

ACTIONNEURS "STICK AND SLIP" POUR MICRO-MANIPULATEURS

THÈSE N° 1756 (1998)

PRÉSENTÉE AU DÉPARTEMENT DE MICROTECHNIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE

POUR L'OBTENTION DU GRADE DE DOCTEUR ÈS SCIENCES TECHNIQUES

PAR

Jean-Marc BREGUET

Ingénieur en microtechnique diplômé EPF
originaire de Coffrane (NE)

acceptée sur proposition du jury:

Prof. R. Clavel, directeur de thèse
Dr U. Gengenbach, corapporteur
Prof. Ph. Renaud, corapporteur
Dr F. Rudolf, corapporteur

Lausanne, EPFL
1998



REMERCIEMENTS

Au terme de ce travail je tiens à remercier chaleureusement toutes les personnes qui, d'une manière ou d'une autre, m'ont aidé et soutenu tout au long de ces années.

Mes remerciements s'adressent tout d'abord au Professeur Reymond Clavel, qui a accepté d'être mon directeur de thèse et m'a aidé par ces précieux conseils. Je lui suis aussi extrêmement reconnaissant de m'avoir donné la possibilité d'accomplir ce travail de doctorat dans d'excellentes conditions.

Je remercie les autres membres du jury qui ont consacré beaucoup de leur précieux temps comme corapporteurs:

Monsieur le Docteur Ulrich Gengenbach du Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, pour le soin qu'il a apporté à la pré-lecture de mon rapport et pour ses remarques pertinentes qui ont contribué à son amélioration;

Monsieur le Professeur Philippe Renaud qui m'a initié aux actionneurs 'stick and slip' et m'a, à plusieurs reprises, encouragé par son enthousiasme;

Monsieur le Docteur Felix Rudolf du CSEM pour l'intérêt qu'il a montré à ce travail et ses précieuses remarques lors de l'examen.

La partie expérimentale de cette étude n'aurait pas été possible sans la contribution de plusieurs personnes que je remercie sincèrement: Messieurs Jean-Jacques Crausaz, Georges Perenoud et Pascal Zbinden pour la réalisation de nombreuses pièces mécaniques, souvent trop petites à leur goût, ainsi que les étudiants qui ont réalisé des prototypes lors de travaux de semestre ou de diplôme ou en tant qu'assistants étudiants: Cédric Aymon, Julien Ballif, Olivier Burdet, Stéphane Claude, Pierre-Alain Clivaz, Thierry Connus, Didier Guzzoni, Erdal Karamouk, Christophe Kissling, Stéphane Martinelli, Alban Meier, Roberto Mericio, Paul Rebmann, Dominik Schläfli, Pieter Schrok.

Mes remerciements vont aussi au Docteur Thomas Sidler de l'institut d'optique appliquée, qui par sa maîtrise de la technologie de découpe laser, m'a permis de concevoir des actionneurs 'stick and slip performants et d'une grande simplicité.

Je remercie le Docteur Armin Sulzmann pour sa collaboration. Nous avons réalisé ensemble plusieurs systèmes de micro-manipulation sous microscope avec lesquels nous avons pu tester et valider nos travaux respectifs.

Je remercie aussi Monsieur Friedhelm Altpeter de l'institut d'automatique, qui m'a fourni un modèle de frottements efficace, améliorant ainsi les résultats des simulations.

Ces années de doctorat ont été rendues très agréables par la gentillesse, l'amitié et la disponibilité du personnel scientifique et administratif de l'IMT. Je lui en suis très reconnaissant.

Je remercie aussi mes parents et beaux-parents pour leur soutien et encouragements. Une pensée toute particulière pour ma mère qui a consacré de nombreuses heures à la correction de mon rapport. Bien que le sujet ne l'ait probablement pas passionnée, je suis sûr qu'elle y a mis tout son cœur.

Finalement je remercie de tout mon cœur ma femme, Cristina, et nos enfants, Florence et Joël, pour leur soutien, leurs encouragements et leur amour.

VERSION ABREGEE

Ce travail de thèse est une contribution au développement de micro-manipulateurs simples, à haute résolution et à plusieurs degrés de liberté, pour la manipulation d'objets microscopiques, la manipulation d'échantillons biologiques, ou encore l'industrialisation des microsystèmes. Les actionneurs pour ces micro-manipulateurs doivent allier une résolution submicronique à des déplacements de plusieurs millimètres parcourus en quelques secondes. Ils doivent aussi être compacts et rigides pour faciliter leur intégration et présenter une meilleure immunité aux perturbations externes (vibrations, variations de température, etc.).

Les actionneurs 'stick and slip' étudiés dans ce travail répondent de façon optimale à ces exigences. Ils sont caractérisés par les points suivants:

- une résolution de quelques nanomètres ($< 5\text{nm}$) pour des courses de l'ordre du centimètre à des vitesses de plusieurs millimètres par seconde (2-5 mm/s);
- une rigidité élevée ($6.5\text{ N}/\mu\text{m}$) garantissant une excellente immunité aux perturbations externes;
- une grande simplicité obtenue par la combinaison des fonctions de guidage et d'entraînement et par l'utilisation d'un concept original de structures flexibles monolithiques.

Ce rapport présente les différentes étapes de notre recherche:

- étude de l'état de l'art: les actionneurs 'stick and slip' ont été développés à l'origine pour la microscopie à balayage (STM ou AFM). Nous avons adapté le concept de base à nos besoins. Plusieurs solutions originales sont proposées pour simplifier et améliorer les performances de ces actionneurs;
- modélisation: elle apporte une compréhension détaillée du fonctionnement des actionneurs 'stick and slip' et permet leur optimisation;
- étude par les lois de similitude: elle démontre que les actionneurs 'stick and slip' peuvent être miniaturisés tout en gardant, voire améliorant, leurs performances. Ce résultat ouvre des perspectives prometteuses pour ces actionneurs dans le domaine des microsystèmes;
- expérimentation: la caractérisation d'un actionneur 'stick and slip' à un degré de liberté met en évidence ses performances et valide notre modélisation;
- la réalisation et les tests de plusieurs micro-manipulateurs actionnés par 'stick and slip' confirment la pertinence de notre approche.

Les résultats de ce travail de thèse doivent aider l'homme de l'art dans la conception et la réalisation de micro-manipulateurs performants actionnés par 'stick and slip'.

ABSTRACT

This thesis is a contribution to the development of simple micromanipulators, having high resolution and several degrees-of-freedom, dedicated to the manipulation of miniature objects, the manipulation of biological specimens or to the assembly of microsystems. The actuators for these micromanipulators must have a submicronic resolution over displacements of a few centimeters at a speed of several millimeters per second. They must also be compact and rigid in order ease their integration and to have a high rejection of the external perturbations (vibrations, temperature changes, etc.).

Stick and slip actuators studied in this work fulfil very well these requirements. Their main features are:

- a resolution better than 5 nm over strokes of a few centimeters at a speed of several millimeters per second (2-5 mm/s);
- a high rigidity (6.5 N/ μm) giving an excellent rejection of external perturbations;
- an extreme simplicity obtained by the combination of the guiding and actuating functions and by using an innovative concept of monolithic flexible structures.

This report presents all the stages of our research work:

- the state of the art: originally, stick and slip actuators have been developed for the scanning probe microscopy (STM or AFM). We have adapted this concept to our purposes. Several innovative solutions allow us to simplify and improve significantly these actuators;
- the modeling: it allows us to understand in details the behavior of stick and slip actuators and to optimize them;
- the study of scaling down: it demonstrates that stick and slip actuators can be miniaturized. New applications in the field of microsystems are therefore promising;
- the experiment: the characterization of a one-degree-of-freedom actuator demonstrates its performances and validates our modeling;
- the implementation and tests of several micro-manipulators actuated by stick and slip confirm the pertinence of our approach;

The results of this thesis will help engineers to design and implement efficient micro-manipulators using stick and slip actuators.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	iii
VERSION ABREGEE	v
ABSTRACT	vi
TABLE DE MATIERES.....	vii
1 INTRODUCTION GENERALE.....	1
1.1 Microsystèmes et micro-assemblage	1
1.2 Motivation de la thèse.....	1
1.3 Originalité de la thèse	3
1.4 Organisation de la thèse.....	4
1.5 Etat de l'art	4
1.5.1 Micro-assemblage	4
1.5.2 Actionneurs conventionnels.....	5
1.5.2.1 Hydraulique et pneumatique	5
1.5.2.2 Electromécanique.....	6
1.5.2.3 Electrostatique.....	7
1.5.3 Actionneurs à déformation de matériaux.....	7
1.5.3.1 Actionneurs ultrasonores ('ultrasonic motors')	8
1.5.3.2 'Inch-worm'	9
1.5.3.3 Actionneurs Inertiels ('impact drives')	11
1.5.3.4 'Stick and slip'	12
1.6 Déformation de matériaux	13
1.6.1 Dilatation thermique	14
1.6.2 Polymères conducteurs	15
1.6.3 Electrostriction.....	15
1.6.4 Magnétostriction	16
1.6.5 Magnétoélasticité.....	16
1.6.6 Alliages à mémoire de forme (SMA)	16
1.6.7 Piézo-électricité	17
1.7 Conclusion	18
2 MATERIAUX PIEZO-ELECTRIQUES.....	19
2.1 Introduction	19
2.2 Effet piézo-électrique.....	19
2.3 Principaux matériaux piézo-électriques.....	19
2.4 Polarisation	20
2.5 Dépolarisation.....	21
2.5.1 Dépolarisation électrique	21
2.5.2 Dépolarisation mécanique.....	21
2.5.3 Dépolarisation thermique.....	21
2.6 Constantes piézo-électriques	21

2.6.1	Notation	22
2.6.2	Relations mathématiques de base	22
2.6.3	Modes de déformation	23
2.6.4	Déformation d'un élément piézo-électrique	24
2.6.4.1	Actionneur axial	24
2.6.4.2	Actionneur transversal	25
2.6.4.3	Actionneur en cisaillement d'épaisseur	26
2.7	Modèles mécanique et électrique des actionneurs piézo-électriques	27
2.7.1	Modèle mécanique	27
2.7.1.1	Calculs des composants du modèle mécanique	27
2.7.2	Modèle électrique	28
2.8	Limites et défauts des piézo-électriques	29
2.8.1	Influence de la température	30
2.8.2	Hystérésis	30
2.8.3	Dérive	32
2.8.4	Vieillessement	32
2.9	Amplification du mouvement	32
2.9.1	Élément piézo-électrique bimorphe	33
2.9.2	Piézo-électriques multicouches	33
2.9.3	Amplification par effet de levier	34
2.9.4	Amplification par effet de genouillère	34
2.9.5	Amplification par déplacements pas-à-pas	35
2.9.6	Combinaison macro- et micro-déplacements	35
2.10	Conclusion	36
3	ACTIONNEURS 'STICK AND SLIP'	37
3.1	Introduction	37
3.2	Principe de fonctionnement	37
3.3	Éléments constitutifs des actionneurs 'stick and slip'	38
3.3.1	Masse inertielle du mobile	38
3.3.2	Pieds déformables	38
3.3.3	Interface de contact mécanique	39
3.3.4	Système de guidage	39
3.3.5	Système de charge	39
3.4	Modélisation d'un actionneur 'stick and slip' à pieds fixes	39
3.5	Modèle rigide	40
3.5.1	Mouvement des pieds	40
3.5.2	Mouvement du mobile	42
3.5.3	Calcul de l'accélération et de la décélération du mobile	45
3.5.4	Équivalence pour un actionneur rotatif	48
3.5.5	Ondulation de vitesse du mobile	49
3.5.6	Synthèse du modèle rigide	51
3.6	Modèle flexible	52
3.6.1	Mouvement des pieds	52
3.6.2	Mouvement du mobile	53
3.6.3	Modélisation du frottement	53
3.6.4	Détermination des paramètres du modèle de frottement	55
3.6.4.1	Rigidité tangentielle du contact	55

3.7 Simulations	57
3.7.1 Saut indiciel, détermination des paramètres du système	58
3.7.2 Excitation en dents de scie.....	63
3.7.3 Régime cahotique	64
3.7.3.1 Calcul de la fréquence limite avant le régime cahotique	66
3.7.4 Amplitude du recul	67
3.7.4.1 Influence du signal électrique	67
3.7.4.2 Influence de la rigidité des pieds.....	68
3.7.4.3 Influence de l'interface de contact (pieds-mobile)	68
3.7.4.4 Influence de l'inertie	69
3.7.4.5 Influence de la pente	69
3.7.4.6 Influence de la force de contact	70
3.7.4.7 Excitation à 2, 3 et 4 phases.....	71
3.7.5 Relation entre les modèles rigide et flexible.....	71
3.7.6 Synthèse du modèle flexible	72
3.8 Modélisation d'un actionneur 'stick and slip' à pieds mobiles	73
3.9 Lois de similitude	74
3.9.1 Notations	74
3.9.2 Hypothèses.....	75
3.9.3 Mouvement des pieds	75
3.9.3.1 Capacité électrique des pieds	75
3.9.3.2 Constante de temps électrique.....	76
3.9.3.3 Pente de la tension aux bornes du piézo-électrique	76
3.9.3.4 Déformation idéale des pieds	76
3.9.3.5 Rigidité des pieds	76
3.9.3.6 Amortissement	77
3.9.3.7 Forces agissant sur les pieds	77
3.9.3.8 Accélération des pieds	77
3.9.3.9 Fréquence limite.....	78
3.9.3.10 Amplitude du mouvement des pieds.....	78
3.9.4 Mouvement du mobile	78
3.9.5 Mouvement horizontal.....	79
3.9.5.1 Fréquence limite.....	79
3.9.5.2 Ondulation de vitesse	79
3.9.5.3 Amplitude des pas du mobile.....	79
3.9.6 Mouvement vertical	81
3.9.6.1 Temps d'amortissement	84
3.9.7 Synthèse de l'étude des lois de similitude	85
3.10 Conclusion	87
4 PROTOTYPES	89
4.1 Introduction	89
4.2 Axe linéaire à 1 degré de liberté	89
4.2.1 Objectif	89
4.2.2 Construction.....	90
4.2.2.1 Pieds	90
4.2.2.2 Guidages	91
4.2.2.3 Système de charge.....	91
4.2.2.4 Pression de contact.....	91

4.2.3 Amplificateur haute tension.....	93
4.2.4 Bancs d'essai.....	93
4.2.5 Système de mesure de position.....	93
4.2.6 Banc d'essai de développement.....	94
4.2.7 Implémentation sur carte à micro-contrôleur.....	95
4.2.7.1 Régulateur de position.....	95
4.2.7.2 Analyse de la boucle d'asservissement.....	97
4.2.8 Résultats expérimentaux.....	98
4.2.8.1 Saut indiciel.....	98
4.2.8.2 Vitesse en fonction de la fréquence et de l'amplitude d'excitation.....	98
4.2.8.3 Comparaison des modèles rigide et flexible avec la mesure.....	100
4.2.8.4 Précision en boucle ouverte.....	101
4.2.8.5 Excitations déphasées.....	104
4.2.8.6 Performances en boucle fermée.....	104
4.2.8.7 Conclusion sur l'axe linéaire.....	106
4.3 Micro-robot mobile à 4 degrés de liberté.....	107
4.3.1 Objectif.....	107
4.3.2 Construction.....	107
4.3.2.1 Pieds.....	108
4.3.2.2 Axe vertical.....	108
4.3.2.3 Micro-pince.....	109
4.3.2.4 Cinématique.....	110
4.3.2.5 Interface électronique.....	111
4.3.2.6 Système de mesure de position.....	112
4.3.2.7 Installation expérimentale de micro-assemblage.....	113
4.3.2.8 Résultats expérimentaux.....	114
4.3.2.9 Conclusion sur le micro-robot mobile à 4 degrés de liberté.....	116
4.4 Micro-robots utilisant le concept de structures flexibles monolithiques.....	116
4.4.1 Concept.....	117
4.4.2 Micro-robot mobile à 3 degrés de liberté (X, Y, θ_z) à 6 actionneurs.....	117
4.4.2.1 Cinématique.....	119
4.4.2.2 Résultats expérimentaux.....	119
4.4.3 Micro-robot mobile à 3 degrés de liberté (X, Y, θ_z) à 3 actionneurs.....	120
4.4.3.1 Cinématique.....	120
4.4.3.2 Résultats expérimentaux.....	121
4.4.3.3 Conclusion sur les micro-robots utilisant des structures flexibles monolithiques.....	122
4.5 Structure parallèle à 6 degrés de liberté.....	122
4.5.1 Objectif.....	123
4.5.2 Construction.....	123
4.5.2.1 Actionneurs à deux degrés de liberté.....	123
4.5.2.2 Structure parallèle.....	124
4.5.2.3 Résultats expérimentaux.....	124
4.5.2.4 Conclusion sur la structure parallèle à 6 degrés de liberté.....	124
4.6 Plate-forme d'échantillon pivotante pour AFM.....	125
4.6.1 Objectif.....	125
4.6.2 Construction.....	125
4.6.2.1 Résultats expérimentaux.....	126
4.6.2.2 Proposition pour une autre conception.....	126

4.6.2.3 Conclusion sur la table d'inclinaison	126
4.7 Réduction active des frottements secs	126
4.7.1 Résultats expérimentaux	127
4.8 Proposition alternative pour la génération des signaux d'excitation	129
4.8.1 Générateur à charge et décharge de capacité	129
4.8.2 Résultats expérimentaux	130
4.9 Conclusion	132
5 CONCLUSION	133
5.1 Résumé des points importants	133
5.1.1 Matériaux piézo-électriques.....	133
5.1.2 Modélisation des actionneurs 'stick and slip'	133
5.1.3 Avantages des actionneurs 'stick and slip'	134
5.1.4 Limites des actionneurs 'stick and slip'	135
5.1.5 Miniaturisation.....	136
5.1.6 Règles de conception à respecter	136
5.1.7 Originalité des solutions proposées	137
5.2 Domaines d'applications	138
5.3 Points non abordés ou à approfondir	139
5.3.1 Propositions d'améliorations de l'interface pieds-mobile	139
5.3.2 Autres formes de signaux d'excitation	140
5.3.3 Modulation de la force d'appui.....	140
5.3.4 Excitations déphasées	140
5.3.5 Choix des matériaux et durée de vie.....	141
5.3.6 Fonctionnement sous vide	141
5.4 Perspectives d'avenir	141
5.5 Contribution.....	142
5.6 Conclusion	142
BIBLIOGRAPHIE	143
CURRICULUM VITAE	151



1 INTRODUCTION GENERALE

1.1 Microsystèmes et micro-assemblage

L'émergence et l'amélioration de technologies nouvelles telles que la micro-électronique, l'optoélectronique, la micromécanique, le traitement de l'information et la communication des données permettent de réaliser des produits microtechniques de plus en plus complexes, généralement appelés microsystèmes.

Le terme 'microsystème'¹ définit un système complexe de petites dimensions pouvant combiner des fonctions électroniques, optiques, mécaniques, voire chimiques ou biologiques [MINAST 1995].

Il existe une forte demande d'industrialisation de microsystèmes. Si la production des composants est généralement bien maîtrisée, en revanche les techniques d'assemblage de ceux-ci sont encore marginales et le coût de production limite la pénétration des microsystèmes sur le marché.

Le potentiel commercial de ces produits est vaste. Les applications vont des domaines de l'automatisation à la médecine, en passant par la biochimie ou l'industrie du jouet, sans oublier l'industrie automobile qui représente déjà un marché majeur pour les microsystèmes (air bag, ABS, allumage électronique, etc.).

L'industrialisation de ces nouveaux produits microtechniques requiert des outils de production de plus en plus précis et économiques. En particulier, l'assemblage de microsystèmes demande des manipulateurs à plusieurs degrés de liberté et une précision submicronique [Johansson 1994, Bleuler 1995, Breguet 1996a, Gengenbach 1996, Lehr 1996].

