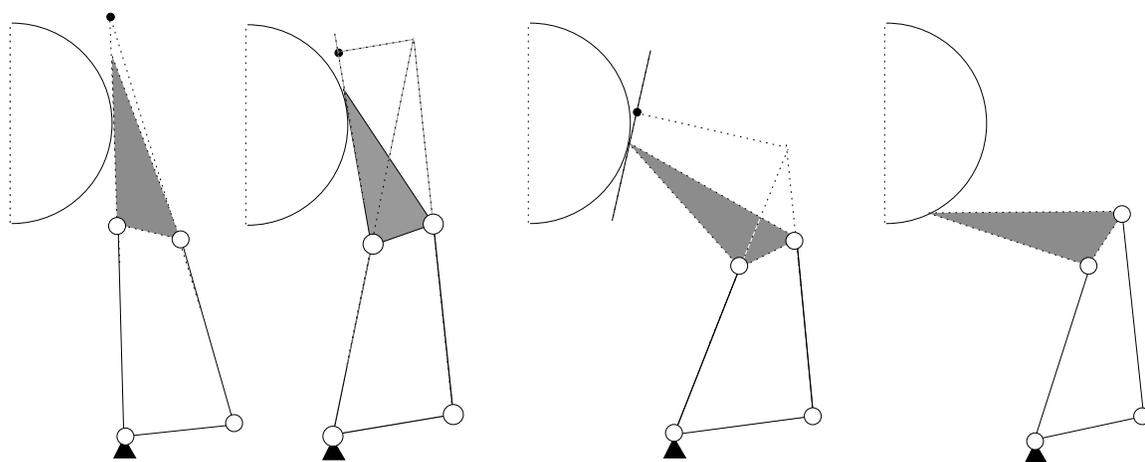


FIG. 5.3 – Configuration d'instabilité.

de saisie (Montambault 1996). En outre, la présence des effets de frottement améliore la stabilité de la prise de l'objet. En réalité, le comportement du doigt serait légèrement différent et le point d'équilibre serait une surface d'équilibre (Laliberté et Gosselin 1996).

5.2 Étude d'équilibre pour la première topologie

Si on suppose que la force de ressort est négligeable, on peut démontrer que le point d'équilibre pour la première topologie dépend seulement de la géométrie et de la configuration du doigt (Laliberté et Gosselin 2002). Un corps soumis à l'action de trois forces dans le plan est en équilibre si et seulement si les lignes d'action des trois forces s'intersectent. En conséquence, la ligne d'action de la force perpendiculaire au point de contact à la figure 5.1 doit passer par l'intersection des deux droites générées par les barres raccordées à la dernière phalange dans une configuration d'équilibre statique. Comme ces deux barres sont des membrures à deux forces, les directions des forces doivent agir le long de ces barres.

En analysant la géométrie de la phalange distale lors d'une prise donnée, on peut tirer la relation suivante de la longueur e , montrée à la figure 5.1 (Laliberté et Gosselin 2002) :

$$e = -\frac{c \cos \alpha \sin(\psi + \alpha + \theta)}{\sin \theta} \quad (5.1)$$

On peut aussi calculer la valeur de la longueur e en déterminant la projection du vecteur qui se trouve entre le point d'intersection des trois droites et l'articulation au bout de la phalange distale.

Pour qu'une prise donnée soit stable, la valeur de cette longueur e ne doit pas dépasser la longueur physique de la phalange distale. Comme il a été mentionné ci-haut, pour générer une prise stable, le point d'équilibre doit se reposer sur cette phalange. On obtient la zone de stabilité de la première topologie en variant les deux degrés de liberté γ et τ , montrés à la figure 5.1, entre 0 et 180 degrés. De cette manière, on détermine les valeurs de e pour des configurations entre ces limites angulaires. Il est ensuite possible

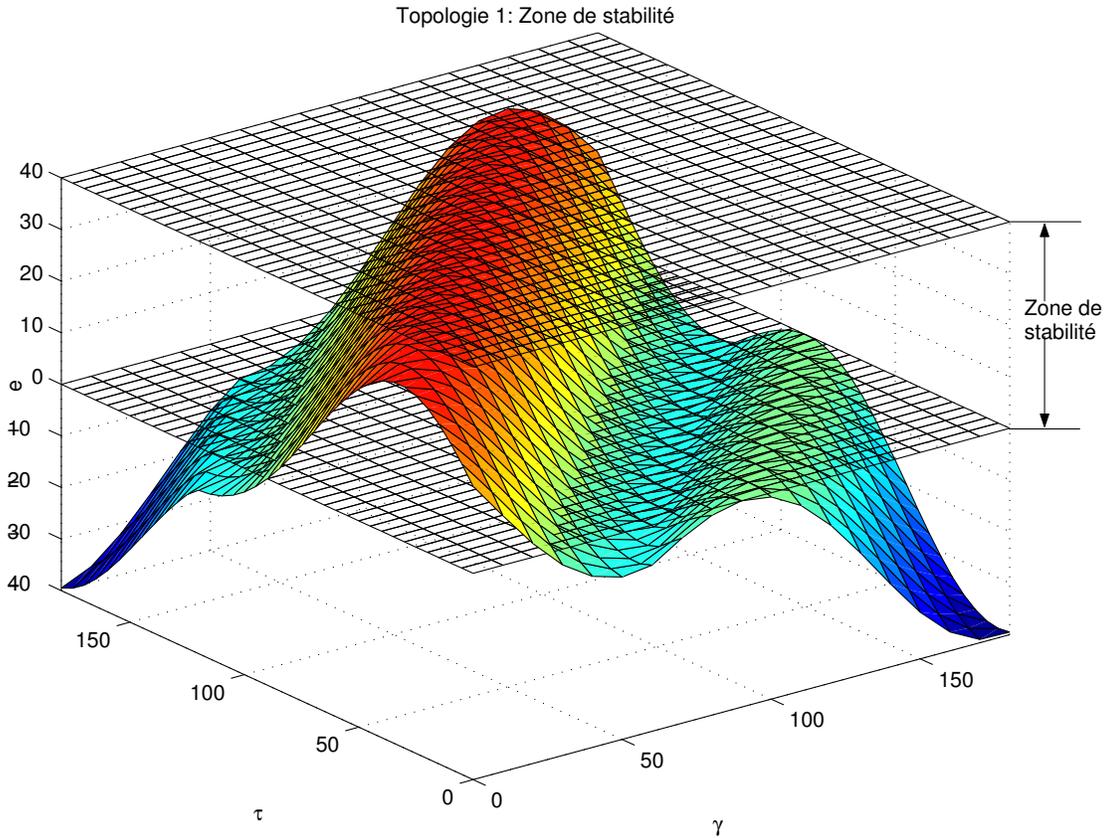


FIG. 5.4 – Topologie 1 : Zone de stabilité.

de visualiser la zone de stabilité en affichant les valeurs de e par rapport aux variables γ et τ (figure 5.4). Étant donné que la phalange distale de la première topologie porte une longueur de 40mm, la valeur de e ne doit pas dépasser cette valeur pour générer une prise stable.

5.3 Étude d'équilibre pour la deuxième topologie

Pour la deuxième topologie, on peut aussi démontrer que le point d'équilibre ne dépend que de la géométrie et de la configuration du doigt. Étant donné que la phalange proximale n'est pas une membrure à deux forces, il n'est pas possible de se servir de la méthode appliquée à la première topologie.