Un microsystème est généralement un produit à grande valeur ajoutée nécessitant une infrastructure de haute technologie et un personnel hautement qualifié. La Suisse a les atouts nécessaires pour jouer un rôle de premier plan dans ce domaine.

1.2 Motivation de la thèse

Nous verrons au paragraphe 1.5.1 que l'assemblage des microsystèmes nécessite des manipulateurs alliant une grande précision (typiquement meilleure que 0.1 μm) à de grands déplacements (plusieurs millimètres). Les forces en jeu sont petites, mais la rigidité doit être élevée pour garantir le maintien de la précision lors de la fixation des composants et en dépit de per-

1. 'Microsystem' en anglais.

turbations externes telles que des vibrations.

Les actionneurs conventionnels comme les moteurs électromécaniques sont relativement mal adaptés à ces exigences. Ils travaillent à haute vitesse, nécessitent dans la plupart des cas des réducteurs mécaniques de vitesse et sont encombrants. La diminution de leur taille pose de nombreux problèmes techniques et économiques. Leur intégration dans une structure robotique de précision est donc délicate et peu élégante. Les entraînements directs¹ résolvent en partie ces problèmes. Ils restent néanmoins relativement coûteux et volumineux [Futami 1990, Karidis 1992, Wavre 1992].

Les actionneurs de type inertiel² ont peu de composants, ils présentent une résolution excellente -quelques nanomètres-, une dynamique exceptionnelle -typiquement de 0 à 4 mm/s- et sont compacts. Ils peuvent être dessinés de telle façon qu'ils fassent partie intégrante de la structure cinématique. Dans la plupart des cas, les guidages et paliers sont superflus.

Leurs défauts principaux sont une durée de vie limitée -usure des pièces de contacts- et une répétabilité de plusieurs pourcents [Ragulskis 1988, Zesch 1995, Breguet 1996a].

Les solutions proposées et validées expérimentalement dans ce travail de thèse permettront aux futurs concepteurs de micro-manipulateurs de développer des structures cinématiques intégrant des actionneurs 'stick and slip' de façon optimale.

Les micro-manipulateurs présentés ici sont aussi parfaitement adaptés à des tâches de télé-manipulation sous microscope. Dans ce cas, c'est moins leur résolution que leur simplicité qui les rend attractifs. Plusieurs industriels travaillant dans les biotechnologies se sont intéressés à nos développements. Une des applications envisagée serait la micro-manipulation de cellules vivantes.

Ce travail de thèse est une contribution au développement de micro-manipulateurs simples, à haute résolution et à plusieurs degrés de liberté pour l'industrialisation des microsystèmes et la télé-manipulation d'objets microscopiques.

1. 'Direct drive' en anglais.

2. 'Impact drive' en anglais. Les actionneurs 'stick and slip' sont un cas particulier des actionneurs inertiels.

1.3 Originalité de la thèse

L'originalité de ce travail peut se résumer comme suit:

- Transfert de technologie: le principe des actionneurs inertiels, en particulier le 'stick and slip', est intensivement utilisé en microscopie par effet tunnel ou à force atomique (STM, respectivement, AFM¹) [Besocke 1987, Howald 1992, Howald 1993, Zeiss 1994]. Généralement, ces applications requièrent au maximum deux, voire trois degrés de liberté (X, Y, Z).

Ce travail de thèse adapte le principe du 'stick and slip' aux besoins de la robotique de précision. L'encombrement est diminué, la rigidité est augmentée et la construction est grandement simplifiée.

Les résultats de ce travail sont applicables au domaine de la microscopie. Ainsi, le transfert technologique pourra aussi se faire dans l'autre sens.

- Une résolution de quelques nanomètres est atteinte sans qu'aucune pièce mécanique de précision soit nécessaire [Breguet 1996a].
- Les fonctions de guidage et d'entraînement sont combinées.
- Réduction active des frottements secs en utilisant les propriétés des actionneurs 'stick and slip'. En effet, en excitant judicieusement les parties en contact mécanique, seuls les frottements dynamiques interviennent, facilitant grandement le réglage du système [Karnopp 1985, Canudas 1991].

Le postulat suivant servira de fil conducteur à ce travail:

L'utilisation d'un mécanisme d'une grande simplicité, combinant les fonctions d'entraînement et de guidage et basé sur le principe du 'stick and slip', permet de concevoir des micro-manipulateurs à résolution nanométrique -typiquement 5 nm- ayant une course de quelques centimètres et une vitesse de plusieurs millimètres par seconde -typiquement 3 mm/s-.

Nous espérons que les idées proposées dans ce travail trouveront rapidement leur chemin dans l'industrie.

1. 'Scanning Tunnel Microscope', respectivement 'Atomic Force Microscope' en anglais. On trouve aussi l'acronyme SPM pour 'Scanning Probe Microscopy' couvrant tous les types de microscopes à sonde proche.

1.4 Organisation de la thèse

Le chapitre 1 situe le cadre dans lequel ce travail a été réalisé. Il définit les buts fixés et décrit l'état de l'art dans les domaines du micro-assemblage et des actionneurs à haute résolution.

Le chapitre 2 est consacré à la description des matériaux piézo-électriques, leurs modes de déformation, leurs qualités et défauts, ainsi que divers moyens d'amplification de mouvement.

Au chapitre 3 nous entrons réellement dans le vif du sujet en décrivant et modélisant les actionneurs 'stick and slip'. Leurs caractéristiques en fonction de leurs tailles sont analysées par une étude des lois de similitude.

Plusieurs prototypes de micro-manipulateurs actionnés par 'stick and slip' sont présentés au chapitre 4. Nous y introduisons aussi le concept de structures flexibles monolithiques qui permet une simplification importante des actionneurs 'stick and slip'. Une solution intéressante pour réduire sensiblement les frottements secs dans les guidages de petits mécanismes est étudiée. Les résultats expérimentaux y sont décrits et analysés.

Le chapitre 5 fait la synthèse des résultats obtenus et propose plusieurs voies à prospecter dans le futur.

1.5 Etat de l'art

Dans les paragraphes suivants nous décrivons les aspects spécifiques au micro-assemblage ainsi que les actionneurs pouvant être utilisés pour ces tâches.

1.5.1 Micro-assemblage

Idéalement, une intégration complète de la production de microsystèmes permettrait de supprimer la phase d'assemblage. Si parfois une telle intégration est possible¹, dans la plupart des cas il faut envisager l'alignement et la fixation de plusieurs composants produits par diverses technologies² [Lin 1995, Lehr 1996].

Du point de vue de son assemblage, un microsystème est caractérisé par des petites dimensions de quelques mm³, par les technologies mises en oeuvre pour la fabrication de ses composants et la difficulté, voire l'impossibilité d'un assemblage manuel. En outre, la précision mécanique des composants est mauvaise en comparaison des tolérances d'alignement requises³.

1. Citons comme exemple la fabrication de circuits intégrés.

2. Dans ce cas on parle généralement de microsystèmes hybrides.

3. Par exemple l'alignement d'une diode laser avec une fibre optique.

Dans bien des cas 3, voire 5 degrés de liberté sont nécessaires pour l'alignement des composants. Les précisions de positionnement étant de l'ordre de 0.1 μm [Pernette 1996].

Une grande précision de positionnement ne peut être garantie qu'avec une structure cinématique rigide, stable - mécaniquement et thermiquement - donc compacte [Colin 1992]. Les actionneurs doivent avoir une résolution suffisante pour que le système atteigne la position désirée avec la précision souhaitée [Breguet 1996a]. Idéalement, la précision absolue ne devrait être limitée que par l'organe de mesure, placé en fin de chaîne cinématique [Sulzmann 1996].

Nous voyons donc que pour répondre aux spécificités du micro-assemblage, les actionneurs doivent:

- avoir une résolution inférieure à 0.1 μm ;
- permettre une course de plusieurs centimètres (à une vitesse raisonnable);
- être rigides;
- et être d'intégration aisée dans le micro-manipulateur.

Ce travail de thèse propose de démontrer que des actionneurs 'stick and slip' offrent une solution extrêmement intéressante pour répondre à ces exigences [Breguet 1996a].

Les structures mécaniques doivent, quant à elles:

- être rigides;
- être stables en température;
- ne présenter aucun jeu et avoir un frottement minimum.

Des structures parallèles à articulations flexibles peuvent répondre avantageusement à ces spécifications [Pernette 1996].

1.5.2 Actionneurs conventionnels

Dans cette thèse, on appelle actionneurs conventionnels les actionneurs n'utilisant pas la déformation de matériaux lors du processus de conversion d'énergie.

1.5.2.1 Hydraulique et pneumatique

On s'attend plutôt à trouver les actionneurs hydrauliques dans de grosses machines où les forces en jeu sont très élevées. Toutefois, depuis quelque temps ce type d'actionneur est aussi utilisé dans des micro-mécanismes.

Il offre l'avantage d'avoir une densité d'énergie élevée et une très grande rigidité. Pickelmann GmbH met sur le marché un manipulateur ayant une résolution inférieure à 0.1 nm pour un déplacement de 400 μm .

De même, les actionneurs pneumatiques sont généralement réservés pour des applications tout-ou-rien, comme par exemple des préhenseurs.

Grâce à un réglage sophistiqué, Badano et al. obtiennent avec ce type d'actionneur une résolution meilleure que $1\ \mu\text{m}$ sur une course de 2 mm pour un manipulateur à 2 ou 3 degrés de liberté [Badano 1992].

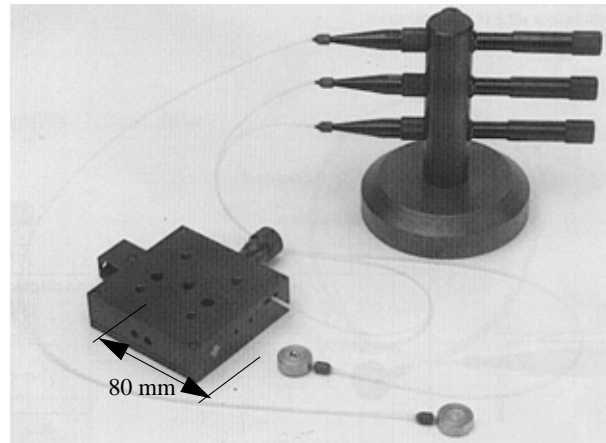


Figure 1-1 Micro-manipulateur hydraulique à trois translations [Pickelmann 1991].

1.5.2.2 Electromécanique

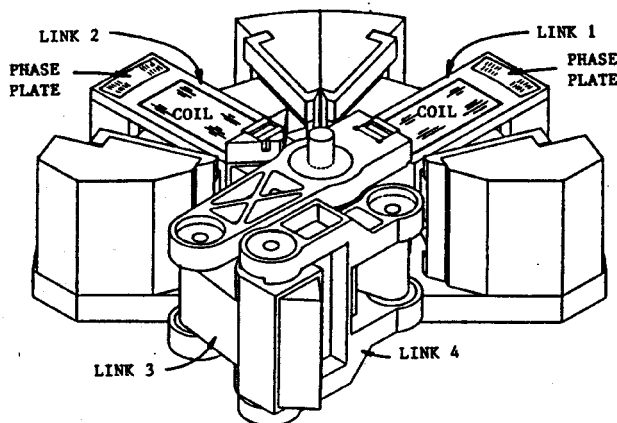


Figure 1-2 Le micro-positionneur à deux degrés de liberté 'Hummingbird' [Karidis 1992].

Les actionneurs électromécaniques sont certainement les plus répandus en robotique conventionnelle. Ils sont performants, fiables et facilement disponibles. Toutefois, lorsque les dimensions diminuent et que l'encombrement est une limitation, ils perdent une partie de leur intérêt. La puissance est disponible à haute vitesse nécessitant l'utilisation d'un réducteur mécanique pour obtenir des

couples suffisants. La résolution est ainsi limitée par le jeu et la flexibilité de la transmission. De plus l'encombrement devient prohibitif.

Pour pallier ces inconvénients, les entraînements directs peuvent être utilisés avec succès. Par exemple, l'entreprise ETEL SA à Môtiers, développe des axes linéaires électromécaniques¹ permettant un positionnement submicronique et des vitesses extrêmement élevées [Wavre 1992]. De même, Karidis et al. décrivent un mécanisme à structure parallèle ayant une accélération supérieure à 50 g et une résolution de $0.4\ \mu\text{m}$ [Karidis 1992].

L'entreprise Litton Precision Products Inc. vend un axe linéaire à entraînement direct et à sustentation magnétique pouvant transporter des charges de 180 kg à 1.76 m/s et ayant une précision de $0.5\ \mu\text{m}$.

1. De type 'Voice Coil' entre autre.

A. Hodac et al. présentent un micro-manipulateur électromécanique, permettant des déplacements de 1 mm avec une précision meilleure que 1 μm stabilisée en 15 ms [Hodac 1997].

L'université de McGill à Montréal en collaboration avec l'entreprise MPB de Pointe-Claire, a développé une structure parallèle à trois degrés de liberté ayant un volume de travail de l'ordre 90 mm³, une répétabilité de 2 nm et des accélérations de 20 G [Olivier 1994].

En résumé nous pouvons dire que les actionneurs électromécaniques à entraînement direct sont utilisés pour des faibles courses, lorsque de grandes accélérations -ou vitesses- et précisions sont nécessaires, mais où l'encombrement et le prix ne sont pas des critères limitatifs.

1.5.2.3 Electrostatique

Il est généralement admis que les actionneurs électrostatiques ne sont intéressants que pour de très petites dimensions. Au-dessous d'une certaine taille, leurs performances tendent à surpasser celles des actionneurs électromagnétiques [Paratte 1991, Bornand 1992].

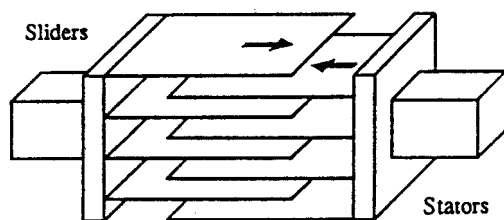


Figure 1-3 Principe d'un actionneur électrostatique en 'stack' selon Niino et al. [Niino 1992].

Malheureusement de tels actionneurs ont une puissance beaucoup trop limitée pour être utilisés en micro-assemblage. Toutefois, Niino et al. ont démontré qu'il était possible de générer des forces de l'ordre de 20 N, pour un volume d'environ 70 cm³, ceci en construisant une pile d'une dizaine d'actionneurs montés en parallèle. L'inconvénient

majeur de cet actionneur est la tension d'alimentation de 1 kV [Niino 1992].

1.5.3 Actionneurs à déformation de matériaux

Le cas du micro-assemblage est particulier, dans le sens qu'il se trouve entre la micromécanique conventionnelle -où les forces, les vitesses et l'espace disponible permettent une utilisation optimale des actionneurs électromécaniques- et les nanotechnologies où des principes tout à fait différents sont appliqués. Dans notre cas, les forces sont faibles, mais pas négligeables -typiquement entre quelques mN et 1 N-. Des mouvements de quelques centimètres avec une résolution meilleure que 0.1 μm sont nécessaires. La vitesse doit être suffisamment élevée -quelques mm/s- pour que ces déplacements se fassent en un temps raisonnable.

Exceptés quelques cas particuliers, les actionneurs conventionnels conviennent mal au micro-assemblage. Nous nous proposons dans les paragraphes suivants de faire un survol des actionneurs basés sur le principe de déformation de matériaux. Certains de ceux-ci nous semblent mieux correspondre à nos besoins.

1.5.3.1 Actionneurs ultrasonores ('ultrasonic motors')

Les actionneurs ultrasonores sont basés sur la génération d'une vibration mécanique à la surface de contact entre un élément fixe (stator) et un élément mobile (rotor ou patin). Cette vibration engendre une déformation de forme elliptique ou circulaire qui entraîne la partie mobile en contact, par pression avec le stator. Celui-ci est excité à sa fréquence propre afin d'augmenter l'amplitude de la vibration.

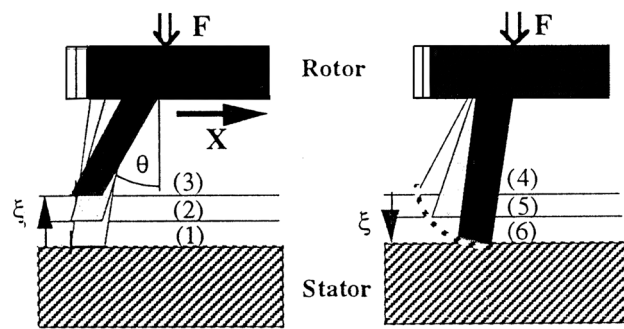


Figure 1-4 Moteur à force élastique EFM (Elastic Force Motor) [Racine 1993].

Il existe plusieurs manières de générer une trajectoire elliptique. Racine et al. proposent de créer une onde stationnaire dans le stator. Une asymétrie au niveau des points de contacts rotor-stator permet la rotation de celui-ci. Ce principe permet l'utilisation des couches minces de piézo-électriques¹ et ainsi une miniaturisation poussée. Les couples sont relativement modestes -50 nNm à 200 rpm [Racine 1993]-.

Ragulskis et al. proposaient déjà en 1973 un moteur ultrasonore intéressant [Ragulskis 1988] (figure 1-5a).

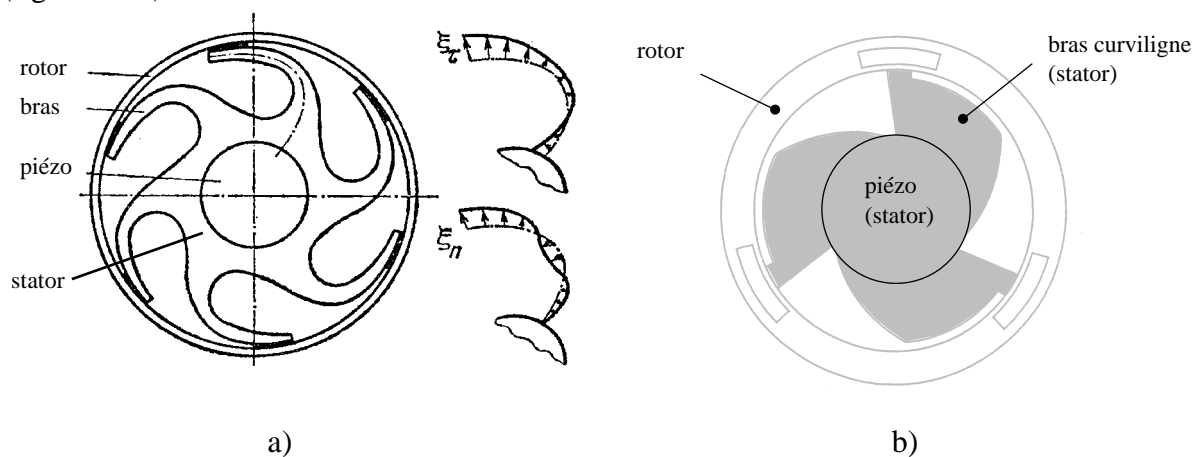


Figure 1-5 Moteurs à conversion de mode: a) [Ragulskis 1988], b) [Péclat 1995].

La vibration radiale d'un élément piézo-électrique est convertie en un mouvement elliptique grâce aux bras curvilignes du stator. Un principe analogue est proposé par [Péclat 1995] (figure 1-5b) pour un micro-moteur horloger.

1. Telles que les céramiques piézo-électriques PZT (Plomb, Zirconium, Titane).

Minotti et al. ont développé un moteur à ondes stationnaires à deux degrés de liberté. Son fonctionnement met en jeu des plots de contact qui assurent la conversion par friction des vibrations de flexions en un mouvement linéaire d'un patin [Minotti 1996]. Ce dispositif présente un intérêt certain sur le plan de l'intégration.