Pour déterminer la valeur de la distance e sur la phalange distale, on se sert des

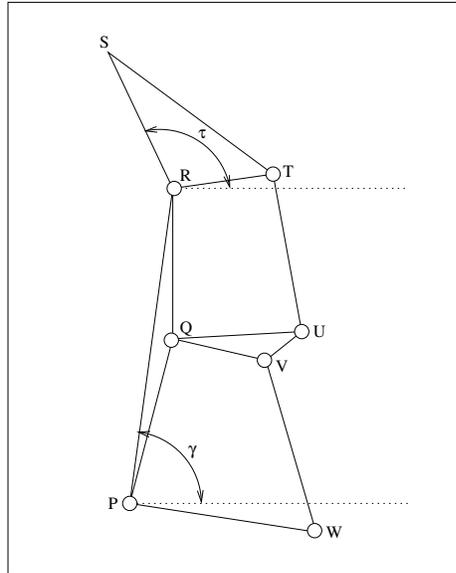
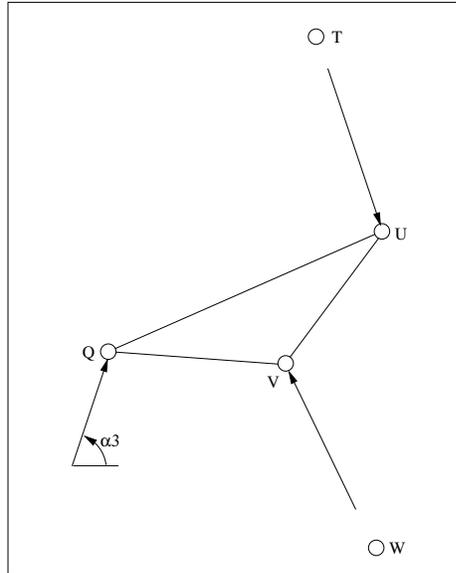


FIG. 5.5 – Seconde topologie de doigt.

quatre diagrammes de corps libre montrés aux figures 5.6 à 5.9 qui font partie de la deuxième topologie. Ces quatre corps libres composent le mécanisme montré à la figure 5.5.

Au lieu d'appliquer à la phalange distale la méthode employée à la première topologie, on applique une idée semblable à la première à chacun des quatre corps libres mentionnés ci-haut. Trois forces externes s'appliquent à chacun de ces quatre corps libres. En sachant que les trois droites de ces forces sont linéairement dépendantes dans une configuration d'équilibre statique, on sait que le déterminant du système d'équations contenant les trois équations des trois droites, doit égaier zéro. De cette constatation, on tire une équation en développant le déterminant par rapport à une des lignes de la matrice contenant les constantes du système d'équations. Une fois les équations des déterminants pour les quatre corps libres déterminées, on obtient un système de quatre équations et quatre inconnues duquel on tire la valeur de e . Pour que le système soit en équilibre statique, cette valeur de e ne doit pas dépasser la longueur physique de la phalange distale.

FIG. 5.6 – Diagramme du corps libre QUV .

5.3.1 Corps libre QUV

À la figure 5.6, il existe trois forces qui s'appliquent au corps libre. La force qui passe par l'articulation U s'applique le long de la direction de la membrure TU car cette dernière est une membrure à deux forces. De la même façon, la force qui passe par l'articulation V s'applique le long de la direction de la membrure VW car cette dernière est aussi une membrure à deux forces. Contrairement aux articulations U et V , on ne connaît pas l'orientation de la force passant par l'articulation Q . On souhaite ici déterminer la valeur de l'angle α_3 pour déterminer la direction dans laquelle la force passant par l'articulation Q s'applique.

Pour ce faire, on définit les équations des trois droites produites par les trois forces qui s'appliquent au corps libre QUV .

À l'articulation U , la pente de la direction de force est décrite par l'expression suivante :

$$m_{tu} = \frac{y_t - y_u}{x_t - x_u} \quad (5.2)$$

L'équation de l'ordonnée à l'origine s'écrit comme suit :

$$b_{tu} = \frac{(y_t + y_u) - (x_t + x_u)m_{tu}}{2} \quad (5.3)$$

On peut définir l'équation de la droite de la force passant par l'articulation U comme suit :

$$(y_t - y_u)x - (x_t - x_u)y + \left(\frac{1}{2}\right)((y_t + y_u)(x_t - x_u) - (x_t + x_u)(y_t - y_u)) = 0 \quad (5.4)$$

On décrit la pente de la droite passant par l'articulation W par l'expression suivante :

$$m_{vw} = \frac{y_v - y_w}{x_v - x_w} \quad (5.5)$$

L'équation de l'ordonnée à l'origine s'écrit comme suit :

$$b_{vw} = \frac{(y_v + y_w) - (x_v + x_w)m_{vw}}{2} \quad (5.6)$$

On peut écrire l'équation de la droite de la force passant par l'articulation W comme suit :

$$(y_v - y_w)x - (x_v - x_w)y + \left(\frac{1}{2}\right)((y_v + y_w)(x_v - x_w) - (x_v + x_w)(y_v - y_w)) = 0 \quad (5.7)$$

On décrit la pente de la droite passant par l'articulation Q par l'équation suivante :

$$\frac{y - y_Q}{x - x_Q} = \frac{\sin \alpha_3}{\cos \alpha_3} \quad (5.8)$$

On peut récrire l'équation (5.8) sous la forme suivante :

$$x \sin \alpha_3 - y \cos \alpha_3 + y_Q \cos \alpha_3 - x_Q \sin \alpha_3 = 0 \quad (5.9)$$

Les trois équations ci-haut prennent la forme de l'équation générale suivante :

$$A_i x + B_i y + C_i = 0, \quad i = U, V, Q \quad (5.10)$$

On peut écrire la matrice des coefficients de ces trois droites comme :

$$\begin{bmatrix} A_U & B_U & C_U \\ A_V & B_V & C_V \\ \sin \alpha_3 & -\cos \alpha_3 & (y_Q \cos \alpha_3 - x_Q \sin \alpha_3) \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

où

$$A_U = (y_t - y_u)$$

$$B_U = -(x_t - x_u)$$

$$C_U = \frac{1}{2}((y_t + y_u)(x_t - x_u) - (x_t + x_u)(y_t - y_u))$$

$$A_V = (y_v - y_w)$$

$$B_V = -(x_v - x_w)$$

$$C_V = \frac{1}{2}((y_v + y_w)(x_v - x_w) - (x_v + x_w)(y_v - y_w))$$

Pour que le corps libre soit en équilibre statique, ces trois droites doivent s'intersecter en un seul point. Ceci implique que les équations sont linéairement dépendantes. De cette constatation, le déterminant de la matrice montrée ci-haut doit évaluer zéro si le corps est en équilibre statique. Si on développe le déterminant de la matrice par rapport à la dernière ligne, on obtient l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \det(M_{UVQ}) &= A_u B_v y_Q \cos \alpha_3 - A_u B_v x_Q \sin \alpha_3 + A_u C_v \cos \alpha_3 \\ &- A_v B_u y_Q \cos \alpha_3 + A_v B_u x_Q \sin \alpha_3 - A_v C_u \cos \alpha_3 + \sin \alpha_3 B_u C_v \\ &- \sin \alpha_3 C_u B_v = 0 \end{aligned} \quad (5.12)$$

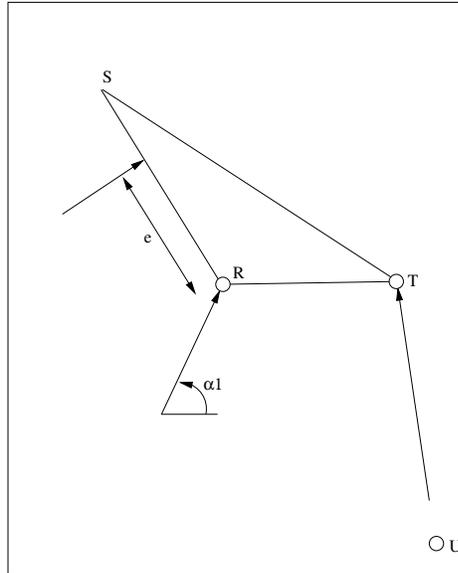


FIG. 5.7 – Diagramme du corps libre RST.