Une autre solution de conversion de mode, plus simple, consiste à exciter longitudinalement un 'doigt', excentré par rapport à l'axe du rotor, qui va fléchir lors du contact. Un second doigt, placé symétriquement par rapport à l'axe, permet une rotation dans le sens inverse.

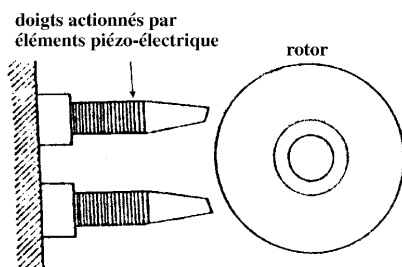


Figure 1-7 Moteur 'cybernétique' [Ikuta, 1991].

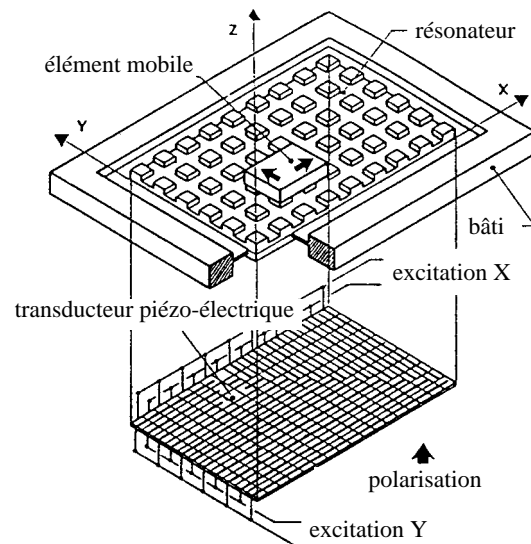


Figure 1-6 Moteur à deux degrés de liberté [Minotti 1996].

Ce principe est proposé par Ikuta et al. pour un actionneur "cybernétique" capable de tourner dans les deux directions, d'être bloqué ou libre [Ikuta 1991].

Les moteurs ultrasonores à onde progressive sont les plus répandus [Brissaud 1990]. L'onde est générée par la combinaison de deux ondes stationnaires décalées d'un quart de période. De tels moteurs fournissent un couple important délivré à basse vitesse. Ils sont utilisés, entre autres, pour des objectifs autofocus d'appareils de photos ou de caméras [Sashida 1993].

1.5.3.2 'Inch-worm'

Ce type de mécanisme 'marchant'¹ est généralement composé de trois parties actives², une pour l'allongement et deux pour le blocage.

1. Baptisé 'inch-worm' en anglais, son principe de fonctionnement rappelant le mode de déplacement des vers de terre.
2. Souvent des éléments piézo-électriques. Les fonctions de blocage peuvent être des systèmes électromagnétiques.

Alors qu'une des extrémités est bloquée, le système s'allonge puis l'autre extrémité est à son tour bloquée. La première est alors débloquée et le système se contracte. On a ainsi effectué un pas. La force d'entraînement de ce type d'actionneur est élevée. Une excellente résolution est obtenue en bloquant une extrémité et en jouant sur l'allongement du système¹.

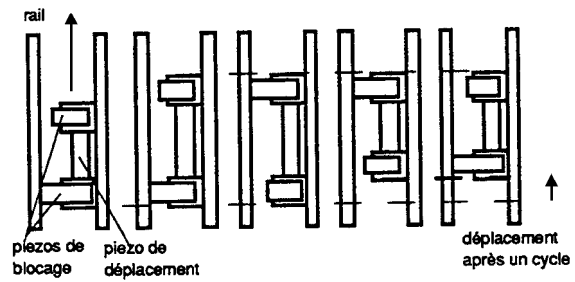


Figure 1-8 Principe de fonctionnement d'un 'inch-worm'.

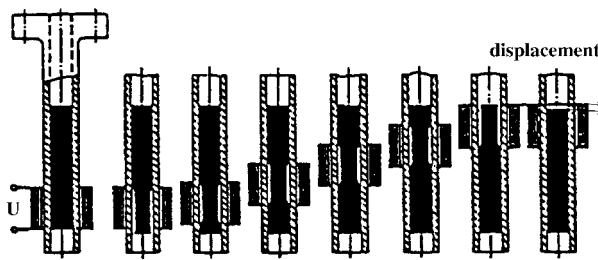


Figure 1-9 Principe de fonctionnement d'un actionneur au Terfenol-D [Roth 1990].

Une variante extrêmement intéressante est proposée par l'entreprise DynaMotive Corporation [Roth 1990]. En déplaçant le champ magnétique de façon à exploiter le coefficient de Poisson d'un arbre magnétostrictif en Terfenol-D², celui-ci peut se déplacer dans un alésage comme un ver dans son trou.

La solution présentée par Bexell et al. semble elle aussi intéressante du point de vue des performances en termes de couple par unité de volume [Roth 1990, Bexell 1995, Bexell 1996]. Six bimorphes piézo-électriques montés en étoile appuient fortement sur un rotor. En les pliant, contractant ou allongeant selon une certaine séquence, le rotor est entraîné (figure 1-10).

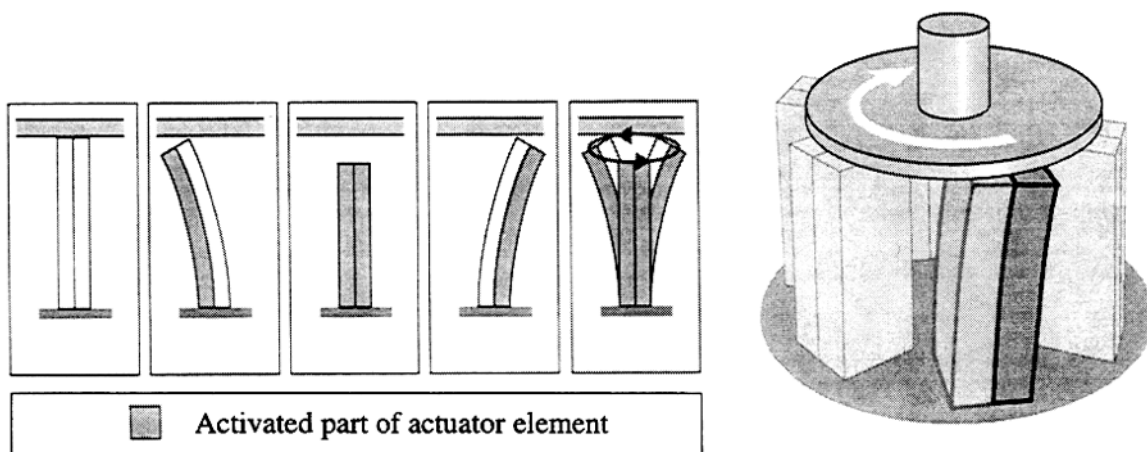


Figure 1-10 'Inch-worm rotatif' [Bexell 1996].

Ce principe est utilisé pour les actionneurs linéaires du mécanisme de positionnement de fi-

1. Ces caractéristiques dépendent naturellement des dimensions. Avec des piézo-électriques de $5 \times 5 \times 10 \text{ mm}^3$, des forces de plusieurs Newton sont possibles. La résolution est de l'ordre de quelques nanomètres.
2. La magnétostriction est expliquée au paragraphe 1.6.4.

bres 'LIGHTLINE' commercialisé par [Physik Instrumente 1993]. Les performances annoncées sont: une résolution de 10 nm pour une course de 6 mm à une vitesse maximale de 1 mm/s.

Des actionneurs inch-worm de grandes dimensions sont décrits dans [Philips 1995, Prat 1995].

1.5.3.3 Actionneurs Inertiels ('impact drives')

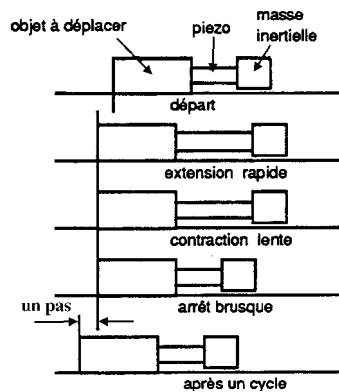


Figure 1-11 Principe d'un actionneur inertielle.

Leur principe repose sur la force de réaction générée lorsqu'une masse est accélérée, comme par exemple le recul d'une arme à feu. Dans le cas des actionneurs inertiels, on éloigne brusquement deux masses, puis on les rapproche lentement¹. Cette asymétrie de mouvement, alliée aux frottements permet un déplacement pas-à-pas. De nombreuses variantes de ce système ont été proposées. En particulier, Guyenot et al. décrivent un solution originale, où les déplacements sont générés par des petits chocs appliqués à un axe fixé dans une ro-

tule. La position est maintenue par frottements [Guyenot 1995].

Yamagata et al. proposent des systèmes inertiels à plusieurs degrés de liberté [Yamagata 1995]. De nombreuses études ont été conduites pour optimiser la forme de l'excitation [Matsuda 1991, Agraït 1992, Blackford 1992, Büchi 1995].

Un intéressant micro-robot à trois degrés de liberté est décrit dans [Büchi 1995] (figure 1-12).

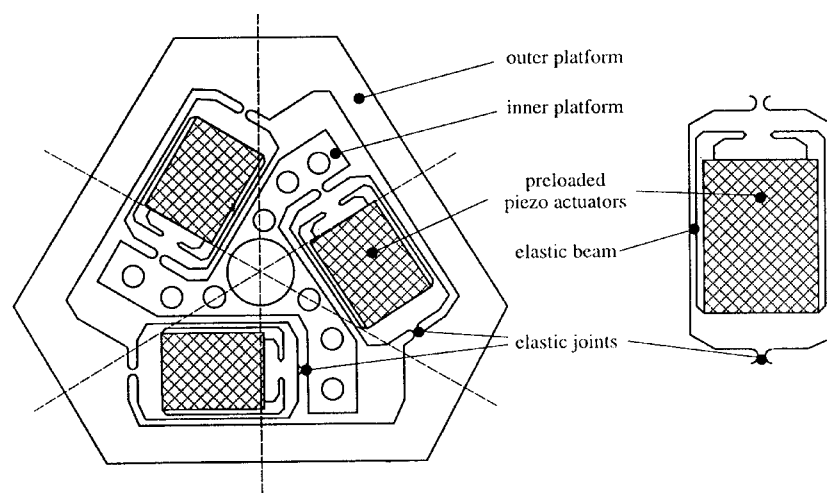


Figure 1-12 Micro-robot à trois degrés de liberté à actionneurs inertiels [Büchi 1995].

Matsuda et al. proposent une table X-Y utilisant un tube piézo-électrique.

1. Ce déplacement est généré par un système électromagnétique ou par un élément piézo-électrique.

Une petite pièce¹ se déplace par effet inertiel lorsque le tube est déformé par une alternance sinusoïdale. En choisissant l'amplitude et la période de l'alternance, les déplacements lors des phases positive et négative sont inégaux, résultant en un déplacement net non nul. En répétant ce cycle² on obtient un déplacement pas-à-pas de l'échantillon [Matsuda 1991] (figure 1-13).

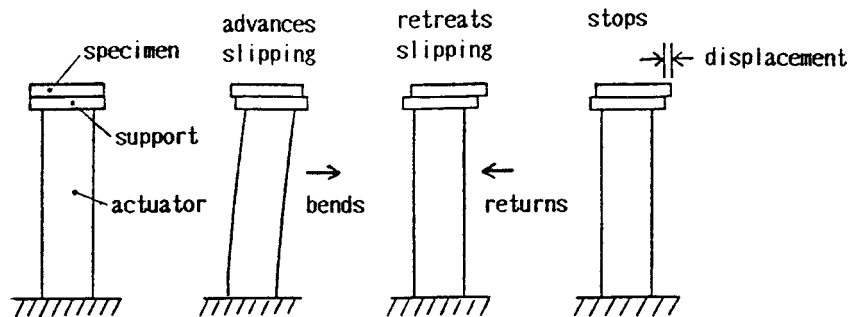


Figure 1-13 Table X-Y combinant l'alignement et le balayage d'un échantillon sous un microscope [Matsuda 1991].

Une tentative d'utiliser la dilatation thermique pour des actionneurs inertiels est présentée dans [Yamagata 1994].

1.5.3.4 'Stick and slip'

Ce principe peut être considéré comme un cas particulier des actionneurs inertiels.

Dans le cas du 'stick and slip' une des deux masses est nulle, ou plus précisément négligeable par rapport à l'autre. Ce type d'actionneur fait l'objet du chapitre 3 où il y est décrit en détail.

L'apparition des microscopes à effet tunnel -STM- et à force atomique - AFM- a créé le besoin d'actionneurs de petites dimensions, ayant une résolution nanométrique pour des courses de plusieurs millimètres. Pohl propose une table à un degré de liberté. Un piézo-électrique déforme une structure flexible sur laquelle une table peut glisser selon une direction [Pohl 1987].

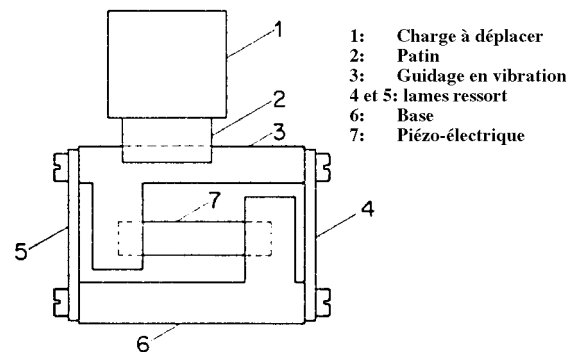


Figure 1-14 Table à un degré de liberté [Pohl 1987].

1. Dans ce cas l'échantillon à positionner sous le microscope.
2. Les alternances doivent être séparées par un temps suffisamment long pour que l'échantillon s'immobilise. Ainsi, chaque cycle repart avec des conditions initiales identiques (vitesse nulle).

Besocke et al. proposent une solution mieux adaptée aux STM et AFM [Besocke 1987]. Trois tubes piézo-électriques sont fixés à une plate-forme. Ils sont excités en flexion avec un signal en dents de scie, induisant ainsi un mouvement pas-à-pas dans le plan par effet 'stick and slip'.

Une autre application intéressante est proposée par Howald et al. Une sphère est appuyée en trois points sur des éléments piézo-électriques. Par combinaison de l'excitation des éléments piézo-électriques, la sphère bouge selon ses trois degrés de liberté [Howald 1992]. Ce système est utilisé

pour orienter le miroir d'un AFM. La force d'appui peut être assurée par un aimant permanent. Certains actionneurs 'stick and slip' sont déjà commercialisés. Entre autres l'entreprise Volker Klocke & Stephan Kleindiek Nanotechnologie GbR propose des systèmes de micro-positionnements extrêmement intéressants [Nanotechnologie 1996].

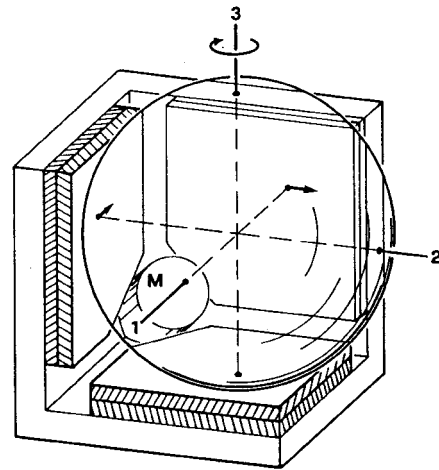


Figure 1-15 Actionneur sphérique à trois degrés de liberté [Howald 1992].

1.6 Déformation de matériaux

Nous avons vu dans les paragraphes précédents plusieurs types d'actionneurs. Cette liste non exhaustive présente l'essentiel des systèmes susceptibles d'être employés dans des micro-manipulateurs.

Dans les cas très exigeants en terme de bande passante, les systèmes électromécaniques à entraînement direct sont certainement les plus performants. Leur complexité, donc leur coût, ainsi que leur encombrement en limitent néanmoins l'application.

Parmi les actionneurs à déformation de matériaux, le principe du 'stick and slip' est séduisant par sa simplicité. Une force d'entraînement et une vitesse relativement limitées¹ sont certainement les désavantages majeurs de ce type d'actionneurs. Les problèmes d'usures peuvent aussi en limiter l'utilisation.

Les chapitres 3 et 4 sont entièrement consacrés au fonctionnement et aux applications des actionneurs 'stick and slip'.

Les paragraphes suivants traitent brièvement des caractéristiques et principes de déformation

1. Typiquement quelques dizaines de grammes (100 gr) et quelques mm/s (2 à 4 mm/s) si on ne veut pas compliquer excessivement la construction.

applicables aux micro-manipulateurs.

1.6.1 Dilatation thermique

Si la dilatation thermique est souvent source d'imprécision dans les mécanismes, elle peut dans certains cas être utilisée avantageusement comme actionneur.

En première approximation, on peut admettre que la dilatation est linéaire avec l'accroissement de la température:

$$\Delta l = l \cdot \alpha \cdot \Delta\theta \quad (\text{équation 1-1})$$

où Δl est l'allongement, l la longueur nominale, α le coefficient de dilatation thermique en K^{-1} et $\Delta\theta$ l'élévation de température en K.

La table 1-1 donne quelques coefficients de dilatation thermique de matériaux usuels.

Matériaux	α en 10^{-6} K^{-1}
Acier	12
Aluminium	24
Cuivre	17
Invar	1
Laiton	19
Nickel	13

Table 1-1 Coefficients de dilatation thermique usuels.

Cet effet étant insuffisant, la déformation générée par la dilatation doit être amplifiée.

Le système le plus courant est l'élément bimétal. Deux fines lames de métaux ayant des coefficients de dilatation thermique différents sont collées l'une contre l'autre.

Une application classique est le disjoncteur thermique. Lorsque le courant dépasse un certain seuil, l'échauffement induit la déformation du bimétal et le courant est interrompu¹. Les vannes thermostatiques fonctionnent selon le même principe.

Lerch et al. ont utilisé la dilatation thermique pour actionner une micro-pince [Lerch 1996].

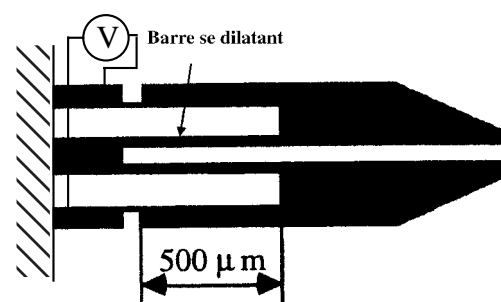


Figure 1-16 Micro-pince thermique [Lerch 1996].

1. Les fonctions de capteur et d'actionneur sont combinées.

Dans ce cas le mouvement est amplifié par effet de levier et l'énergie est apportée par un courant électrique circulant dans la pince.

Ce type d'actionneur est relativement lent¹ et a le défaut intrinsèque de provoquer un échauffement local élevé.

1.6.2 Polymères conducteurs

Ces matériaux sont encore dans la phase expérimentale. En particulier, le MIT conduit des tests sur leurs applications comme actionneurs [Madden 1996].

Ils semblent particulièrement intéressants par la force qu'ils peuvent générer par unité de surface et par leur capacité de déformation. Un doute subsiste quant à la possibilité de travailler à haute fréquence²

Les graphiques de la figure 1-17 permettent rapidement d'apprécier l'intérêt de tels matériaux.