D'où on tire :

$$\tan \alpha_3 = \left(\frac{A_u B_v y_Q + A_u C_v - A_v B_u y_Q - A_v C_u}{A_u B_v x_Q - A_v B_u x_Q - B_u C_v + C_u B_v} \right) \quad (5.13)$$

L'équation (5.13) fournit une expression de laquelle on peut tirer la valeur de l'angle α_3 .

5.3.2 Corps libre RST

À la figure 5.7, on voit que trois forces s'appliquent au corps libre RST . La force à l'articulation T s'applique le long de la direction de la membrure TU car cette dernière est une membrure à deux forces. En négligeant le frottement entre les phalanges et l'objet, on sait que la direction de la force de contact s'applique perpendiculairement à la droite RS . Cependant, le lieu où elle s'applique et donc la distance e ne sont pas connus. En plus, on ne connaît pas l'orientation de la force passant par l'articulation R . On souhaite donc déterminer la valeur de l'angle α_1 et la valeur de la longueur e illustrées à la figure 5.7.

Pour ce faire, on définit les équations des trois droites générées par les trois forces qui s'appliquent au corps libre RST .

En sachant que la force de contact est perpendiculaire à la droite RS montrée à la figure 5.7, on peut écrire l'équation de sa pente comme suit :

$$m_e = \tan(\tau - \pi/2) \quad (5.14)$$

L'équation de l'ordonnée à l'origine s'écrit :

$$b_e = y_e - m_e x_e \quad (5.15)$$

où

$$\begin{aligned} y_e &= k \sin \gamma + e \sin \tau \\ x_e &= k \cos \gamma + e \cos \tau \end{aligned}$$

Les angles γ et τ sont montrés à la figure 5.5.

On peut écrire l'équation de la droite de la force de contact comme suit :

$$-x \cos \tau - y \sin \tau + k \sin \tau \sin \gamma + k \cos \tau \cos \gamma + e = 0 \quad (5.16)$$

où

$$Z_1 = k \sin \tau \sin \gamma + k \cos \tau \cos \gamma$$

On décrit la pente de la droite passant par l'articulation R par l'équation suivante :

$$\frac{y - y_R}{x - x_R} = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1} \quad (5.17)$$

D'où on tire :

$$x \sin \alpha_1 - y \cos \alpha_1 + y_R \cos \alpha_1 - x_R \sin \alpha_1 = 0 \quad (5.18)$$

La pente de la direction de la force passant par l'articulation T est décrite par l'expression suivante :

$$m_{tu} = \frac{y_t - y_u}{x_t - x_u} \quad (5.19)$$

L'équation de l'ordonnée à l'origine est donnée par :

$$b_{tu} = \frac{(y_t + y_u) - (x_t + x_u)m_{tu}}{2} \quad (5.20)$$

On peut définir l'équation de la droite de la force passant par l'articulation T comme suit :

$$(y_t - y_u)x - (x_t - x_u)y + \left(\frac{1}{2}\right)((y_t + y_u)(x_t - x_u) - (x_t + x_u)(y_t - y_u)) = 0 \quad (5.21)$$

En connaissant les équations des trois droites de force, il est ensuite possible de mettre les constantes A_i , B_i et C_i décrites dans l'équation générale (5.10) sous une forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} A_e & B_e & Z_1 + e \\ -\sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & (x_R \sin \alpha_1 - y_R \cos \alpha_1) \\ A_T & B_T & C_T \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

où

$$A_e = -\cos \tau$$

$$B_e = -\sin \tau$$

$$\begin{aligned}
A_T &= (y_t - y_u) \\
B_T &= -(x_t - x_u) \\
C_T &= \frac{1}{2}((y_t + y_u)(x_t - x_u) - (x_t + x_u)(y_t - y_u))
\end{aligned}$$

Si on développe le déterminant de la matrice par rapport à la deuxième ligne, on arrive à l'équation suivante :

$$\tan \alpha_1 = \frac{Z_3 - A_T e}{Z_4 + B_T e} \quad (5.23)$$

où

$$\begin{aligned}
Z_3 &= A_e C_T - A_T Z_1 + y_R A_e B_T - y_R A_T B_e \\
Z_4 &= x_R A_e B_T - x_R A_T B_e - B_e C_T + B_T Z_1
\end{aligned}$$

Ceci nous procure une équation exprimant la tangente de l'angle α_1 en fonction de la distance inconnue e .

5.3.3 Corps libre $PQRSTUV$

À la figure 5.8, il existe trois forces qui s'appliquent au corps libre $PQRSTUV$. La force passant par l'articulation V s'applique le long de la direction de la membrure VW car cette dernière est une membrure à deux forces. En négligeant le frottement entre les phalanges et l'objet, on sait que la direction de la force de contact s'applique perpendiculairement à la droite RS . Cependant, le lieu où elle s'applique et donc la distance e ne sont pas connus. En plus, on ne connaît pas l'orientation de la force passant par l'articulation P . On souhaite donc déterminer la valeur de l'angle α_2 et la valeur de la longueur e illustrées à la figure 5.8.

En sachant que la force de contact est perpendiculaire à la droite RS , on peut écrire l'équation de sa pente comme suit :

$$m_e = \tan(\tau - \pi/2) \quad (5.24)$$

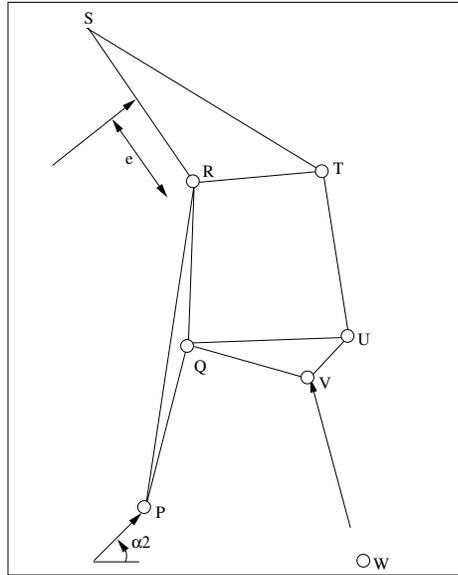


FIG. 5.8 – Diagramme du corps libre PQRSTUV.

L'équation de l'ordonnée à l'origine s'écrit :

$$b_e = y_e - m_e x_e \quad (5.25)$$

où

$$\begin{aligned} y_e &= k \sin \gamma + e \sin \tau \\ x_e &= k \cos \gamma + e \cos \tau \end{aligned}$$

Les angles γ et τ sont montrés à la figure 5.5.

On peut écrire l'équation de la droite de la force de contact comme suit :

$$x \cos \tau - y \sin \tau + k \sin \tau \sin \gamma + k \cos \tau \cos \gamma + e = 0 \quad (5.26)$$

où

$$Z_1 = k \sin \tau \sin \gamma + k \cos \tau \cos \gamma$$

On décrit la pente de la droite passant par l'articulation P par l'équation suivante :

$$\frac{y - y_P}{x - x_P} = \frac{\sin \alpha_2}{\cos \alpha_2} \quad (5.27)$$

D'où on tire :

$$x \sin \alpha_2 - y \cos \alpha_2 + y_P \cos \alpha_2 - x_P \sin \alpha_2 = 0 \quad (5.28)$$

La pente de la direction de la force passant à l'articulation V est décrite par l'expression suivante :

$$m_{vw} = \frac{y_v - y_w}{x_v - x_w} \quad (5.29)$$

L'équation de l'ordonnée à l'origine s'écrit comme suit :

$$b_{vw} = \frac{(y_v + y_w) - (x_v + x_w)m_{vw}}{2} \quad (5.30)$$

On peut écrire l'équation de la droite de la force passant par l'articulation V comme suit :

$$(y_v - y_w)x - (x_v - x_w)y + \left(\frac{1}{2}\right)((y_v + y_w)(x_v - x_w) - (x_v + x_w)(y_v - y_w)) = 0 \quad (5.31)$$

En connaissant les équations des trois droites de force, il est ensuite possible de mettre les constantes A_i , B_i et C_i décrites dans l'équation générale (5.10) sous une forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} A_e & B_e & Z_1 + e \\ -\sin \alpha_2 & \cos \alpha_2 & (x_P \sin \alpha_2 - y_P \cos \alpha_2) \\ A_V & B_V & C_V \end{bmatrix} \quad (5.32)$$

où

$$A_e = -\cos \tau$$

$$B_e = -\sin \tau$$

$$A_V = (y_v - y_w)$$

$$B_V = -(x_v - x_w)$$

$$C_V = \frac{1}{2}((y_v + y_w)(x_v - x_w) - (x_v + x_w)(y_v - y_w))$$

Si on développe le déterminant de la matrice par rapport à la deuxième ligne, on arrive à l'équation suivante :

$$\tan \alpha_2 = \frac{Z_5 + A_V e}{Z_6 - B_V e} \quad (5.33)$$

où

$$Z_3 = -A_e C_V + A_V Z_1 - y_P A_e B_V + y_P A_V B_e$$

$$Z_4 = x_P A_V B_e - x_P A_e B_V + B_e C_V - B_V Z_1$$

Ceci fournit une équation exprimant la tangente de l'angle α_2 en fonction de la distance inconnue e .

5.3.4 Corps libre PQR

À la figure 5.9, on voit que trois forces s'appliquent au corps libre PQR . Pour chacune de ces forces, on ne connaît pas la direction dans laquelle elles s'appliquent au corps. Dans ce cas, on souhaite déterminer les valeurs inconnues des angles α_1 , α_2 et α_3 .

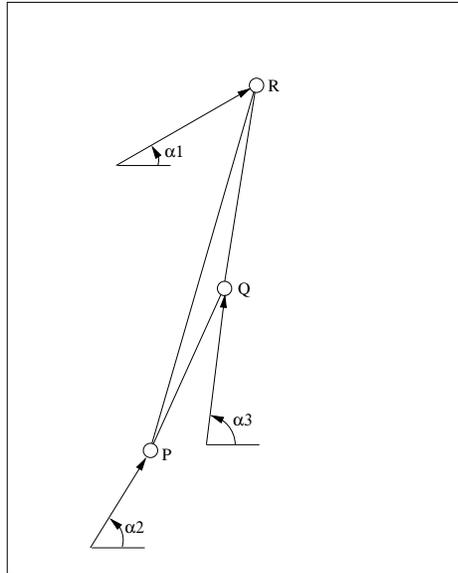


FIG. 5.9 – Diagramme du corps libre PQR.

On décrit la pente de la droite passant par l'articulation R par l'équation suivante :

$$\frac{y - y_R}{x - x_R} = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1} \quad (5.34)$$

D'où on tire :

$$x \sin \alpha_2 - y \cos \alpha_2 + y_P \cos \alpha_2 - x_P \sin \alpha_2 = 0 \quad (5.35)$$

De la même façon, on décrit la pente de la droite passant par l'articulation P comme suit :

$$\frac{y - y_P}{x - x_P} = \frac{\sin \alpha_2}{\cos \alpha_2} \quad (5.36)$$

D'où on tire :

$$x \sin \alpha_2 - y \cos \alpha_2 + y_P \cos \alpha_2 - x_P \sin \alpha_2 = 0 \quad (5.37)$$

On décrit la pente de la droite passant par l'articulation Q par l'équation suivante :

$$\frac{y - y_Q}{x - x_Q} = \frac{\sin \alpha_3}{\cos \alpha_3} \quad (5.38)$$

D'où on tire :

$$x \sin \alpha_3 - y \cos \alpha_3 + y_Q \cos \alpha_3 - x_P \sin \alpha_3 = 0 \quad (5.39)$$

En connaissant les équations des trois droites de force, il est ensuite possible de mettre les constantes A_i , B_i et C_i décrites dans l'équation générale (5.10) sous une forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} \sin \alpha_1 & -\cos \alpha_1 & (x_R \sin \alpha_1 - y_R \cos \alpha_1) \\ \sin \alpha_2 & -\cos \alpha_2 & (x_P \sin \alpha_2 - y_P \cos \alpha_2) \\ A_Q & B_Q & C_Q \end{bmatrix} \quad (5.40)$$

où

$$A_Q = \sin \alpha_3$$

$$B_Q = -\cos \alpha_3$$

$$C_Q = x_Q \sin \alpha_3 - y_Q \cos \alpha_3$$

Avant de développer le déterminant de la matrice ci-haut, on substitue la valeur de α_3 tirée de l'équation (5.13) aux expressions A_Q , B_Q et C_Q . On arrive ensuite à l'équation suivante en développant le déterminant de la matrice par rapport à la deuxième ligne :

$$\tan \alpha_1 = \frac{Z_7 \sin \alpha_2 + Z_8 \cos \alpha_2}{Z_9 \cos \alpha_2 + Z_{10} \sin \alpha_2} \quad (5.41)$$

où

$$Z_7 = C_Q - A_Q x_P + y_R B_Q$$

$$Z_8 = y_R A_Q - A_Q y_P$$

$$Z_9 = C_Q + B_Q y_P + x_R A_Q$$

$$Z_{10} = x_R B_Q - B_Q x_P$$

Ceci fournit une équation exprimant la tangente de l'angle α_1 en fonction de l'angle inconnu α_2 .

De ces quatre corps libres, on tire quatre équations et les quatres inconnues, α_1 , α_2 , α_3 , et e . On voudrait résoudre ce système des équations dans le but de déterminer la valeur de e , la distance entre le point de contact sur la phalange et l'articulation R .

Pour calculer la valeur de e , on commence par résoudre le système d'équations pour le corps QUV . Étant donné que le système ne consiste qu'en une seule inconnue, on réussit facilement à déterminer la valeur de α_3 . Une fois la valeur α_3 résolue, on calcule ensuite les valeurs de A_Q , B_Q et C_Q , tel que mentionné ci-haut.