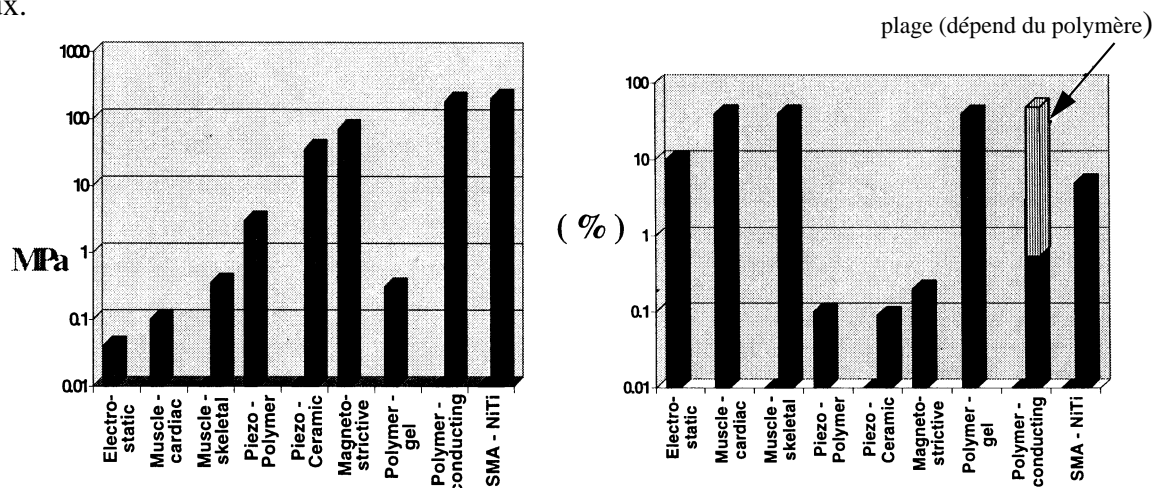


Figure 1-17 Comparaison de matériaux utilisés pour des micro-actionneurs. A gauche la force générée par unité de surface. A droite la déformation relative [Madden 1996].

1.6.3 Electrostriction

Les matériaux électrostrictifs sont encore peu utilisés. Leur comportement est très similaire aux éléments piézo-électriques. Comparés à ces derniers, ils présentent une hystérésis plus faible -seulement quelques pourcents³-, mais ils sont généralement un peu moins rigides et moins linéaires, spécialement aux faibles champs électriques [Smith 1994].

On obtient typiquement des déformations de 1000 ppm pour une tension de l'ordre de 1 kV.

1. En fait, ceci n'est plus nécessairement vrai pour les microsystèmes, les inerties thermiques étant très petites. Dans le cas de la micro-pince citée, un cycle de 30 ms a été atteint.
2. Une bande passante de 10 Hz a été obtenue avec un actionneur composé de deux couches de 60 μm d'épaisseur [Madden 1996].
3. Typiquement 15 % pour un piézo-électrique.

Avec un ‘stack’¹, une même déformation est possible déjà à 150 V.

Notons encore que ces matériaux s’usinent plus facilement que les céramiques piézo-électriques, ce qui les rend attractifs en termes de coûts de production.

1.6.4 Magnétostriction

Ce phénomène est aussi très similaire à l’effet piézo-électrique, si ce n’est que dans ce cas, la déformation est induite par un champ magnétique [Smith 1994]. Cet aspect peut rendre ce type de matériau extrêmement attractif pour les petits mécanismes car l’énergie peut être transmise à l’actionneur sans qu’il y ait de contact électrique ou mécanique. D’un autre côté, ces matériaux sont coûteux et présentent une grande hystérésis et une grande dérive.

Des actionneurs à très grande force ont été développés avec ce matériau (paragraphe 1.5.3.2, figure 1-9). Plusieurs travaux sont en cours pour leur utilisation dans des micro-mécanismes [Wang 1992, Honda 1994].

1.6.5 Magnétoélasticité

Cet effet est lié au coefficient de magnétostriction. Le module d’élasticité d’un matériau magnétostrictif change sous l’effet d’un champ magnétique. Si on précontraint un tel matériau, sa longueur change avec le champ magnétique [Smith 1994].

Il n’y a pas encore d’application connue comme actionneurs de micro-mécanismes.

1.6.6 Alliages à mémoire de forme (SMA)

Certains alliages à base de nickel et titane peuvent subir une transformation de phase réversible entre les structures martensitique et austénitique. Ces matériaux sont appelés alliages à mémoire de forme, ou SMA², car ils peuvent passer d’une forme mémorisée à l’autre. La commutation apparaît lorsque la pièce est portée à une certaine température [Stoeckel 1991, Smith 1994]. En jouant sur la géométrie on peut obtenir de très grands déplacements, ceci au détriment de la rigidité.

Plusieurs micro-mécanismes utilisant des SMA ont été développés [Fukuda 1991, Furuta 1991, Ho 1991, MacKenzie 1996, Bellouard 1997].

La déformation de ces matériaux est relativement lente, car elle est liée à leur capacité thermique³. De plus, le fait de devoir élever localement la température peut dans certains cas en limiter l’application. Notons encore que ces matériaux présentent une super-élasticité qui les

1. Empilage de plusieurs dizaines de couches minces, connectées électriquement en parallèle.

2. Acronyme de ‘Shape Memory Alloy’ en anglais.

3. Notons que certains travaux de recherche effectués à l’IMT permettent de démontrer qu’il est possible d’obtenir des temps de cycles de l’ordre de 50 ms avec de micro-mécanismes SMA (figure 1-18) [Bellouard 1997].

rend extrêmement intéressants pour des structures flexibles.

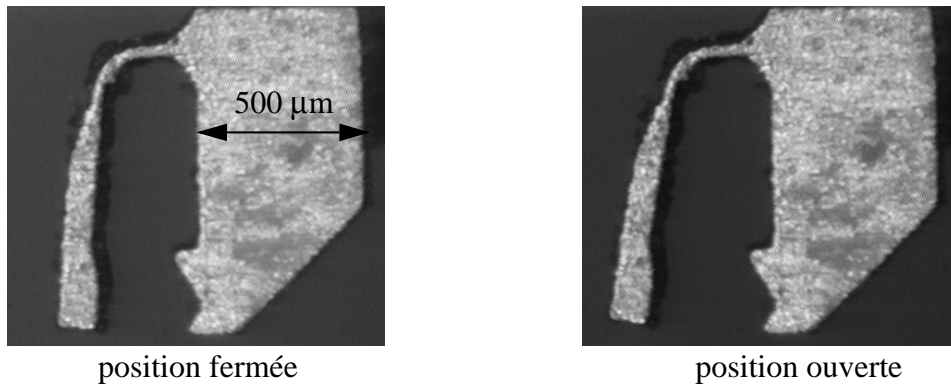


Figure 1-18 Micro-pince en SMA activée localement par diode laser [Bellouard 1997].

1.6.7 Piézo-électricité

Le chapitre 2 est entièrement consacré aux matériaux piézo-électriques.

Ils sont relativement bon marché. On les trouve sous différentes formes, mais leur usinage est délicat et nécessite des outils spéciaux.

Les matériaux piézo-électriques sont spécialement bien adaptés aux micro-mécanismes, ils sont extrêmement rigides et ont d'excellents temps de réponse. Leur déformation est typiquement de 1000 ppm pour une tension de 1 kV [Smith 1994]. Celle-ci peut être abaissée à 150 V par un empilement de fines couches piézo-électriques¹ (voir paragraphe 1.6.3 et chapitre 2).

Leur hystérésis, la dérive ainsi que la grande sensibilité à la température du coefficient piézo-électrique limitent leur précision en boucle ouverte.

1. 'Stack' en anglais.

1.7 Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre que les actionneurs de type inertiel présentaient de nombreux avantages pour les micro-manipulateurs. Ils sont simples, compacts et ont une résolution élevée.

Ce travail de thèse développe le concept de l'actionneur 'stick and slip', qui peut être considéré comme un cas particulier des actionneurs inertiels (chapitre 3).

Les actionneurs 'stick and slip' utilisent des matériaux déformables. Parmi ceux-ci, les céramiques piézo-électriques sont les plus appropriées à nos besoins. Elles seront étudiées en détail au chapitre 2.

Le micro-assemblage a servi de point de départ et de motivation initiale à notre étude. Il nécessite une précision inférieure au dixième de micro-mètre sur des courses de plusieurs millimètres parcourues en quelques secondes. Les actionneurs 'stick and slip' permettent de relever ce défi d'une manière simple et élégante, pour autant qu'un système de mesure adéquat soit disponible.

Les solutions originales proposées dans cette thèse permettent de réaliser des micro-manipulateurs d'une extrême simplicité à un coût très bas. Ces deux aspects rendent nos micro-manipulateurs aussi attractifs pour des applications moins exigeantes en termes de précision, telle que la télé-manipulation d'objet microscopiques. L'intérêt montré par plusieurs industriels des biotechnologies nous ouvre d'intéressantes perspectives dans ces branches.

2 MATERIAUX PIEZO-ELECTRIQUES

2.1 Introduction

Parmi les matériaux cités au paragraphe 1.5.3 ce sont les céramiques piézo-électriques qui ont été retenues pour notre application. Elles sont facilement disponibles, peu coûteuses, d'une grande rigidité et surtout ont des temps de réponses excellents.

Dans ce chapitre nous étudions les divers matériaux piézo-électriques, leurs caractéristiques, leurs défauts et leurs modes de déformations. Les modèles électrique et mécanique équivalents sont développés. Ils seront utilisés pour la modélisation des actionneurs 'stick and slip' du chapitre 3. Finalement nous montrons plusieurs moyens d'amplification du mouvement des éléments piézo-électriques.

Nous verrons au chapitre 3 comment leurs défauts principaux -hystérésis, dérive et sensibilité à la température- ont été rendus négligeables par les solutions choisies dans la conception des actionneurs 'stick and slip'.

2.2 Effet piézo-électrique

L'effet piézo-électrique a été découvert par Jacques et Pierre Curie en 1880. Ils montrèrent que certains diélectriques cristallins se polarisent sous l'action d'une contrainte mécanique. Réciproquement, ces matériaux changent de dimensions lorsqu'ils sont polarisés par un champ électrique extérieur. Ce second effet, l'effet piézo-électrique inverse, est utilisé pour les actionneurs.

En première approximation c'est un effet linéaire. La déformation est proportionnelle au champ électrique appliqué, ce qui justifie l'emploi de la théorie de l'élasticité pour l'analyse de l'aspect mécanique du phénomène [Paratte 1986]. En réalité, une déformation proportionnelle au carré du champ électrique s'ajoute à la première. C'est l'électrostriction. Elle est dans la plupart des cas négligeable.

L'effet piézo-électrique est très répandu puisqu'il apparaît dans tous les cristaux dont la maille élémentaire n'a pas de symétrie centrale [Philips 1991]. Cependant seul un petit nombre d'entre eux présentent un effet suffisant pour être utilisables.

2.3 Principaux matériaux piézo-électriques

Parmi ces matériaux, le plus connu est le quartz qui est un cristal naturellement piézo-élec-

trique¹.

Certains polymères présentent également un effet piézo-électrique, tel que le polyfluorure de vinylidène² [Rossi 1986].

La famille des céramiques piézo-électriques forme un groupe important. Ce sont des matériaux ferroélectriques polycristallins présentant une structure tetragonale/rhomboédrale, proche de la structure cubique. Ce sont des mélanges d'oxyde de plomb, dont le plus répandu est le PZT³ qui est une appellation commerciale de l'entreprise Clevite Corp.

Ces matériaux, contrairement au quartz par exemple, doivent être polarisés pour présenter un effet piézo-électrique. Celui-ci est par contre beaucoup plus élevé. Typiquement, un barreau de PZT soumis à un champ électrique présentera une déformation plusieurs centaines de fois supérieure à celle d'un barreau de quartz de même dimension et soumis au même champ.

2.4 Polarisation

Au-dessus de la température de Curie⁴, θ_c , la maille élémentaire du PZT présente une symétrie centrale. Au-dessous de cette température, un changement de phase engendre une asymétrie et un dipôle électrique apparaît.

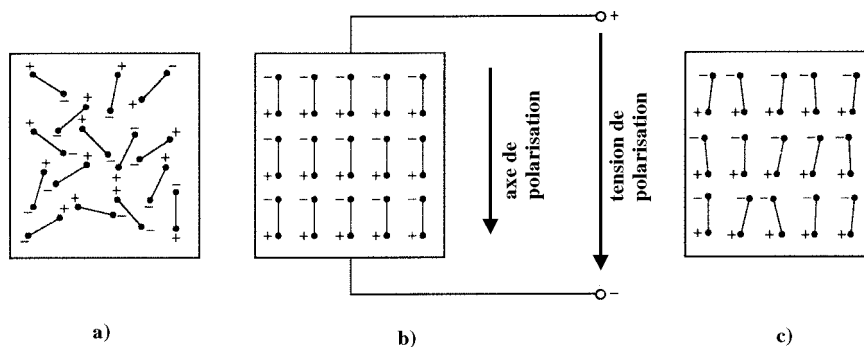


Figure 2-1 Opération de polarisation d'une céramique PZT:
a) avant, b) durant et c) après la polarisation.

La céramique est composée de petits domaines cristallins⁵ orientés aléatoirement. Ainsi, la somme des moments dipolaires est nulle. Il faut donc procéder à une opération, la polarisation, afin d'aligner ces domaines et d'obtenir un effet piézo-électrique net, macroscopique.

La polarisation consiste à soumettre la céramique à un champ électrique intense -typiquement de 0.5 à 1 kV/mm- afin d'obtenir l'alignement des dipôles. Elle s'effectue à une tempéra-

1. SiO₂.
2. PVF₂.
3. Pour Plomb, Zirconium et Titane.
4. Appelée aussi point de Curie.
5. Domaines de Weiss.

ture légèrement supérieure à θ_c . La céramique est ensuite refroidie lentement -quelques degrés par minute-, toujours soumise au champ électrique. Les dipôles conservent ainsi leurs orientations, parallèles au champ électrique, même lorsque celui-ci est supprimé. Une polarisation rémanente est ainsi créée.

2.5 Dépolarisation

Le champ électrique appliqué durant la polarisation de la céramique définit le sens et la direction de la polarisation rémanente. Si certaines précautions ne sont pas prises, un effet de dépolarisation partiel, ou même total, peut apparaître [Philips 1991]. Il peut y avoir plusieurs origines à la dépolarisation: électrique, mécanique ou thermique.

2.5.1 Dépolarisation électrique

Si un champ électrique de polarité inverse à la polarisation est appliqué, celle-ci sera temporairement ou définitivement amoindrie.

L'effet dépendra de l'intensité du champ, de la durée pendant laquelle il est appliqué et de la température de la céramique.

La dépolarisation électrique commence à être sensible à partir d'un champ inverse de 100 à 500 V/mm pour les PZT à 100°C. Aux températures plus élevées, le champ limite décroît. Un champ alternatif aura aussi un effet dépolarisant durant l'alternance opposée à la polarisation.

2.5.2 Dépolarisation mécanique

Elle apparaît lorsque la contrainte mécanique devient telle qu'elle perturbe les domaines de Weiss, détruisant l'alignement des dipôles. Cette limite varie beaucoup d'un matériau à l'autre et est comprise entre 2.5 et 35 MPa pour les PZT.

2.5.3 Dépolarisation thermique

Si la céramique est portée à une température proche de son point de Curie, une dépolarisation totale et permanente a lieu. Une température d'utilisation correcte devrait se situer entre 0° C et la moitié de la température de Curie, comprise entre 160°C et 300°C pour les céramiques PZT usuelles.

2.6 Constantes piézo-électriques

Ce qui suit est tiré essentiellement de la référence [Philips 1991] dont nous avons extrait les points pertinents, utiles aux développements des modèles étudiés aux chapitres 3 et 4.

2.6.1 Notation

Les céramiques piézo-électriques étant anisotropes, leurs constantes physiques -élasticité, permittivité, etc. - dépendent de la direction. Les constantes piézo-électriques ont donc deux indices.

Le premier définit la direction de la cause et le deuxième celle de l'effet¹. Finalement, un exposant indique la variable qui est gardée constante.

Généralement la direction positive de la polarisation est définie comme l'axe Z d'un système orthogonal. Les vecteurs portés par les axes X, Y et Z portent respectivement les indices 1, 2 et 3, alors que les rotations autour de ces axes sont notées 4, 5 et 6.

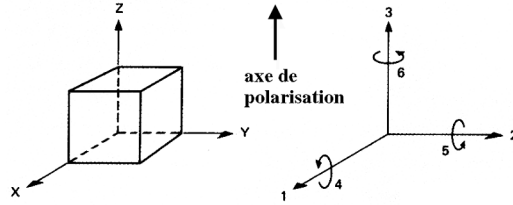


Figure 2-2 Notation du système d'axes.

2.6.2 Relations mathématiques de base

Les phénomènes piézo-électriques résultent des interactions réciproques entre champs électriques et gradients de forces mécaniques.

Ainsi, lorsqu'on applique uniquement une contrainte mécanique, T , au matériau il se produit une déformation dans le sens de la force:

$$S = s \cdot T \quad (\text{équation 2-1})$$

où S est la déformation relative $\Delta l/l$ [m/m], T la contrainte mécanique [N/m²] et s la constante d'élasticité du matériau [m²/N] correspondant à l'inverse du module de Young.

De même, lorsqu'on applique uniquement une tension électrique, le champ électrique, E , est lié au déplacement électrique² par la relation:

$$D = \varepsilon \cdot E \quad (\text{équation 2-2})$$

où D est le déplacement électrique [C/m²], E le champ électrique³ [V/m] et ε la constante diélectrique du matériau [C/Vm].

L'interaction entre les effets mécaniques et électriques peut être décrite par des relations linéaires entre les variables D , E , S et T dont deux seulement sont indépendantes. En choisissant

1. Par exemple la contrainte et la déformation pour l'élasticité ou le champ électrique et la déformation pour la dilatation piézo-électrique.
2. C'est-à-dire la quantité de charges générée par unité de surface, $D = Q/A$
3. Le symbole E est utilisé pour le champ électrique pour être conforme à la notation habituelle des piézo-électriques. Le même symbole est aussi utilisé pour le module de Young (chapitre 3). L'ambiguïté est levée par le contexte.

S comme variable mécanique et D comme variable électrique on obtient les relations suivantes [Philips 1991]:

$$S = s^E \cdot T + d \cdot E \quad (\text{équation 2-3})$$

$$D = d \cdot T + \epsilon^T \cdot E \quad (\text{équation 2-4})$$

De même, en choisissant E et S comme variables indépendantes:

$$E = -g \cdot T + \frac{D}{\epsilon^T} \quad (\text{équation 2-5})$$

$$S = s^D \cdot T + g \cdot D \quad (\text{équation 2-6})$$

Les coefficients s , d , ϵ et g des équations 2-3 à 2-6 sont les principales constantes du matériau. d et g sont équivalents. Selon les notations du paragraphe 2.6.1, et après les simplifications dues aux symétries, ces coefficients sont représentés sous forme de matrices (cas du PZT):

$$\begin{bmatrix} s_{12} & s_{11} & s_{13} & 0 & 0 & 0 \\ s_{13} & s_{13} & s_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{66} \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} 0 & \epsilon_{11} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33} \end{bmatrix}$$

constantes d'élasticité

coefficients piézo-électriques

constante diélectrique

Les constantes des céramiques PZT doivent être déterminées expérimentalement et sont généralement données par le fournisseur.

L'équation 2-3 est celle qui nous intéresse directement. Nous allons la développer dans le paragraphe 2.6.4.

2.6.3 Modes de déformation

Suivant la façon d'appliquer le champ électrique on distingue quatre modes de déformations

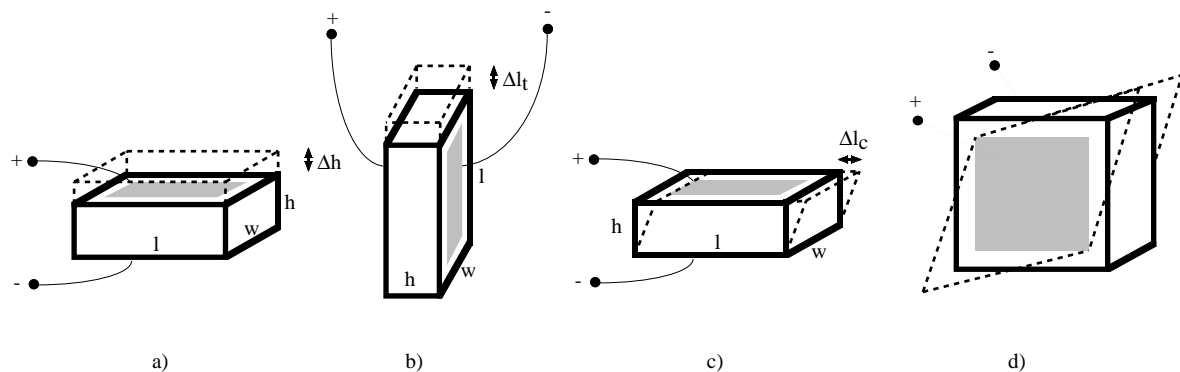


Figure 2-3 Modes fondamentaux de déformation des céramiques piézo-électriques: a) déformation axiale, b) transversale, c) en cisaillement d'épaisseur et d) en cisaillement de face.

fondamentaux des céramiques piézo-électriques [Paratte 1986]. Dans le cas a) la déformation est colinéaire au champ électrique. Selon les notations définies au paragraphe 2.6.1 c'est le coefficient piézo-électrique d_{33} qui sera utilisé. De même, dans les cas b) et c) ce seront les coefficients d_{31} , respectivement d_{15} . Le cas d) n'est pas décrit dans ce travail.

Notons encore que les modes de déformation axiaux et transversaux coexistent. C'est la géométrie de l'actionneur qui privilège l'un ou l'autre.

2.6.4 Déformation d'un élément piézo-électrique

Appliquons maintenant l'équation 2-3 aux trois déformations qui nous intéressent et voyons quelle est l'influence d'une force extérieure.

Dans ce qui suit, par défaut toutes les unités sont celles du système international SI.

2.6.4.1 Actionneur axial

Partant de l'équation 2-3 et sachant que le champ électrique vaut $E = U/h$ [V/m] il est facile

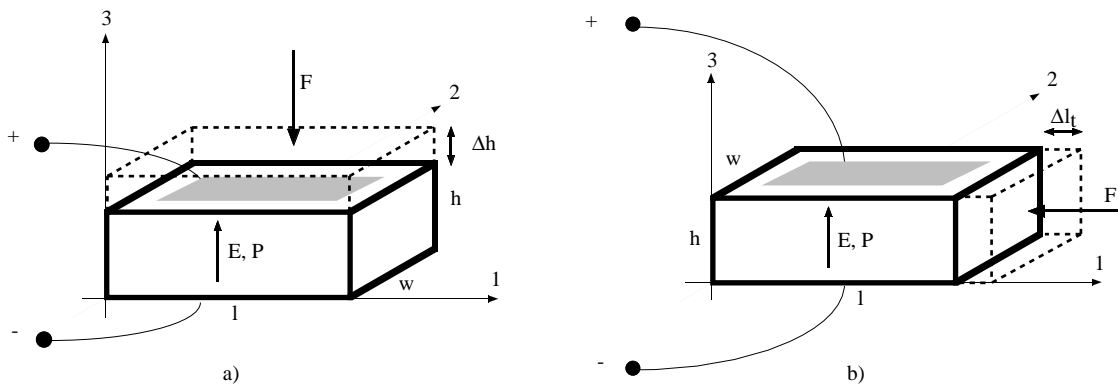


Figure 2-4 Barreaux en céramique piézo-électrique: a) actionneur axial, b) actionneur transversal.

de démontrer que la déformation axiale d'un barreau de céramique (figure 2-4a) vaut:

$$\Delta h = d_{33} \cdot U - \frac{F}{C_{Ea}} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-7})$$

où C_{Ea} est la rigidité du barreau donnée par:

$$C_{Ea} = \frac{w \cdot l}{s_{33}^E \cdot h} \quad [\text{N/m}] \quad (\text{équation 2-8})$$

U est la tension d'excitation et F est une force extérieure appliquée au barreau. Si cette force est constante (figure 2-5), la déformation est inchangée, mais un décalage initial apparaît. En revanche si elle est proportionnelle au déplacement, $F = \Delta h \cdot C_s$ où C_s est la rigidité du ressort, l'équation 2-7 devient:

$$\Delta h = d_{33} \cdot U \cdot \frac{C_{Ea}}{C_{Ea} + C_S} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-9})$$

La fréquence de résonance d'un tel barreau, libre à une extrémité et fixe à l'autre vaut [Philips 1991]:

$$f_{ra} = \frac{N_3^D}{2 \cdot h} \quad [\text{Hz}] \quad (\text{équation 2-10})$$

où N_3^D est la constante de fréquence qui vaut la demi-vitesse de propagation du son dans la céramique [Philips 1991].

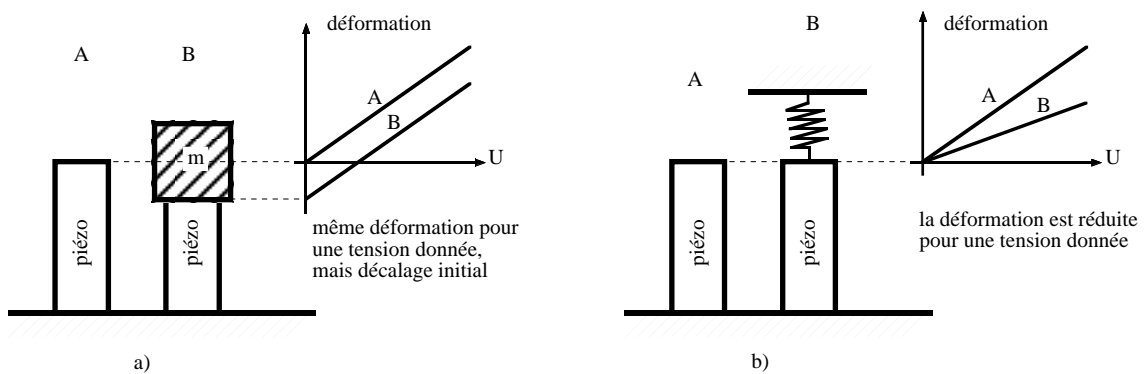


Figure 2-5 Influence d'une force extérieure sur la déformation d'un barreau: a) force constante, b) force proportionnelle au déplacement.

2.6.4.2 Actionneur transversal

De même qu'au paragraphe 2.6.4.1 il est facile de démontrer que l'élongation d'un barreau de céramique en déformation transversale (figure 2-4b) vaut:

$$\Delta l_t = d_{31} \cdot U \cdot \frac{l}{h} \cdot \frac{F}{C_{Et}} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-11})$$

où C_{Et} est la rigidité du barreau donnée par:

$$C_{Et} = \frac{w \cdot h}{s_{11}^E \cdot l} \quad [\text{N/m}] \quad (\text{équation 2-12})$$

Dans ce cas de l'actionneur transversal précontraint par un ressort de rigidité C_S , l'équation 2-11 devient:

$$\Delta l_t = d_{31} \cdot U \cdot \frac{l}{h} \cdot \frac{C_{Et}}{C_{Et} + C_S} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-13})$$

Il est intéressant de noter que dans le cas de l'actionneur transversal, la déformation libre ($F=0$), dépend des dimensions géométriques du barreau (équation 2-11), ce qui n'est pas le cas pour l'actionneur axial (équation 2-7).

La fréquence de résonance du barreau libre à une extrémité et fixe à l'autre vaut:

$$f_{rt} = \frac{N_1^E}{2 \cdot l} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-14})$$

2.6.4.3 Actionneur en cisaillement d'épaisseur

Ce type d'actionneur est moins courant. Dans ce cas, les directions de la polarisation et du champ électrique sont orthogonales.

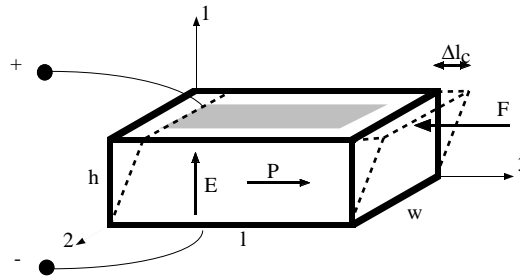


Figure 2-6 Actionneur en cisaillement d'épaisseur.

Les domaines de Weiss tendent à s'aligner sur le champ électrique induisant ainsi une déformation de cisaillement.

Nous pouvons de nouveau démontrer facilement que la déformation en cisaillement vaut:

$$\Delta l_c = d_{15} \cdot U - \frac{F}{C_{Ec}} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-15})$$

où C_{Ec} est la rigidité du barreau en cisaillement donnée par:

$$C_{Ec} = \frac{w \cdot l}{s_{55}^E \cdot h} \quad [\text{N/m}]^1 \quad (\text{équation 2-16})$$

A nouveau l'influence d'une force externe est la même que dans les cas précédents. Si elle est proportionnelle au déplacement l'équation 2-15 devient:

$$\Delta l_c = d_{15} \cdot U \cdot \frac{C_{Ec}}{C_{Ec} + C_S} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-17})$$

La fréquence de résonance du barreau fixé sur une face vaut:

$$f_{rc} = \frac{N_5^E}{2 \cdot h} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-18})$$

1. En fait, le coefficient s_{55}^E correspond à l'inverse du module de glissement G . s_{55}^E et s_{11}^E sont donc liés entre eux par un facteur $1/(2 \cdot (1 + \sigma))$ où σ est le coefficient de Poisson [Rossi 1986].

2.7 Modèles mécanique et électrique des actionneurs piézo-électriques

Il existe plusieurs types -plus ou moins sophistiqués- de modélisation des actionneurs piézo-électriques. Ces modèles sont bien adaptés à l'étude des moteurs ultrasonores car ils travaillent proches de leurs fréquences propres et en régime harmonique.

Mason dans son livre propose une approche formelle de la modélisation [Mason 1964]. Rossi en adapte les principes, entre autres, aux transducteurs piézo-électriques [Rossi 1986] et Nakamura et al. introduisent pour la première fois le concept de redresseur mécanique pour simuler l'effet du 'stick and slip' dans un moteur ultrasonore hybride [Nakamura 1993].

Ces modèles ne répondent pas à nos besoins car nous travaillons avec des excitations non harmoniques -en fait des signaux en dents de scie- ayant des fréquences fondamentales que nous souhaitons bien inférieures aux fréquences propres de nos actionneurs (chapitre 3).

Nous avons donc développé un modèle, simple, adapté aux besoins spécifiques des actionneurs 'stick and slip'.

2.7.1 Modèle mécanique

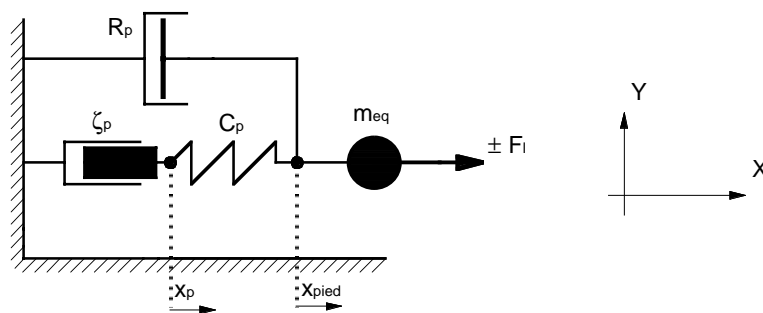


Figure 2-7 Modèle mécanique de l'actionneur piézo-électrique.

L'actionneur piézo-électrique réel est décomposé en un piézo-électrique idéal, dont la déformation ζ_p , suit exactement la tension U_{exc} appliquée à ses bornes. Le déplacement est transmis à une masse m_{eq} par un élément flexible (compliance) C_p . Un élément amortisseur R_p modélise les pertes mécaniques dans la céramique et dans les éléments de liaisons.

Finalement une force F_l , appliquée à m_{eq} , représente la charge. F_l sera déterminée au chapitre 3.

2.7.1.1 Calculs des composants du modèle mécanique

Suivant que l'actionneur soit de type axial, transversal ou de cisaillement, la déformation idéale sera calculée à partir des équations 2-7, 2-11 et 2-15 respectivement, pour une force extérieure nulle. Les rigidités seront déterminées par les équations 2-8, 2-12 et 2-16.

La table 2-1 en page 29 résume l'ensemble de ces équations.

L'élément piézo-électrique doit déplacer sa propre masse ainsi que celle du pied. On définit une masse équivalente m_{eq} à l'ensemble pied et piézo-électrique.

En faisant l'hypothèse que les dimensions géométriques des composants sont petites vis-à-vis des longueurs d'ondes sonores dans les matériaux, il est facile de démontrer que la masse équivalente vaut, pour les trois types de déformations [Rossi 1986]:

$$m_{eq} = \frac{1}{3} \cdot m_{piezo} + m_l \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 2-19})$$

où m_{piezo} et m_l sont respectivement la masse de la céramique piézo-électrique et d'une masse supplémentaire qui y est fixée rigidement.

La détermination de R_p est délicate. Nous pouvons tout de même en fixer un ordre de grandeur en considérant les pertes mécaniques dans la céramique. Elles peuvent être déduites du facteur de qualité Q . En effet si l'amortissement est faible, selon [Del Pedro 1986], Q est lié au facteur d'amortissement relatif η par la relation:

$$\eta = \frac{1}{2 \cdot Q} \quad (\text{équation 2-20})$$

et:

$$\eta = \frac{R_p}{2 \cdot m_{eq} \cdot \omega_0} \quad (\text{équation 2-21})$$

où ω_0 est la pulsation propre du système oscillant qui vaut:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_p}{m_{eq}}} \quad (\text{équation 2-22})$$

d'où finalement:

$$R_p = \frac{\sqrt{m_{eq} \cdot C_p}}{Q} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{équation 2-23})$$

Cette valeur est indicative et devra être déterminée cas par cas expérimentalement. Une méthodologie de mesure est proposée au paragraphe 3.7.1.

2.7.2 Modèle électrique

Nous considérerons simplement la céramique comme un condensateur plan (table 2-1):

$$C_{elec} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{S}{e} \quad [\text{F}] \quad (\text{équation 2-24})$$

où $\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12}$ [F/m] est la constante diélectrique de l'air, ϵ_r la constante diélectrique relative de la céramique, S la surface des électrodes et e la distance entre les électrodes, c'est-à-dire l'épaisseur de la céramique.

Les pertes thermiques dans la céramique piézo-électrique peuvent être estimées par la relation suivante:

$$P = \tan \delta \cdot f \cdot C_{elec} \cdot U^2 \quad [\text{W}] \quad (\text{équation 2-25})$$

où f et U sont respectivement la fréquence et la tension d'excitation et $\tan \delta$ est le facteur de perte (typiquement 0.02).

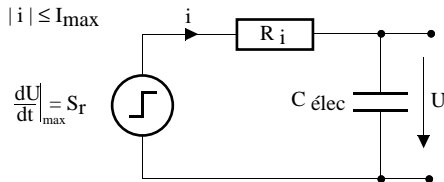


Figure 2-8 Modèle électrique du piézo-électrique et de la source de tension.

Bien que le type d'excitation utilisé pour les actionneurs 'stick and slip' soit riche en harmoniques de fréquences élevées, les capacités en jeu sont extrêmement petites, typiquement 100 pF. Ces pertes seront donc négligées dans la plupart des cas.

L'amplificateur de tension est, quant à lui, modélisé par une source de tension variable à bande passante définie par son slew-rate s_r , une résistance interne R_i et une limitation de courant I_{max} .

types d'actionneurs	déformations [m]	rigidités [N/m]	capacités [F]
axial	$\Delta h = d_{33} \cdot U$	$C_{Ea} = \frac{w \cdot l}{s_{33}^E \cdot h}$	$C_a = \epsilon_0 \cdot \epsilon_{33} \cdot \frac{w \cdot l}{h}$
transversal	$\Delta l_t = d_{31} \cdot U \cdot \frac{l}{h}$	$C_{Et} = \frac{w \cdot h}{s_{11}^E \cdot l}$	$C_t = \epsilon_0 \cdot \epsilon_{33} \cdot \frac{w \cdot l}{h}$
cisaillement	$\Delta l_c = d_{15} \cdot U$	$C_{Ec} = \frac{w \cdot l}{s_{55}^E \cdot h}$	$C_c = \epsilon_0 \cdot \epsilon_{11} \cdot \frac{w \cdot l}{h}$

Table 2-1 Déformations, rigidités et capacités pour trois types d'actionneurs.

Ces modèles seront utilisés au chapitre 3 pour la simulation des actionneurs 'stick and slip'.

2.8 Limites et défauts des piézo-électriques

Si les céramiques piézo-électriques présentent beaucoup d'avantages, elles ont aussi des défauts qu'il faut considérer lors de la conception et du choix d'actionneurs utilisant ces matériaux.

Le plus évident est naturellement l'amplitude très limitée de la déformation représentant à peine 0.015 % de la longueur pour une tension de 100 V. Nous verrons au paragraphe 2.9 quelques solutions pour s'affranchir de cette limitation.

Les hautes tensions nécessaires peuvent aussi, pour certaines applications, représenter un

handicap. Dans notre cas, nous travaillons avec des tensions de crêtes de 150 V. Si techniquement ce n'est pas un problème, il peut néanmoins représenter un inconvénient économique.

Pour des applications dans le vide, il faut tenir compte du dégazage des céramiques et des adhésifs utilisés.

Les caractéristiques limitant précision et résolution font l'objet des paragraphes suivants.

2.8.1 Influence de la température

Les PZT ont un coefficient de dilatation thermique typique de $7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, soit environ la moitié de celle de l'acier (table 1-1). Une variation de 10 K modifiera d'environ 50 % l'élongation nominale d'un piézo-électrique. A ceci s'ajoute l'effet de la sensibilité thermique du coefficient piézo-électrique d . Certains matériaux, tels que le PXE4, y sont pratiquement insensibles, alors que d'autres, comme le PXE5¹ [Philips 1991], présentent une variation du près de 20 % sur la plage de fonctionnement.

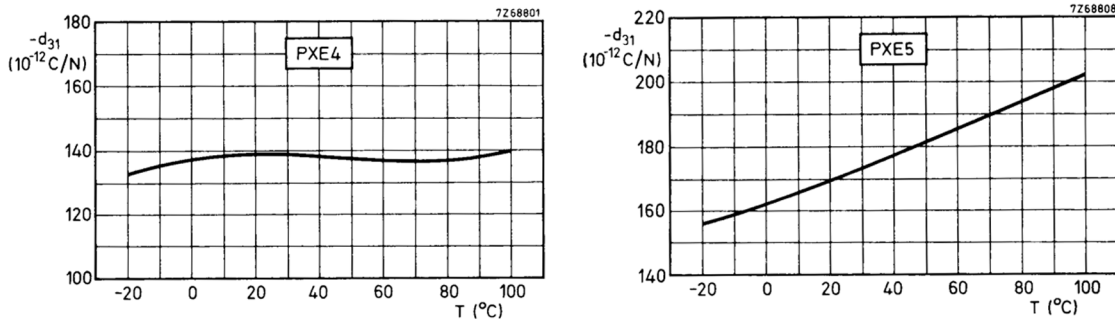


Figure 2-9 Sensibilité à la température du coefficient piézo-électrique.