Pour calculer le reste des inconnues, on se sert des trois équations (5.23), (5.33) et (5.41). On commence par définir l'angle α_2 en fonction de e en égalant l'équation (5.23) et l'équation (5.41) :

$$\frac{Z_3 - A_T e}{Z_4 + B_T e} = \frac{Z_7 \sin \alpha_2 + Z_8 \cos \alpha_2}{Z_9 \cos \alpha_2 + Z_{10} \sin \alpha_2} \quad (5.42)$$

En se servant de la commande *Solve* dans *Maple*, on tire de l'équation (5.42) une expression pour l'angle α_2 en fonction de l'inconnue e :

$$\tan \alpha_2 = -\frac{(-Z_3 Z_9 + A_U e Z_9 + Z_8 Z_4 + Z_8 B_U e)}{(-Z_3 Z_{10} + A_U e Z_{10} + Z_7 Z_4 + Z_7 B_U e)} \quad (5.43)$$

En égalant l'équation (5.43) à l'équation (5.33), on développe une expression qui ne contient que la valeur inconnue e :

$$\frac{Z_5 + A_V e}{Z_6 - B_V e} = -\frac{(-Z_3 Z_9 + A_U e Z_9 + Z_8 Z_4 + Z_8 B_U e)}{(-Z_3 Z_{10} + A_U e Z_{10} + Z_7 Z_4 + Z_7 B_U e)} \quad (5.44)$$

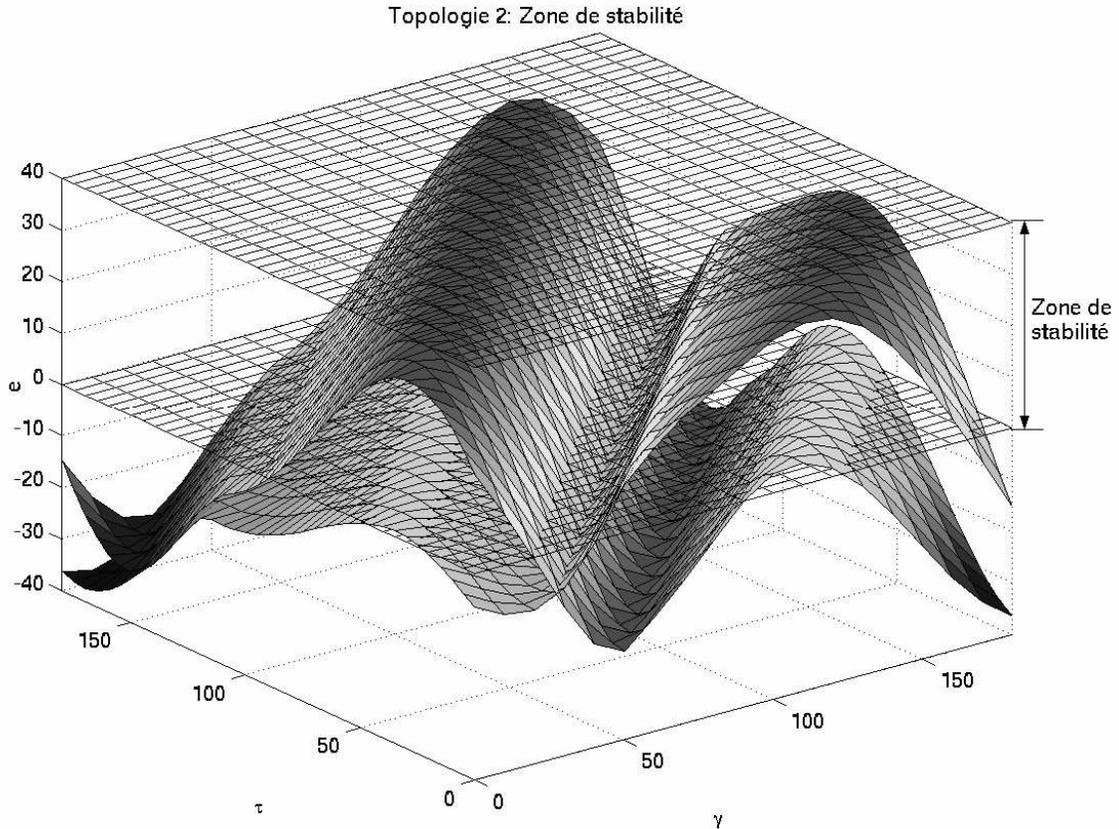


FIG. 5.10 – Topologie 2 : Zone de stabilité.

En se servant de la commande *Solve* dans *Maple* on tire de l'équation (5.44), deux expressions pour la valeur de e . En examinant ce cas de plus près, on voit que deux valeurs physiques de e sont admissibles. À cause de la longueur et de la complexité des expressions des deux valeurs de e , on ne les présentera pas dans ce mémoire.

Le module de cette distance e sert à déterminer la stabilité du doigt dans une configuration donnée. Pour que la prise soit stable, la valeur de e ne doit pas dépasser la longueur physique de la phalange distale. En traçant les deux valeurs de e par rapport aux deux paramètres, γ et τ , on arrive à l'interprétation visuelle de la zone de stabilité montrée à la figure 5.10.

5.4 Étude d'équilibre pour la troisième topologie

Similairement à la première topologie, deux des trois forces qui s'appliquent à la phalange distale de la troisième topologie sont des membrures à deux forces. Pour que le système soit en équilibre statique, la force perpendiculaire au point de contact et les deux forces décrites ci-haut doivent s'intersecter en un point.

Il est donc possible, pour la troisième topologie, d'appliquer l'équation (5.1) pour déterminer la valeur de e , et donc, la zone de stabilité. Cependant, dans ce cas où il existe trois degrés de liberté, il serait nécessaire d'effectuer une étude d'équilibre pour chaque valeur choisie du troisième degré de liberté.

5.5 Conclusions sur l'étude d'équilibre

Dans ce chapitre, on a effectué une étude sur la stabilité des première et deuxième topologies. La notion du point d'équilibre et son application à la zone de stabilité ont été décrites. On a aussi présenté une méthode pour déterminer les zones de stabilité en ne connaissant que la géométrie et la configuration du doigt. Pour les première et troisième topologies, on détermine la zone de stabilité en se servant du fait que les droites des forces appliquées sur la phalange distale s'intersectent si le corps est en équilibre statique. Ceci permet de déterminer les valeurs inconnues de e pour un ensemble de configurations différentes. En affichant ces valeurs de e , on obtient une interprétation visuelle de la zone de stabilité pour la première topologie. On détermine la zone de stabilité de la deuxième topologie en appliquant le même principe décrit ci-dessus à quatre corps libres qui font partie de cette dernière. L'étude effectuée sur la deuxième topologie démontre que deux valeurs de e en résultent.

Chapitre 6

Conclusions

6.1 Conclusions tirées de cette recherche

On se sert des mains robotiques pour accomplir des tâches de préhension et de manipulation. Dans bien des applications industrielles, des mains qui servent seulement à saisir un objet peuvent accomplir la tâche donnée.

Pour développer un préhenseur qui est capable de saisir un objet tout en s'adaptant à la forme de ce dernier, on applique le concept de sous-actionnement. Dans un mécanisme sous-actionné, on remplace des actionneurs par des éléments élastiques. En conséquence, on y retrouve moins d'actionneurs contrôlables que de degrés de liberté.

À la connaissance de l'auteure, l'optimisation du design d'un préhenseur sous-actionné n'a jamais été effectuée par un outil de modélisation dynamique. Dans le passé,

on se servait des outils quasi-statiques pour simuler le comportement d'un préhenseur sous-actionné donné. Ces outils ne tiennent pas compte des effets inertiels du système ou du frottement entre l'objet à saisir et les phalanges.