2.8.2 Hystérésis

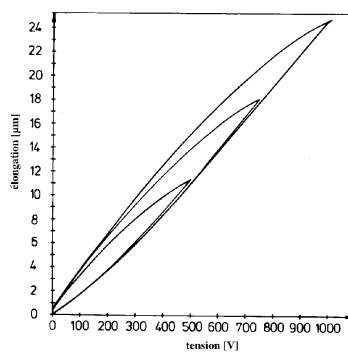


Figure 2-10 Elongation en fonction de la tension d'une céramique piézo-électrique multicouche pour différentes valeurs de crêtes. L'amplitude relative de l'hystérésis reste constante.

L'élongation d'une céramique piézo-électrique n'est pas strictement linéaire avec l'accroissement du champ appliqué. Elle est affectée d'une hystérésis pouvant être aussi élevée que

1. Les PXE4 et 5 sont des céramiques piézo-électriques produites par l'entreprise Philips.

15 % de la déformation nominale.

L'effet de l'hystérésis, ainsi que celui de la dérive (paragraphe 2.8.3), peuvent être virtuellement éliminés par l'utilisation d'un amplificateur de charge à la place d'un amplificateur de tension (figure 2-11) [Philips 1991].

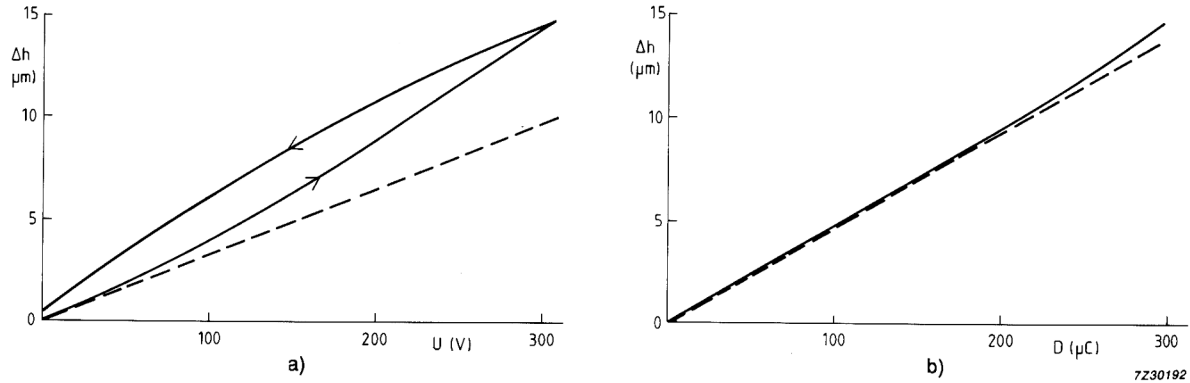


Figure 2-11 Comparaison des élongations en fonction de la tension avec a) un amplificateur de tension et b) un amplificateur de charge [Philips 1991].

Un exemple d'amplificateur de charge est donné à la figure 2-12. La résistance $4.7\text{ k}\Omega$ est utilisée comme mesure du courant afin de le maintenir à sa valeur de consigne dans le piézo-électrique.

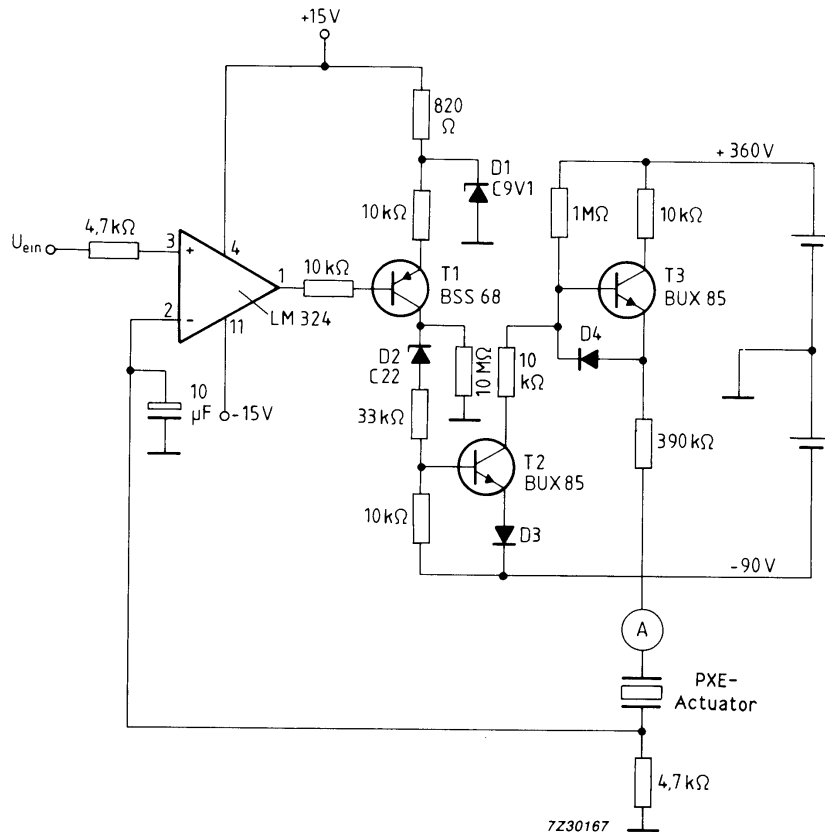


Figure 2-12 Exemple d'amplificateur de charge.

Seuls des amplificateurs de tension ont été utilisés dans notre cas. Nous verrons aux chapitres 3 et 4 que les actionneurs 'stick and slip', de par leur mode de fonctionnement, sont peu

sensibles aux problèmes cités ci-dessus.

2.8.3 Dérive

Lorsqu'un saut de tension est appliqué à un élément piézo-électrique on peut observer, après l'élongation initiale, une lente déformation dans la même direction. Ce phénomène est étroitement lié à l'hystérésis. Il est la conséquence d'une polarisation complémentaire et lente de la céramique. La dérive peut être estimée par l'équation empirique suivante [Physik Instrumente 1993]:

$$\Delta l(t) = \Delta l \cdot \left(1 + \gamma \cdot \log \frac{t}{0.1} \right) \quad (\text{équation 2-26})$$

où γ est le facteur de dérive compris entre 0.01 et 0.02.

La dérive d'une céramique piézo-électrique est approximativement de 1 % de l'élongation nominale par décade de temps [Physik Instrumente 1993].

Comme mentionné au paragraphe 2.8.2, l'emploi d'un amplificateur de charge permet de s'affranchir de la dérive.

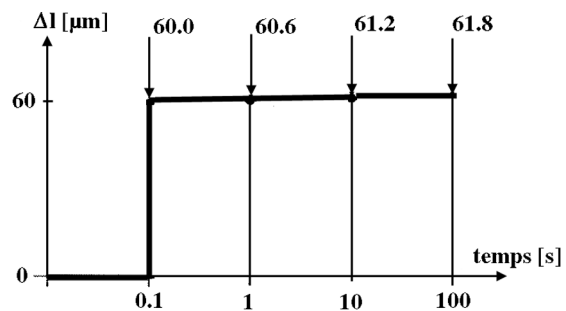


Figure 2-13 Dérive d'une céramique.

2.8.4 Vieillessement

Le coefficient piézo-électrique diminue de façon logarithmique avec le temps. Une perte de 5 % après 10 jours et de 5 % pour les 90 jours suivants est typique pour des céramique PZT. Naturellement, ces valeurs seront fortement influencées par les conditions de fonctionnement telles que la charge mécanique, la fréquence, la température, etc.

2.9 Amplification du mouvement

L'élongation des éléments piézo-électriques par rapport à leurs dimensions est insuffisante dans la plupart des applications. Aussi doit-on recourir à divers principes pour en augmenter la course.

2.9.1 Élément piézo-électrique bimorphe

Le principe est le même que les éléments bimétal (paragraphe 1.6.1). Ici on lie deux fines céramiques polarisées en mode transversal. L'une est contractée alors que l'autre est dilatée par une tension électrique. Des déflexions de $0.5 \mu\text{m}/\text{V}$ sont possibles pour une longueur de bimorphe de 20 mm.

Ce gain de course se paie par une rigidité très faible.

Ce type d'actionneur, en montage double ou "forme de S", est utilisé pour la table X,Y,Z proposée par Matey et al. [Matey 1987].

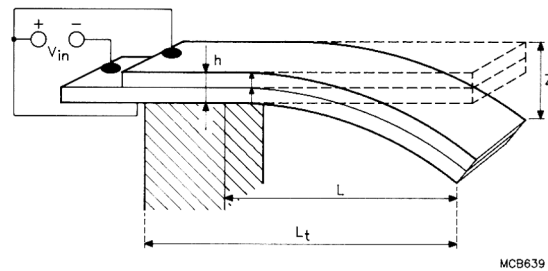


Figure 2-14 Principe d'un bimorphe

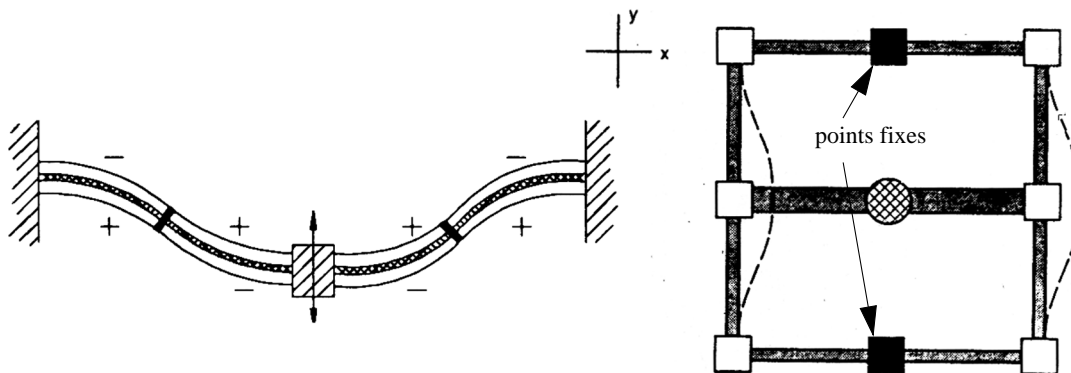


Figure 2-15 Principe d'un montage en forme de S et table X,Y,Z, [Matey 1987].

2.9.2 Piézo-électriques multicouches

Selon l'équation 2-7, l'élongation d'un actionneur de type axial est indépendante de son épaisseur et proportionnelle à la tension appliquée. Les piézo-électriques multicouches profitent de cette caractéristique par la mise en "série mécanique" d'un grand nombre de céramiques fines (0.2 à 1 mm), connectées électriquement en parallèle.

L'allongement total vaut:

$$\Delta l = d_{33} \cdot n \cdot U \quad (\text{équation 2-27})$$

où n est le nombre de couches.

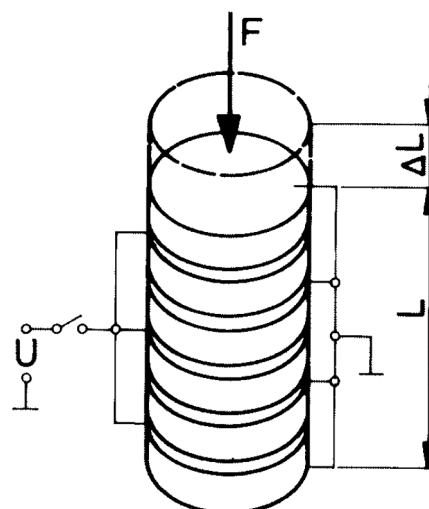


Figure 2-16 Principe d'un actionneur multicouches.

Des allongements de 0.15 % sont possibles pour des tensions de 100 V.

Ces structures sont relativement délicates à réaliser, elles coûtent donc cher. De plus la mise en parallèle d'un grand nombre de céramiques fait que la capacité totale est élevée, limitant la bande passante et impose l'utilisation d'amplificateurs pouvant fournir de plus grands courants.

Les éléments piézo-électriques multicouches sont mécaniquement fragiles. En particulier ils supportent mal des efforts de traction. Ainsi, ils sont souvent précontraints mécaniquement par un ressort extérieur pour ne travailler qu'en compression.

2.9.3 Amplification par effet de levier

Dans ce cas, on profite de la grande force générée par les piézo-électriques pour amplifier le mouvement par effet de levier. Plusieurs leviers peuvent être mis en cascade. On obtient ainsi une amplification de mouvement élevée. On utilise de préférence des systèmes à structure flexible afin de supprimer les frottements et les jeux [Smith 1994]. Comme dans le cas du bimorphe, l'augmentation du déplacement se fait au détriment de la rigidité du mécanisme.

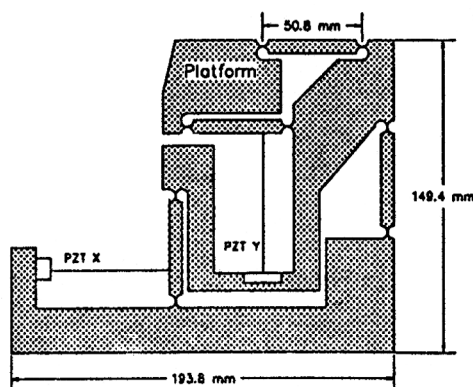


Figure 2-17 Table X, Y avec amplification de mouvements par leviers [Chen 1992].

2.9.4 Amplification par effet de genouillère

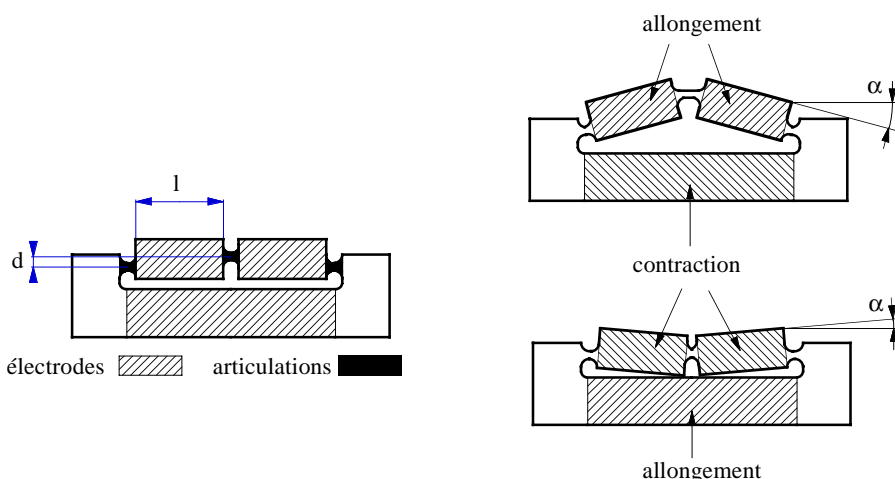


Figure 2-18 Principe de l'amplification de mouvement par effet de genouillère [Breguet 1997].

A l'IMT nous avons développé des systèmes monolithiques d'amplification du mouvement par leviers. Les actionneurs, les articulations ainsi que le système de leviers sont découpés di-

rectement dans une plaque de céramique piézo-électrique. On évite ainsi de coûteuses et délicates opérations d'assemblage. L'effet d'amplification du mouvement est obtenu par un léger décalage d , de l'axe des articulations. En allongeant, respectivement contractant les actionneurs, on obtient une rotation d'angle α par effet de genouillère (figure 2-18). Avec ce principe, des déplacements de 0.25 à 0.35% de $2 \cdot l$ sont possibles pour 100 V [Breguet 1997].

2.9.5 Amplification par déplacements pas-à-pas

La somme de petits déplacements incrémentaux permet une longue course. Ce principe englobe les actionneurs "inch worm", inertiels ou 'stick and slip' qui ont déjà été décrits au paragraphe 1.5.3.

2.9.6 Combinaison macro- et micro-déplacements

Cette solution consiste à mettre deux actionneurs redondants par degré de liberté: un actionneur grossier pour les longs déplacements, mais ayant une précision moyenne et un actionneur fin pour ajuster la position finale et corriger les erreurs du premier actionneur.

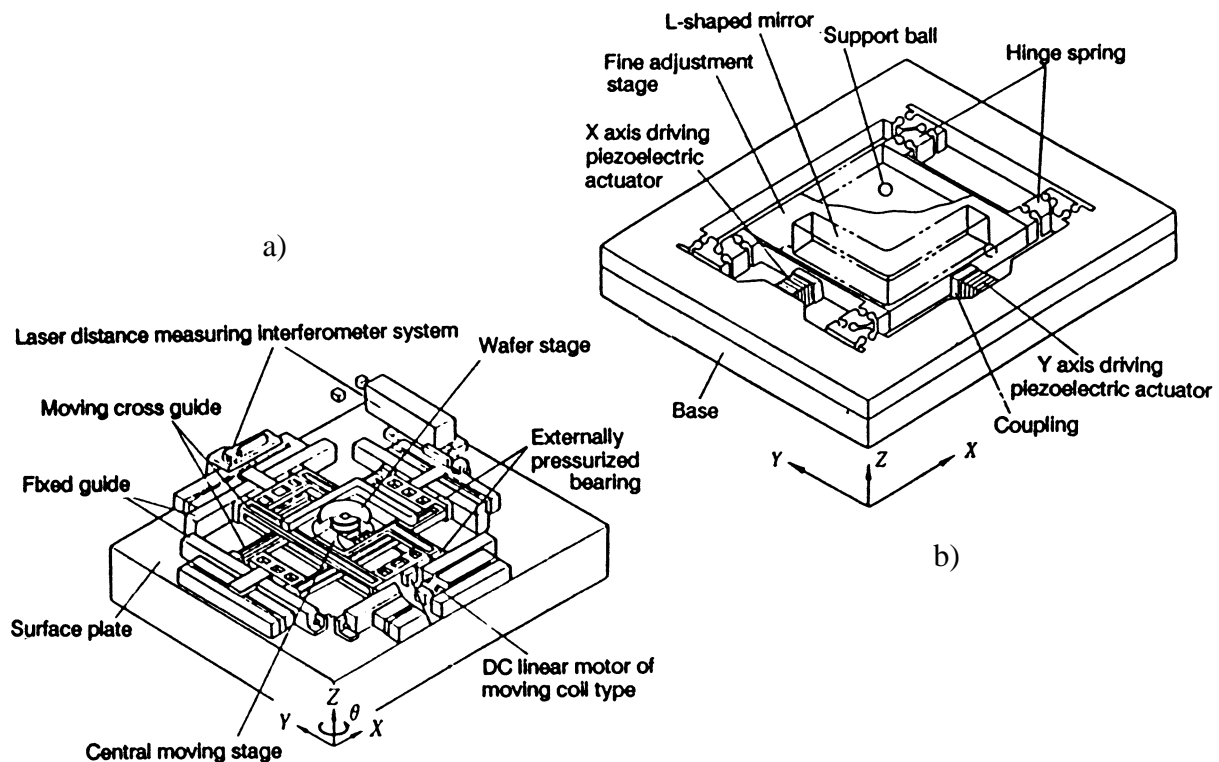


Figure 2-19 Table X, Y utilisant le principe de macro- micro-déplacements: a) vue d'ensemble, b) vue de détail de la table fine [Goto 1989].

Une configuration typique est un axe mécanique terminé par un actionneur piézo-électrique multicouches ayant une course de quelques dizaines de micro-mètres. Une telle configuration est extrêmement performante en termes de vitesse et de dynamique [Goto 1989]. La vitesse est définie par celle de l'axe mécanique et la dynamique par l'actionneur piézo-électrique. La pré-

cision absolue dépendra naturellement du capteur de position. Une précision relative nanométrique sur des courses de quelques microns est possible avec un piézo-électrique équipé d'un capteur de position intégré [Physik Instrumente 1993]. Ces performances intéressantes se paient par une mise en oeuvre relativement lourde et coûteuse.