Au chapitre 2, on présente une méthode pour déterminer les équations cinématiques d'un préhenseur modelé sur les manipulateurs parallèles plans en se servant de visseurs réciproques. Contrairement à l'étude faite par Zlatanov *et al.* (1994), on a développé une méthode pour dériver les équations d'un préhenseur ayant un nombre d'articulations différent dans chacune de ses pattes. En plus, cette méthode permet de déterminer les équations cinématiques d'un manipulateur dont la phalange n'est pas nécessairement la plate-forme du manipulateur.

Une des contributions principales de cette thèse est l'emploi du logiciel ADAMS pour étudier le comportement dynamique d'un préhenseur sous-actionné donné. Cet outil permet à l'utilisateur de modéliser les effets inertiels du système et le frottement qui se produit au point de contact entre l'objet et les phalanges. Contrairement aux simulations quasi-statiques, le modèle dynamique permet de simuler une saisie rapide et continue. En conséquence, les résultats de ces simulations pourraient être plus réalistes que ceux tirés d'une simulation quasi-statique. On a appliqué le logiciel ADAMS à trois mécanismes plans de topologie différente. On a aussi dérivé les équations dynamiques de ces trois topologies au chapitre 2.

Une seconde contribution de cette thèse est l'emploi du sous-logiciel ADAMS/Insight pour effectuer une optimisation d'un design de préhenseur sous-actionné. ADAMS/Insight permet à l'utilisateur d'effectuer une simulation de multi-essais dans le but d'arriver à une configuration optimale de son design. Comme il a été déjà déterminé dans une autre étude (Laliberté et Gosselin 1998), la variable R , décrite en détail au chapitre 4, dicte principalement le comportement du préhenseur. En conséquence, il est maintenant possible, étant donné quelques suppositions, d'effectuer une analyse dynamique et une optimisation sur le design d'un préhenseur quelconque en se servant d'une seule variable. On a présenté les résultats de l'optimisation des trois topologies mentionnées ci-haut au chapitre 4.

De ces trois études faites sur les trois topologies de préhenseur différentes, on est maintenant capable de proposer une méthode générale pour optimiser le design d'un préhenseur sous-actionné quelconque, en se servant du logiciel ADAMS. On décrit ici

les démarches nécessaires pour effectuer une telle analyse :

1. On choisit la variable d'optimisation pour laquelle on souhaite optimiser le design du doigt (R_i , a_i , c_i , etc.)
2. On construit un doigt dans ADAMS qui correspond à chaque valeur différente de la variable d'optimisation choisie.
3. On choisit un objet commun pour chaque doigt et on y associe des variables de design modifiant les dimensions et la hauteur au-dessus de la paume de l'objet. L'intervalle des variables de design et d'optimisation est commun pour chacun des doigts.
4. Selon le nombre de phalanges du doigt, on développe une macro commande dans ADAMS pour calculer les numérateurs des équations de la fonction objective appropriée.
5. Dans ADAMS/Insight, on lance une série de simulations pour un des doigts en variant les dimensions de l'objet et sa hauteur au-dessus de la paume.
6. Une fois la série de simulations terminée pour un doigt, on fait la somme des valeurs obtenues par la macro commande pour toutes les simulations de la série. On divise ensuite cette somme par le nombre de simulations effectuées. De cette manière, on obtient une valeur de la fonction objective qui correspond à la variable d'optimisation choisie.
7. On répète les étapes 5 et 6 pour les autres doigts.
8. Une fois les séries de simulations de chacun des doigts terminées, on trace la fonction objective par rapport à la variable d'optimisation choisie.
9. Le design optimal est associé à la variable d'optimisation qui produit la valeur de la fonction objective la plus basse. La fonction objective est décrite en détail au chapitre 4.

On a effectué une étude sur la stabilité des trois doigts au chapitre 5. On y décrit la notion du point d'équilibre et son application à la zone de stabilité de chacune des trois topologies. On y présente une méthode pour déterminer ces zones de stabilité en ne connaissant que la géométrie et la configuration du doigt. Pour les première et troisième topologies, on détermine la zone de stabilité en se servant du fait que les droites des forces appliquées sur la phalange distale s'intersectent si le corps est

en équilibre statique. On a affiché la zone de stabilité pour la première topologie au chapitre 5.

De la même façon, on détermine la région de stabilité de la deuxième topologie en appliquant le même principe décrit ci-haut à quatre corps libres qui font partie de cette dernière. Dans ce cas, la configuration du mécanisme est plus complexe et on est obligé de résoudre un système de quatre équations et quatre inconnues. L'étude d'équilibre effectuée sur la deuxième topologie démontre que deux valeurs de e , décrite au chapitre 5, en résultent. On a affiché la zone de stabilité pour la deuxième topologie au chapitre 5 pour ces deux valeurs de e .

6.2 Travaux futurs

Les analyses effectuées dans ADAMS démontrent qu'on est capable d'optimiser un design de doigt en définissant des variables de design et des fonctions objectives associées à ce dernier. Tout au long de cette recherche, on optimisait le design du doigt en distribuant, d'une façon égale, les forces de contact entre le doigt et l'objet à saisir. Il serait donc intéressant de définir une nouvelle fonction objective pour laquelle on souhaite optimiser le design du doigt. Par exemple, on pourrait optimiser la configuration de ce dernier en modifiant la raideur du ressort ou les autres longueurs de lien. On pourrait aussi étudier les effets d'un changement de matériau et de coefficient de frottement sur les forces de contact en expérimentant des commandes respectives qui contrôlent ces variables. De la même façon, on pourrait aussi expérimenter les masses de chacune des membrures du doigt et l'emplacement des éléments passifs dans le mécanisme.

En ce qui concerne la modélisation dynamique et l'analyse d'optimisation, il est souhaitable de modéliser deux doigts qui saisissent un objet mobile au lieu de simuler un seul doigt et un objet fixé. Pour des raisons de temps de calcul, nous n'avons modélisé qu'un seul doigt saisissant un objet fixé tout au long de cette recherche. Une simulation comportant deux doigts et un objet mobile représenterait une situation plus réaliste.

Pour la troisième topologie, on voudrait être capable d'effectuer une simulation en se servant des deux valeurs d'optimisation, soit R_1 et R_2 . Dans le but de simplifier la procédure d'optimisation, on couple ces deux variables tout au long de cette recherche

afin de n'en varier qu'une seule. Cependant, en ce qui concerne le design du doigt, il serait préférable de connaître les valeurs optimales de ces deux rapports afin de déterminer la configuration optimale du doigt.

Pour la force du moteur, il serait plus réaliste de modéliser une force qui varie au lieu de se servir d'une force constante pour mettre en marche la prise du doigt. Une force de moteur qui commence par une valeur très faible et qui se termine par une valeur élevée représenterait une situation plus réaliste. En revanche, la dynamique du moteur pourrait être plus importante à réaliser qu'un changement progressif de la force modélisée.

Afin d'améliorer la procédure d'optimisation, on doit examiner de plus près toutes les capacités offertes dans ADAMS. La procédure d'optimisation présentée dans ce mémoire est encore très rudimentaire et doit être raffinée. Il est aussi important d'effectuer une validation rigoureuse de la procédure d'optimisation présentée dans ce mémoire. En plus, une procédure d'optimisation plus efficace pour déterminer la configuration optimale du doigt en se servant du logiciel ADAMS pourrait aussi exister.

Une méthode automatique pour construire chacun des doigts correspondant à une valeur différente de la variable d'optimisation choisie doit être développée. Ceci permettra à l'utilisateur de créer tous les doigts sans devoir les construire d'une manière manuelle. On a modélisé chacun des doigts testés dans cette recherche d'une façon individuelle, ralentissant l'optimisation.

Il serait utile de développer un modèle numérique du comportement du doigt pour valider les résultats issus d'ADAMS. De la même façon, il serait aussi avantageux de faire une expérience sur un prototype de doigt pour comparer les résultats expérimentaux à ceux qui résultent d'une analyse avec le logiciel.

L'étude d'équilibre effectuée au chapitre 5 ne tient pas compte des effets de frottement existant entre la phalange et l'objet à saisir et des effets de frottement aux articulations. Il serait donc idéal de déterminer une technique pour modéliser ces effets afin d'obtenir des résultats plus réalistes.

Il est important de noter que les mains articulées sont recherchées dans le domaine de la chirurgie (Russell *et al.* 1995) aussi bien que dans celui de l'exploration spatiale. À

cette fin, les résultats tirés de cette analyse des préhenseurs sous-actionnés pourraient mener à l'avancement de ces domaines respectifs.

Bibliographie

- [1] Bartholet, S. J., 1992, “Reconfigurable End Effector” *US Patent 5108140*.
- [2] Boissonnat, J. D., Faverjon, B. et Merlet, J. P., 1988, “Technique de la Robotique”, Chapitre 9 (Mécanique de la Préhension), Hermès, Paris, Tome I, pp. 285–318.
- [3] Bonivento, S., Faldella, E. et Vassura, G., 1991, “The University of Bologna Robotic Hand Project : Current State and Future Developments” *Proceedings of the 5th International Conference on Advanced Robotics*. Pise, pp. 349–356.
- [4] Butterfass, J., Grebenstein, M., Liu, H. et Hirzinger, G., 2001, “DLR-Hand II : Next Generation of a Dextrous Robot Hand”, *Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation*, Seoul, South Korea, pp. 109–114.
- [5] Chen, F. Y., 1982, “Gripping Mechanisms for Industrial Robots : An Overview” *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 17, No. 5, pp. 299–311.
- [6] Crisman, J. D., Kanojia, C. et Zeid, I., 1996. “GRASPAR : A Flexible, Easily Controllable Robotic Hand” *IEEE Robotics and Automation Magazine*, June, pp. 32–38.
- [7] Crowder, R. M. et Whatley, D. R., 1989, “Robotic Gripping Device Having Linkage Actuated Finger Sections” *US Patent 4834443*.
- [8] Crowder, R. M., 1991, “An Anthropomorphic Robotic End Effector”, *Robotics and Autonomous Systems*, Vol. 7, pp. 253–268.
- [9] Cutkosky, M. R., 1985. “Robotic grasping and fine manipulation” *Kluwer Academic Publishers*.

- [10] Cutkosky, M. R., 1989. “On Grasp Choice, Grasp Models and the Design of Hands for Manufacturing Tasks” *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 5, No. 3, pp. 269-279.
- [11] Doll, T. J. et Scheneebeli, H. J., 1988, “The Karlsruhe Hand”, *2nd IFAC Symposium*, Karlsruhe, pp. 383–388
- [12] Engler, C. D. Jr. et Groover, M. P. 1989, “Design of an Anthropomorphic Electro-Mechanical Hand with Exoskeletal Control to Emulate Human Hand Dexterity” *Proceedings of the 1989 World Conference on Robotics Research*. pp. 41–59.
- [13] Graham, D. F., 1993, “Artificial Hand and Digit Therefor”, US Patent 5200679.
- [14] Gosselin, C. M., 1992, “Optimisation et conception d’une main articulée robuste pour manipulateur”, Rapport technique pour l’IRSST, Université Laval, Québec.
- [15] Gosselin, C. M., Montambault, S. et Gosselin, C. J. 1993, “MANUS COLOBI : Preliminary Results on the Design of a Mechanical Hand for Industrial Applications”, *Proceedings of the 1993 ASME Design Automation Conference*, Albuquerque, New Mexico.
- [16] Guo, G., Gruver, W. A., Qian, X., 1992a, “A New Design for a Dextrous Robotic Hand Mechanism”, *IEEE Control Systems*, August, pp. 35–38.
- [17] Guo, G., Lee, T. T., Gruver, W. A. et Zhang, J., 1990, “Design of a Planar Multi-jointed Prosthetic Finger Mechanism”, *Proceedings of the 21st ASME Mechanisms Conference*, DE-Vol. 26, pp. 165–170.
- [18] Hirose, S. et Umetami, Y., 1978, “The Development of Soft Gripper for the Versatile Robot Hand”, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 13, pp. 351–359.
- [19] Itoh, H., 1975, “Mechanical Hand”, US Patent 3927424.
- [20] Jacobsen, S. C., Wood, J. E., Knutti, D. F. et Biggers, K. B., 1984. “The UTAH/M.I.T Dextrous Hand : Work in Progress” *The International Journal of Robotics Research*, Vol. , No. 4, pp. 21–50.
- [21] Jacobsen, S. C., Smith, F. M., Iversen, E. K., Knutti, D. F., Johnson, R. T. et Biggers, K. B., 1990. “High Performance, High Dexterity, Force Reflective Teleoperator” *ANS winter meeting*, Washington.
- [22] Jacobsen, S. C., Smith, F. M., Backman, D. K., et Iversen, E. K., 1991. “High Performance, High Dexterity, Force Reflective Teleoperator” *ANS Topical meeting on Robotics and Remote Systems*, Albuquerque, New Mexico.
- [23] Jau, B. M., 1992, “Man Equivalent Telepresence Through Four Fingered Human-Like Hand System”, *Proceedings of the International Conference on Robotics and Automation*, Nice, pp. 843–848

- [24] Kerr, J. et Roth, B., 1986, “Analysis of Multi-Fingered Hands”, *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 4, No. 4, pp. 3–17.
- [25] Laliberté, T. et Gosselin, C. M., 1998, “Simulation and Design of Underactuated Mechanical Hands,” *Mech.Mach. Theory*, Vol. 33, No. 1/2, pp. 39–57.
- [26] Laliberté, T. et Gosselin, C. M., 2001, “Development of a Three-DOF Underactuated Finger,” *CCToMM*, Montreal, Canada, June 1, 2001.
- [27] Laliberté, T. et Gosselin, C. M., 1996, “Simulation and Design of Two-Degree-of-Freedom Underactuated Mechanical Fingers” *Proceedings of the ASME Mechanisms Conference*, Irvine, California, August 19–22, 1996.
- [28] Laliberté, T. et Gosselin, C. M., 2002, “Self-adaptive Robotic Grasping Hands Using Underactuation” *rapport technique de l’Université Laval*.
- [29] Lee, S., 1990, “Artificial Dexterous Hand”, US Patent 4946380.
- [30] Lessard, J., Lavallée, J., Girard, P. et McGee, J.-Y., 1992, “Research and Developments in Telerobotics at Hydro-Québec for the Introduction of a Live Line Telemanipulation System : Study on the Use of a Stereoscopic Vision System”, Rapport technique, IREQ-Hydro-Quebec, Varennes, Québec.
- [31] Lian, D., Donath, M. et Peterson, S., 1983, “A Three-Fingered, Articulated, Robotic Hand”, *13th ISIR/Robots 7 Conference*, Chicago, Illinois.
- [32] Mason, M. T. et Salisbury, J. K., 1985. “Robot Hands and the Mechanics of Manipulation” *The MIT Press*, Cambridge.
- [33] Mechanical Dynamics, Inc., 2000. “ADAMS-Help” *Mechanical Dynamics, Inc.*, United States of America.
- [34] Melchiorri, C., et Vassura, G., 1992, “Mechanical and Control Features of the University of Bologna Hand Version 2”, *Proceedings of the 1992 IEEE/RSU International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 187–193.
- [35] Montambault, S., 1992, “Conception d’une Main Articulée Robuste pour Manipulateur”, Mémoire de maîtrise, Université Laval, Québec.
- [36] Montambault, S., 1996, “Analyse et Optimisation de Préhenseurs Mécaniques Sous-actionnés” Mémoire de doctorat, Université Laval, Québec.
- [37] Mullen, J. F., 1972, “Mechanical Hand”, US Patent 3694021.
- [38] Okada, T., 1979, “Object-Handling System for Manual Industry” *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 9, No. 2, pp. 79–89.
- [39] Oomichi, T., et Okino, A., 1992, “Study on Multi-Fingered Manipulation for Real Tasks” *Advanced Robotics*, Vol. 6, No. 1, pp. 127–140.