2.10 Conclusion

Nous avons vu que les céramiques piézo-électriques PZT présentaient beaucoup d'avantages pour nos micro-manipulateurs. Elles sont facilement disponibles, elles peuvent être façonnées aisément (frittage) et, surtout, leur grande rigidité fait qu'elles ont des temps de réponses très rapides.

Comme tous les matériaux piézo-électriques les PZT présentent néanmoins quelques défauts. Elles ont une hystérésis d'environ 15%, une dérive proche de 1% par décade de temps et leur stabilité en température est médiocre. Leurs déformations, bien que parmi les plus importantes des matériaux piézo-électriques, restent très petites, typiquement de 0.015% de la longueur caractéristique, à 100 V.

Les actionneurs 'stick and slip' permettent, d'une part de s'affranchir de la limite des petites déformations en générant un mouvement pas-à-pas, d'autre part de réduire sensiblement les effets de l'hystérésis, de la dérive et de la température, grâce à la très petite taille des pas effectués (typiquement 200 à 400 nm).

Nous avons aussi vu dans ce chapitre qu'une utilisation incorrecte (trop haute tension, température ou contrainte mécanique) pouvait entraîner une dépolarisation permanente des éléments piézo-électriques.

Plusieurs modes de déformations sont possibles, axial, transversal, en cisaillement d'épaisseur ou en cisaillement de face. Dans la suite de ce travail, seuls les modes de déformation en cisaillement d'épaisseur¹ et transversaux (chapitres 3 et 4) seront utilisés.

Les modèles mécanique et électrique des actionneurs piézo-électriques établis ici seront utilisés dans la chapitre 3 pour la modélisation des actionneurs 'stick and slip'.

Finalement nous avons vu différents moyens d'amplifier le mouvement des éléments piézo-électriques.

1. Par la suite abrégé 'mode de cisaillement'.

3 ACTIONNEURS ‘STICK AND SLIP’

3.1 Introduction

Ce chapitre explique en détail le principe de fonctionnement et la structure des actionneurs ‘stick and slip’. Deux modèles de simulations sont développés pour des actionneurs linéaires et les résultats théoriques sont comparés aux mesures expérimentales. Le cas de l’actionneur rotatif est aussi brièvement traité.

Finalement, une étude par les lois de similitude permet de mettre en évidence l’influence des dimensions de l’actionneur sur ses performances.

Les actionneurs de type ‘stick and slip’ sont basés sur la déformation d’un matériau. Le choix de celui-ci est dicté principalement par sa capacité à se déformer rapidement. Parmi les matériaux cités au chapitre 2, ce sont les céramiques piézo-électriques qui offrent les meilleures performances dynamiques. Ce chapitre développe donc des modèles d’actionneurs ‘stick and slip’ à céramique piézo-électrique uniquement. Néanmoins, les principes et remarques générales restent pour la plupart applicables, quel que soit le matériau utilisé.

3.2 Principe de fonctionnement

Un actionneur ‘stick and slip’ fonctionne selon deux modes distincts: le mode pas-à-pas pour des courses macroscopiques à haute vitesse -quelques centimètres à une vitesse de quelques millimètres par seconde- et le mode balayage¹ pour les micro-déplacements à haute résolution -quelques centaines de nanomètres à quelques micromètres pour une résolution nanométrique-.

Dans le premier mode, un pas consiste en une lente déformation des pieds, suivie de leur brusque retour en arrière. Lors de la phase lente, la masse suit le mouvement des pieds grâce aux frottements (stick), alors que son

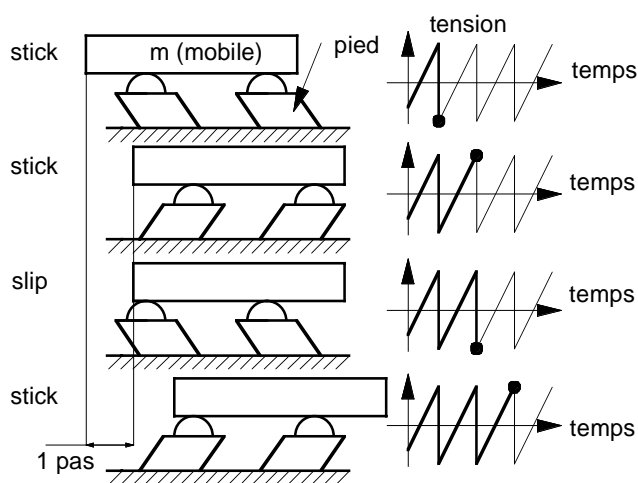


Figure 3-1 Principe de fonctionnement en mode pas-à-pas.

1. Respectivement ‘stepping’ et ‘scanning mode’ en anglais.

inertie l'empêche de suivre leur brusque retour en arrière (slip).

Lorsque l'erreur de position est inférieure à un pas, les pieds sont déformés lentement pour éviter tout glissement. C'est le mode balayage.

La combinaison de ces deux modes permet d'obtenir des longs déplacements tout en ayant une résolution nanométrique.

3.3 Eléments constitutifs des actionneurs 'stick and slip'

Les actionneurs 'stick and slip' comprennent cinq éléments principaux: une masse inertielle du mobile; un ou plusieurs pieds déformables; une interface de contact mécanique; un système de guidage et un système de charge.

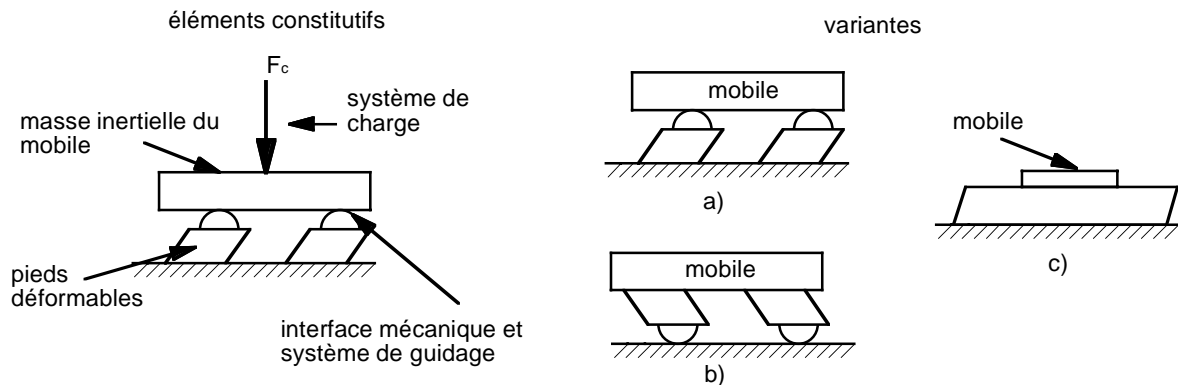


Figure 3-2 Eléments constitutifs des actionneurs 'stick and slip' et leurs principales variantes: a) à pieds fixes, b) à pieds mobiles et c) à pieds continus.

Les aspects de construction des ces éléments seront repris cas par cas au chapitre 4 lors de la description des prototypes.

3.3.1 Masse inertielle du mobile

C'est cette masse qui, par son inertie, permet d'obtenir le glissement des pieds lors de leur brusque retour. Pour la variante b) de la figure 3-2, la masse du mobile doit être grande par rapport aux masses en mouvement (par exemple la masse des pieds). Son dimensionnement correct est important pour le fonctionnement des actionneurs 'stick and slip'.

3.3.2 Pieds déformables

Les pieds convertissent l'énergie électrique en énergie mécanique (effet piézo-électrique inverse). Ils peuvent être réalisés de différentes manières et seront étudiés en détail au chapitre 4. Suivant les cas, ils peuvent avoir un, deux ou trois degrés de liberté.

Pour la modélisation (paragraphe 2.7.1 et 3.6), ils sont caractérisés par leur déformation idéale ζ_p , leur rigidité C_p , leur coefficient d'amortissement R_p et leur masse équivalente m_{eq} .

Plus le mouvement des pieds sera proche de la déformation idéale ζ_p , meilleur sera le comportement de l'actionneur 'stick and slip'.

Les pieds sont fixés soit à la base, soit à la masse inertielle (variante a, respectivement b de la figure 3-2). Dans le cas de la variante c), la masse se déplace librement sur un plan en vibration. Ce principe est utilisé notamment pour déplacer des échantillons sous un microscope électronique (figure 1-13).

3.3.3 Interface de contact mécanique

C'est à cette interface que le mouvement des pieds est transmis au mobile.

Elle doit être conçue de manière à éliminer tout hyperguidage. Le choix des matériaux et la qualité des surfaces en contact sont très importants. L'interface doit résister aux pressions de contact et la rugosité doit être petite par rapport aux déformations en jeu (typiquement quelques dizaines de nanomètres). Ces aspects de construction seront développés au chapitre 4.

La modélisation des frottements est cruciale pour l'analyse des actionneurs 'stick and slip'. Elle sera traitée en détail au paragraphe 3.6.3.

3.3.4 Système de guidage

Le guidage doit bloquer les degrés de liberté inutiles au mouvement du mobile. On cherchera à le combiner avec la fonction d'entraînement afin d'éviter les hyperguidages et de simplifier la construction (chapitre 4).

Pour la modélisation on admet un guidage idéal, ne permettant les mouvements que selon les degrés de liberté souhaités.

3.3.5 Système de charge

Le système de charge augmente la force de contact à l'interface. On peut dire que dans une certaine mesure, il découple la gravité de l'inertie (paragraphe 3.5.3).

C'est un système délicat à réaliser. Les meilleurs résultats ont été obtenus avec une force magnétique (chapitre 4).

Pour la modélisation nous admettrons que cette force F_c est parfaitement perpendiculaire au mouvement.

3.4 Modélisation d'un actionneur 'stick and slip' à pieds fixes

Dans les paragraphes suivants nous allons établir deux modèles d'actionneurs 'stick and slip' à un degré de liberté. Nous avons choisi de modéliser en détail la variante où les pieds sont fixés sur la base. Le cas de la variante à pieds mobiles fait l'objet du paragraphe 3.8.

Le premier modèle, appelé modèle rigide, nous permet de bien comprendre le principe de fonctionnement du 'stick and slip' et d'analyser l'influence des principaux paramètres. Pour une fréquence d'excitation inférieure à la fréquence propre du système, ce modèle est très satisfaisant. Le second modèle, appelé modèle flexible, améliore la fidélité des simulations aux fréquences supérieures.

Ce second modèle nous permettra aussi de mettre en évidence et d'expliquer le régime cahotique (paragraphe 3.7.3)¹.

3.5 Modèle rigide

Ce modèle, bien qu'extrêmement simplifié, permet une analyse pertinente du fonctionnement des actionneurs stick & slip. C'est un outil de pré-dimensionnement et d'optimisation utile et efficace. Il permet de prédire l'amplitude des pas et la vitesse du mobile en fonction de la fréquence d'excitation. Seul le cas stationnaire² sera étudié.

Ce modèle servira aussi de base à l'étude des lois de similitude du paragraphe 3.9.

3.5.1 Mouvement des pieds

Dans ce modèle, le système est supposé parfaitement rigide (il n'y aura donc pas d'oscillation) et l'excitation est un signal en dents de scie idéal. Pour ne pas tomber dans un cas trivial, pour lequel la déformation des pieds serait aussi en forme de dents de scie idéale - c'est-à-dire que le mouvement de retour serait infiniment court- on introduit une accélération maximale des pieds, a_{pied} .

Un mouvement en dents de scie donne des impulsions d'accélérations théoriquement infinies. Dans notre modèle ces impulsions sont remplacées par des sauts d'accélérations d'amplitudes finies égales à $\pm a_{pied}$ (figure 3-3). La vitesse lente³ des pieds est donnée par:

$$V_{pa} = 2 \cdot A_{po} \cdot f \quad [\text{m/s}] \quad (\text{équation 3-1})$$

où A_{po} est la déformation statique des pieds pour la tension d'excitation de crête U_{max} et f est la fréquence d'excitation fondamentale.

Les pieds étant fixes, leurs déplacements sur un cycle sont nuls. La surface S_1 délimitée par la vitesse du pied au-dessus de l'axe des temps doit donc être égale à celle au-dessous S_2 (figure 3-3).

-
1. On a constaté expérimentalement qu'au-dessus d'une certaine fréquence, la vitesse du mobile devient imprévisible. Elle n'est plus proportionnelle à la fréquence d'excitation.
 2. C'est-à-dire lorsque la vitesse moyenne du mobile est constante. Les transitoires sont terminés.
 3. C'est la vitesse du pied lors de la rampe du signal d'excitation en dents de scie.

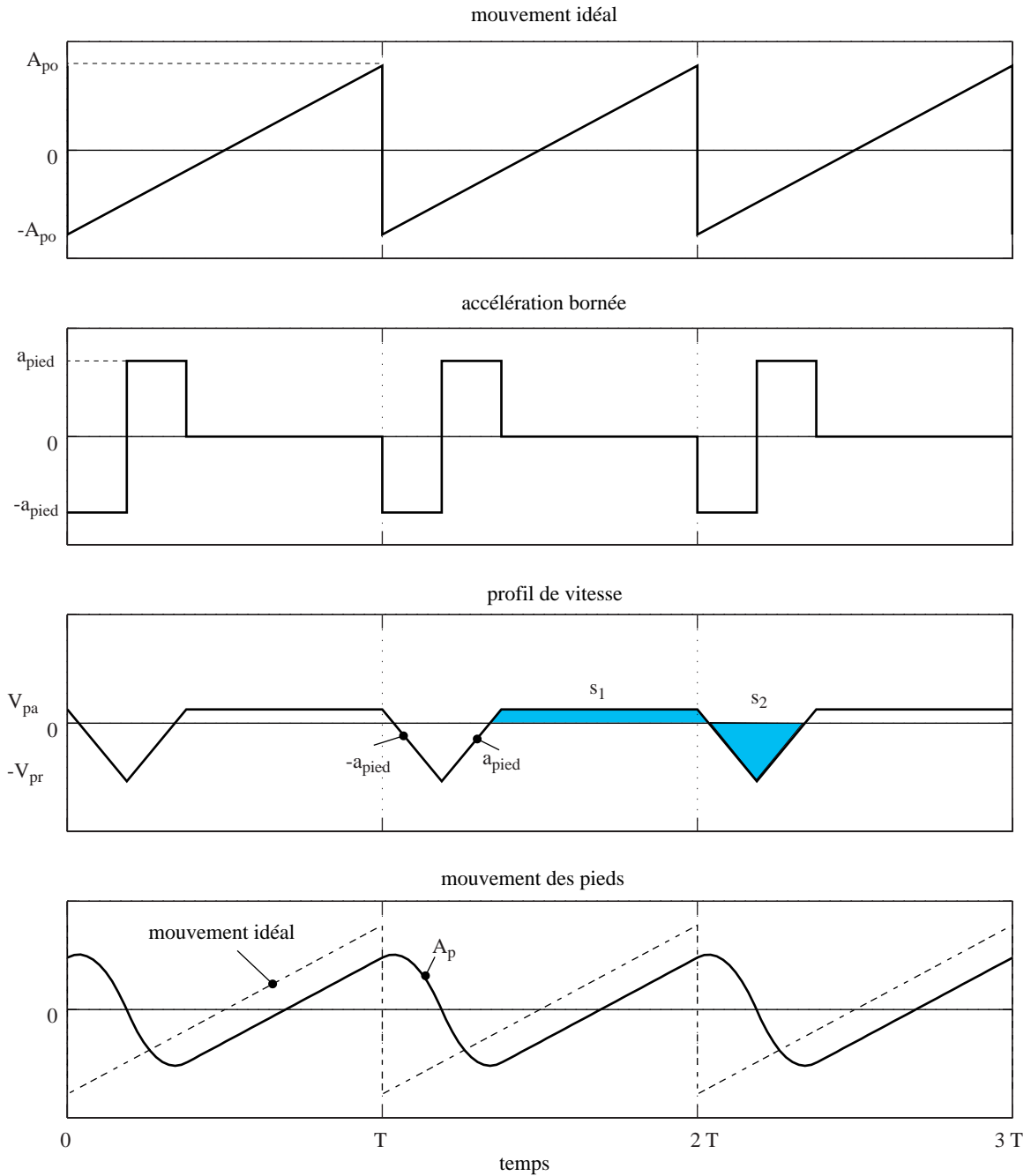


Figure 3-3 De haut en bas: mouvement idéal, accélération bornée à $\pm a_{pied}$, vitesse et mouvement des pieds en fonction du temps.

Ceci permet de calculer la vitesse maximale rapide¹ du pied:

$$V_{pr} = \sqrt{2 \cdot A_{po} \cdot a_{pied}} - 2 \cdot A_{po} \cdot f \quad [\text{m/s}] \quad (\text{équation 3-2})$$

On définit une fréquence limite f_{tri} , pour laquelle la vitesse lente est juste atteinte. Pour la calculer on pose que $V_{pa} = V_{pr}$:

1. Vitesse de pointe que peut atteindre le pied lors du flanc rapide de l'excitation.

$$f_{tri} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{a_{pied}}{2 \cdot A_{po}}} \quad [\text{Hz}] \quad (\text{équation 3-3})$$

Au-dessus de cette fréquence, le mouvement des pieds est symétrique¹, le déplacement net du mobile n'est plus possible. En effet, les pieds passent le même temps à accélérer le mobile qu'à le freiner. Nous verrons au paragraphe 4.7 que cet effet peut être utilisé pour réduire les frottements secs dans les guidages de petites dimensions.

L'amplitude du mouvement des pieds en fonction de la fréquence vaut:

$$A_{pied} = 2 \cdot A_{po} \cdot \left[1 - \frac{f}{f_{tri}} + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{f}{f_{tri}} \right)^2 \right] \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 3-4})$$

On peut encore calculer l'amplitude du mouvement des pieds à la fréquence limite f_{tri} :

$$A_{ptri} = \frac{1}{2} \cdot A_{po} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 3-5})$$

3.5.2 Mouvement du mobile

On définit la vitesse relative entre le mobile et les pieds $v_r = v_{pied} - v_{mob}$. Aussi longtemps que la vitesse relative est positive, le mobile est accéléré, a_{mob} . Ensuite, sa vitesse se synchronise avec celle des pieds (elle ne peut pas la dépasser), jusqu'à leur retour abrupt. A cet instant, la vitesse relative devient soudainement négative et le mobile ralentit, d_{mob} , jusqu'à ce qu'elle redevienne positive. Puis, un nouveau cycle recommence.

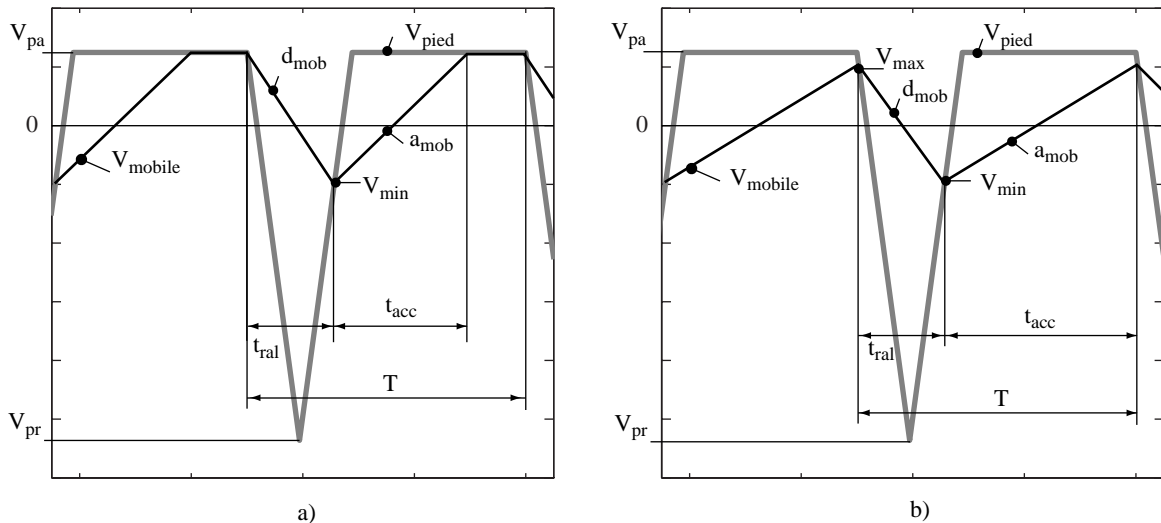


Figure 3-4 Profils des vitesses des pieds et du mobile:
a) la vitesse lente des pieds est atteinte par le mobile, $0 < f \leq f_{vpa}$,
b) la vitesse lente des pieds n'est pas atteinte par la mobile, $f_{vpa} < f \leq f_{tri}$.