- [40] Phillips, C.G., 1986, "Movement of the Hand", Liverpool University Press.
- [41] Rampalli, R., 2000, "ADAMS/Solver Theory Seminar" *Mechanical Dynamics, Inc.*, United States of America.
- [42] Reynaerts, D. et Van Brussel, H., 1993, "Two-Fingered Full Envelope Dextrous Manipulation" *Proceedings of the IEEE Conference on Robotics and Automation*, Atlanta, pp. 436–441.
- [43] Russell, H. T., Funda, J., Eldridge, B., Gomory, S., Gruben, K., LaRose, D., Talimini, M., Kavoussi, L., et Anderson, J., 1995, "A Telerobotic Assistant for Laparoscopic Surgery", *IEEE Engineering in Medicine and Biology*, Vol. 14, No. 3, pp. 279–287.
- [44] Saliba, M. et Da Silva, C. W., 1991, "An Innovative Robotic Gripper for Grasping and Handling Research", *Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation*, Kobe, Japan. pp. 975–979.
- [45] Salisbury, J. K. et Craig, J. J., 1982, "Articulated Hands : Force Control and Kinematic Issues", *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 1, No. 1, pp.4–17.
- [46] Shimojima, H., Yamamoto, K. et Kawakita, K., 1987, "A Study of Grippers with Multiple Degrees of Mobility" *JSME International Journal*, Vol. 30, No. 261, pp. 515–522.
- [47] Tomovic, R. et Boni, G., 1962, "An Adaptive Artificial Hand", *IRE Transactions on Automatic Control*, pp. 3–10.
- [48] Tubiana, R. et Thomine, J.-M., 1990, "La Main : Anatomie Fonctionnelle et Examen Clinique", *Éditions Masson*, Paris.
- [49] Ulrich, N. et Kumar, V., 1988, "Grasping Using Fingers with Coupled Joints," *Proceedings of the 1988 ASME, Trends and Developments in Mechanisms, Machines and Robotics*, Vol. 3., pp. 201–207.
- [50] Ulrich, N., Paul, R. et Bajcsy, R., 1988, "A Medium Complexity Complaint End Effector", *Proceedings of the 1988 International Conference on Robotics and Automation*, pp. 434–436.
- [51] Venkataraman, S. T. et Iberall, T., 1990, "Dextrous Robot Hands", *Springer-Verlag*, New-York.
- [52] Zhang, J., Guo, G. et Gruver, W. A., 1992, "Optimal Design of a Six-Bar Linkage for an Antropomorphic Three-Jointed Finger Mechanism", *Robotics, Spatial Mechanisms and Mechanical Systems*, Vol. 45, pp. 299–304.

- [53] Zlatanov, D. S., Fenton, R. G., et Benhabib, B.,1994. “Analysis of the Instantaneous Kinematic and Singular Configurations of Hybrid-Chain Manipulators”. ASME 23rd Mechanisms Conference. Vol. DE-72, pp 467–476.

Annexe A

Fichiers d'ADAMS

A.1 Macro pour les première et deuxième topologies

```
!$analysis:t=analysis$
```

```
!Calculer le module de la première force de contact.
```

```
var set var=$_self.FX_comp
```

```
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_1.FX.values)))
```

```
var set var=$_self.FY_comp
```

```
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_1.FY.values)))
```

```
var set var=$_self.FZ_comp
```

```
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_1.FZ.values)))
```

```
var set var=$_self.FMAG1
real=(eval(NORM2({$_self.FX_comp, $_self.FY_comp,$_self.FZ_comp})))

!Calculer le module pour la deuxième force de contact.
var set var=$_self.FX_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_2.FX.values)))
var set var=$_self.FY_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_2.FY.values)))
var set var=$_self.FZ_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_2.FZ.values)))

var set var=$_self.FMAG2
real=(eval(NORM2({$_self.FX_comp, $_self.FY_comp,$_self.FZ_comp})))

!Calculer la valeur absolue de la différence entre les deux forces de contact.
var set var=weighted_obj real=(eval(ABS($_self.FMAG2-$_self.FMAG1) ))
!
```

A.2 Macro pour la troisième topologie

```

!$analysis:t=analysis

!Calculer le module de la première force de contact.
var set var=$_self.FX_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_1.FX.values)))
var set var=$_self.FY_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_1.FY.values)))
var set var=$_self.FZ_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_1.FZ.values)))

var set var=$_self.FMAG1
real=(eval(NORM2({$_self.FX_comp, $_self.FY_comp,$_self.FZ_comp})))

!Calculer le module de la deuxième force de contact.
var set var=$_self.FX_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_2.FX.values)))
var set var=$_self.FY_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_2.FY.values)))
var set var=$_self.FZ_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_2.FZ.values)))

var set var=$_self.FMAG2
real=(eval(NORM2({$_self.FX_comp, $_self.FY_comp,$_self.FZ_comp})))

!Calculer le module de la troisième force de contact.
var set var=$_self.FX_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_3.FX.values)))
var set var=$_self.FY_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_3.FY.values)))
var set var=$_self.FZ_comp
real=(eval(LAST(DB_DEFAULT(System_Defaults,"analysis").CONTACT_3.FZ.values)))

var set var=$_self.FMAG3

```

```
real=(eval(NORM2({$_self.FX_comp, $_self.FY_comp,$_self.FZ_comp})))
```

```
!Calculer la somme des valeurs absolues des différences des forces adjacentes.
```

```
var set var=weighted_obj
```

```
real=(eval(ABS($_self.FMAG2-$_self.FMAG1) + ABS($_self.FMAG3-$_self.FMAG2) ))
```

```
!
```

A.3 Fichier *.cmd*

Fichier *.cmd* pour associer le fichier contenant le modèle du doigt à celui contenant le macro développé.

```
!Importer le fichier contenant le modèle du doigt.  
file command read file="./nom_du_fichier.cmd"
```

```
!Définir la variable dans le macro.  
variable set variable_name=weighted_obj real=0
```

```
!Importer le macro.  
macro read &  
    macro_name = .dual_force_last_mac &  
    file_name = "./dual_force_lastmag_obj_mac.cmd"
```

```
!Définir la fonction objective.  
optimize objective create &  
    objective_name= OBJ_dual_force_last &  
    variable_name= weighted_obj &  
    macro_name= .dual_force_last_mac
```