1. Le profil de vitesse trapézoïdal au-dessus de l'axe du temps devient triangulaire (figure 3-3).

Le régime étant stationnaire, la variation de la vitesse du mobile durant le freinage est égale à celle durant l'accélération (figure 3-4). Donc on peut écrire:

$$d_{mob} \cdot t_{ral} = a_{mob} \cdot t_{acc} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{équation 3-6})$$

Ceci nous permet de calculer v_{min} à l'intersection des vitesses du mobile et des pieds ainsi que le temps d'accélération t_{acc} .

Deux cas sont à considérer: a) le mobile atteint la vitesse lente des pieds V_{pa} et b) cette vitesse n'est pas atteinte. On appelle f_{vpa} la fréquence limite au-dessus de laquelle le mobile n'atteint plus V_{pa} . Elle est calculée en posant que la somme des temps d'accélération t_{acc} et de décélération t_{ral} du mobile est égale à la période ($T = t_{acc} + t_{ral}$):

$$f_{vpa} = \frac{1 + d_{mob}/a_{ped}}{1 + d_{mob}/a_{mob}} \cdot f_{tri} \quad [\text{Hz}] \quad (\text{équation 3-7})$$

La table 3-1 (page 47) résume les équations des valeurs importantes caractérisant le mouvement du mobile.

L'amplitude du mouvement des pieds, A_{ped} , décroît avec la fréquence d'excitation, alors que celle des pas, A_p , reste constante pour $f \leq f_{vpa}$ (figure 3-5a1). La vitesse du mobile croît donc linéairement dans cette plage de fréquences (figure 3-5a2). Au-dessus de f_{vpa} , l'amplitude des pas du mobile ainsi que sa vitesse diminuent pour tendre vers 0 lorsque $f = f_{tri}$. Il est facile de démontrer que la vitesse moyenne du mobile sera maximale pour $f = f_{vpa}$.

Lors du recul des pieds, le mobile est freiné. Si l'énergie cinétique de celui-ci est suffisante, sa vitesse ne s'inversera pas durant la durée du freinage t_{ral} (figure 3-5a3, b1 et b2). Les équations 3-20 montrent que c'est le cas si la fréquence d'excitation est comprise entre $f_{reculmin}$ et $f_{reculmax}$, pour autant que $f_{reculmin}$ soit plus petite que f_{vpa} (figure 3-5b1, b3). Au-dessous et au-dessus de ces fréquences, ou si $f_{reculmin} > f_{vpa}$, la vitesse du mobile s'inversera et un mouvement de recul apparaît. Les graphiques de la figure 3-5 expriment le comportement d'un actionneur stick & slip dans le cas où la marche sans recul est possible ($f_{reculmin} < f_{vpa}$). A gauche on a représenté les mouvements des pieds et du mobile en fonction de la fréquence d'excitation. A droite on a tracé ces mouvements en fonction du temps, pour trois fréquences caractéristiques (b1: $f < f_{reculmin}$, b2: $f = f_{vpa}$ et b3: $f > f_{reculmax}$).

Notons encore que les équations ne sont pas valables pour une fréquence d'excitation nulle.

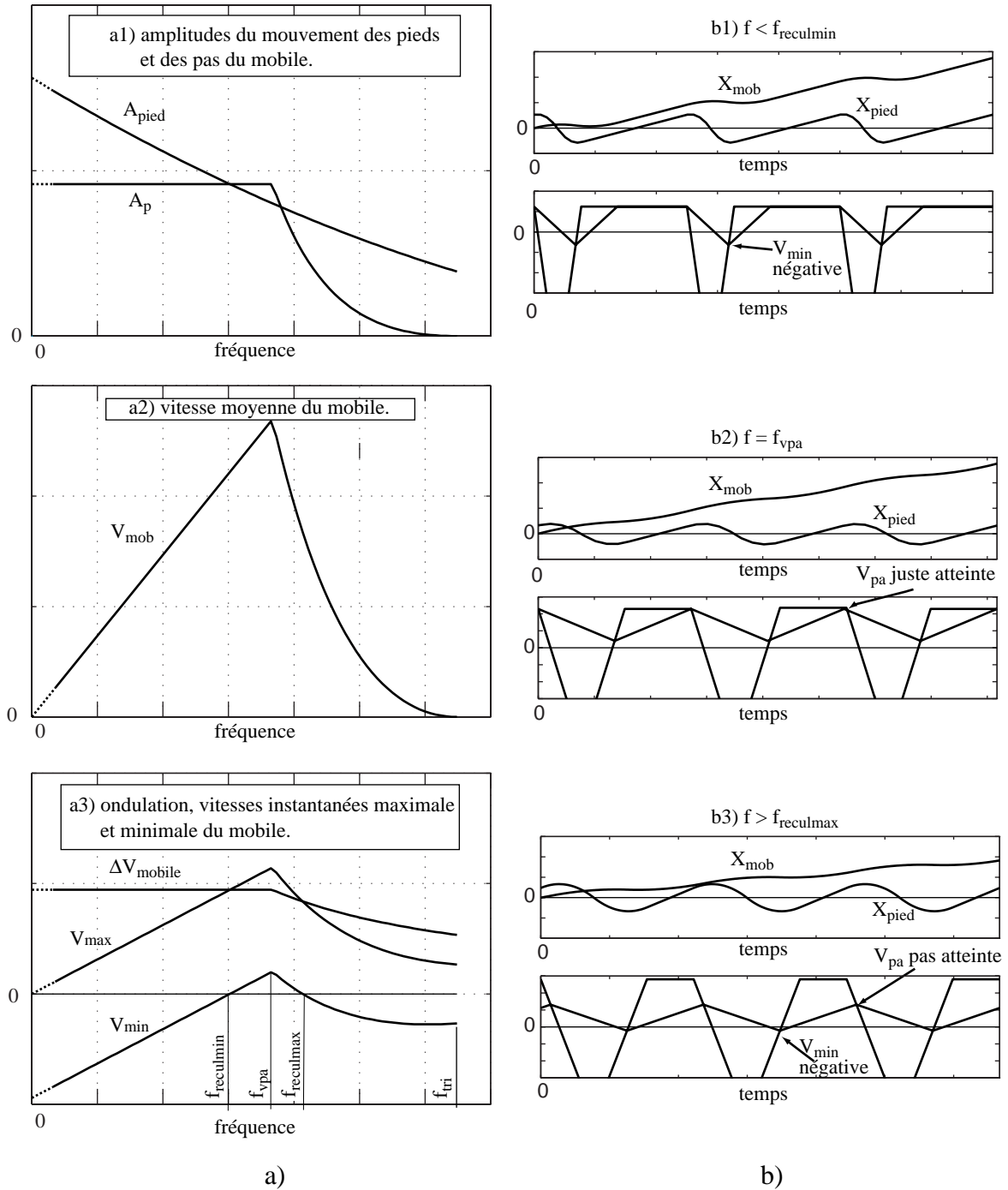


Figure 3-5 Comportement d'un actionneur stick & slip dans le cas où le recul est évitable: a) mouvements des pieds et du mobile en fonction de la fréquence d'excitation, b) mouvements des pieds et du mobile en fonction du temps pour trois fréquences caractéristiques (b1: $f < f_{\text{reculmin}}$, b2: $f = f_{\text{vpa}}$ et b3: $f > f_{\text{reculmax}}$).

3.5.3 Calcul de l'accélération a_{mob} et de la décélération d_{mob} du mobile

Le mobile est soumis à plusieurs forces qui déterminent son mouvement. F_l , la force de frottement entre les pieds et le mobile, F_c , la force d'appui comme définie au paragraphe 3.3.5 et F_t une force de charge qui peut être soit dans la direction du mouvement ou opposée à celui-ci. A ceci s'ajoute la force de gravité, $m \cdot g$, dépendant de la pente d'angle α .

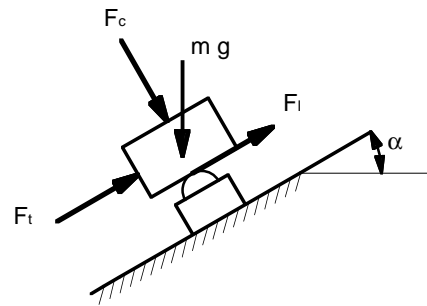


Figure 3-6 Forces agissant sur le mobile. La force F_l dépend de la masse du mobile pour $\alpha \neq 90^\circ$.

Selon le modèle de la figure 3-6, la force de frottement F_l dépend de la masse du mobile (excepté si $\alpha = 90^\circ$). Il peut être intéressant de découpler ces deux valeurs ($m \cdot g$ et F_l) afin d'augmenter l'inertie du système sans augmenter la force de frottement. Pour ceci nous proposons le modèle de la figure 3-7. La masse mobile est supposée glisser sans frottement sur le plan incliné. La liaison entre la masse et les pieds est infiniment rigide selon X et infiniment souple selon Y . La force F_c est choisie indépendamment de la masse. Elle devra être suffisante pour compenser les forces de gravité et la force d'entraînement.

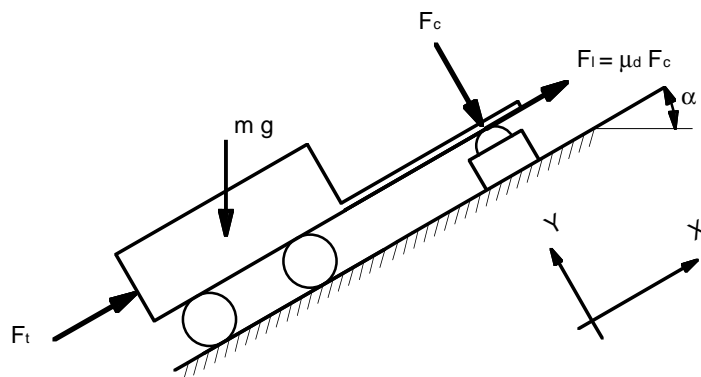


Figure 3-7 Forces agissant sur le mobile. La force F_l est découplée de la masse du mobile.

Partant de la figure 3-7, il est facile de calculer l'accélération a_{mob} et la décélération d_{mob} du mobile. Sachant que $F_l = \pm \mu_d \cdot F_c$:

$$a_{mob} = \left| \frac{F_t}{m} - g \cdot \sin \alpha + \mu_d \cdot \left(\frac{F_c}{m} + C \cdot g \cdot \cos \alpha \right) \right| \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-8})$$

$$d_{mob} = \left| \frac{F_t}{m} - g \cdot \sin \alpha - \mu_d \cdot \left(\frac{F_c}{m} + C \cdot g \cdot \cos \alpha \right) \right| \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-9})$$

Equations du mouvement, modèle rigide

remarques	$0 < f \leq f_{vpa}$	$f_{vpa} < f \leq f_{tri}$	équ.
durée du freinage t_{ral}	$\frac{1}{1 + \frac{d_{mob}}{a_{pied}}} \cdot \frac{1}{f_{tri}}$	$\frac{1}{1 + \frac{d_{mob}}{a_{mob}}} \cdot \frac{1}{f}$	3-10
durée de l'accélération t_{acc}	$\frac{d_{mob}}{a_{mob}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{d_{mob}}{a_{pied}}} \cdot \frac{1}{f_{tri}}$	$\frac{1}{1 + \frac{a_{mob}}{d_{mob}}} \cdot \frac{1}{f}$	3-11
durée du glissement $t_{slip} = t_{ral} + t_{acc}$	$\frac{a_{pied}}{a_{pied} + d_{mob}} \cdot \left(1 + \frac{d_{mob}}{a_{mob}}\right) \cdot \frac{1}{f_{tri}}$	$T = t_{slip} = \frac{1}{f}$	3-12
amplitude d'un pas du mobile A_p	$2 \cdot A_{po} \cdot \left(1 - 2 \cdot a_{pied} \cdot \frac{d_{mob}}{a_{mob}} \cdot \frac{a_{mob} + d_{mob}}{(a_{pied} + d_{mob})^2}\right)$ indépendant de f	$2 \cdot A_{po} - 4 \cdot A_{po} \cdot \frac{f_{tri}}{f} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a_{pied} \cdot a_{mob}}{d_{mob} + a_{mob}} \cdot \frac{1}{f^2}$ varie avec f	3-13
vitesse moyenne du mobile V_{mob}	$A_p \cdot f$	$A_p \cdot f$	3-14
vitesse maximale du mobile V_{max}	$V_{max} = V_{pa} = 2 \cdot A_{po} \cdot f$ correspond à la vitesse d'avance des pieds	$2 \cdot A_{po} \cdot f + \frac{a_{mob}}{2 \cdot f} \cdot \frac{a_{pied} + d_{mob}}{d_{mob} + a_{mob}} - \frac{a_{pied}}{2 \cdot f_{tri}}$	3-15
vitesse minimale du mobile V_{min}	$2 \cdot \left(A_{po} \cdot f - \frac{d_{mob}}{d_{mob} + a_{pied}} \cdot \frac{a_{pied}}{a_{mob}} \cdot \frac{1}{2 \cdot f_{tri}}\right)$	$2 \cdot A_{po} \cdot f + \frac{a_{mob}}{2 \cdot f} \cdot \frac{a_{pied} - d_{mob}}{d_{mob} + a_{mob}} - \frac{a_{pied}}{2 \cdot f_{tri}}$	3-16
ondulation de la vitesse du mobile ΔV_{mob}	$\frac{d_{mob} \cdot a_{pied}}{d_{mob} + a_{pied}} \cdot \frac{1}{f_{tri}}$	$\frac{d_{mob} \cdot a_{mob}}{d_{mob} + a_{mob}} \cdot \frac{1}{f}$	3-17

remarques	$0 < f \leq f_{vpa}$	$f_{vpa} < f \leq f_{tri}$	équ.
fréquence limite pour laquelle le mobile atteint encore juste v_{pa} ,	$\frac{1 + d_{mob}/a_{piéd}}{1 + d_{mob}/a_{mob}} \cdot f_{tri}$	-	3-18
f_{vpa}			
fréquence limite d'excitation des pieds f_{tri}	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{a_{piéd}}{2 \cdot A_{po}}}$	-	3-19
fréquences limites entre lesquelles la vitesse du mobile ne devient plus négative	$f_{reculmin} = 4 \cdot \frac{d_{mob}}{a_{piéd} + d_{mob}} \cdot f_{tri}$ si $f_{reculmin} > f_{vpa}$, le recul est inévitable	$f_{reculmax} = \left[1 - \sqrt{1 - 2 \cdot \frac{1 - \frac{d_{mob}}{a_{piéd}}}{1 + \frac{d_{mob}}{a_{mob}}}} \right] \cdot f_{tri}$ le mobile ne reculera pas si $f_{tri} > f_{vpa}$ et que $f_{reculmin} \leq f_{reculmax}$	3-20
f_{recul}			
fréquence limite pour laquelle la vitesse du mobile devient nulle	-	$\sqrt{2 \cdot \frac{a_{mob}}{d_{mob} + a_{mob}}} \cdot f_{tri}$ si $a_{mob} = d_{mob}$, alors $f_{vo} = f_{tri}$	3-21
f_{vo}			

Table 3-1 Equations caractérisant le mouvement du mobile et des pieds.

où on a introduit un facteur de couplage C (figure 3-8):

$C = 1$: couplage total;

$C = 0$: découplage complet;

$C = -1$: couplage total inversé.

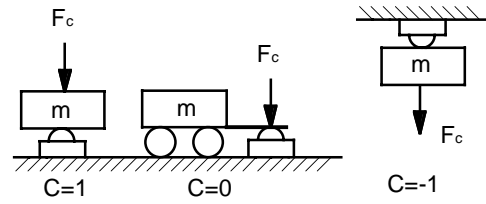


Figure 3-8 Facteur de couplage C .

Dans le modèle rigide, les accélérations sautent instantanément d'une valeur à l'autre. Pour assurer le glissement (slip), il faut que l'accélération des pieds soit plus grande que l'accélération ou la décélération du mobile:

$$|a_{pied}| > \max(|a_{mob}|, |d_{mob}|) \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-22})$$

où a_{mob} et d_{mob} sont calculées avec le coefficient de frottement statique μ_s (au lieu de μ_d) dans les équations 3-8 et 3-9.

Notons encore que $\alpha > 0$ indique un mouvement vers le haut alors que pour $\alpha < 0$ le mouvement est vers le bas. De plus le signe de la force de charge, F_t , sera positif si celle-ci est dans la direction du mouvement et négatif dans le cas inverse¹.

3.5.4 Equivalence pour un actionneur rotatif

Le modèle discuté jusqu'ici a été développé pour un actionneur linéaire. Afin de pouvoir l'utiliser aussi pour un actionneur rotatif, il faut calculer une masse équivalente m_{eqJ} représentant le moment d'inertie du système, ainsi qu'une force équivalente F_{teqM} représentant un couple de charge.

En posant les équations de Newton pour des mouvements linéaire et rotatif ($\Sigma \vec{F} = m \cdot \dot{a}$, respectivement $\Sigma \vec{M} = J \cdot \ddot{\omega}$) on démontre que:

$$m_{eqJ} = \frac{J}{r^2} \quad [\text{kg}] \quad (\text{équation 3-23})$$

et:

$$F_{teqM} = \frac{M_t}{r} \quad [\text{N}] \quad (\text{équation 3-24})$$

où r est le rayon sur lequel travaillent les pieds.

Dans les équations 3-8 et 3-9 on remplace m par m_{eqJ} et F_t par F_{teqM} .

1. Si $F_t \leq 0$ cela signifie que l'actionneur doit fournir une force de traction pour tirer une charge.

De plus $\alpha = 0$ et $C = 0$:

$$a_{mob} = \frac{r^2}{J} \cdot \left(\frac{M_t}{r} + \mu_d \cdot F_c \right) \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-25})$$

$$d_{mob} = \frac{r^2}{J} \cdot \left(\frac{M_t}{r} - \mu_d \cdot F_c \right) \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-26})$$

3.5.5 Ondulation de vitesse du mobile ΔV_{mob}

Nous avons vu au paragraphe 3.5.2 que la vitesse instantanée du mobile varie entre V_{min} et V_{max} . Cette ondulation de vitesse, $\Delta V_{mob} = V_{max} - V_{min}$, dépend de la fréquence d'excitation. Pour $f \leq f_{vpa}$, ΔV_{mob} est constante (figure 3-5a3). En termes relatifs, cela signifie que l'ondulation sera minimale pour $f = f_{vpa}$ (figure 3-9).

Au-dessus de cette fréquence, l'ondulation diminue en $1/f$, mais dans ce cas, la vitesse diminue également (figure 3-5a2), de telle sorte que l'ondulation relative augmente à nouveau.

L'accélération et la décélération du mobile influencent aussi l'ondulation de vitesse. Pour $f \leq f_{vpa}$, seule la décélération intervient. Plus d_{mob} est élevée, plus l'ondulation est grande (équation 3-17). En revanche pour des fréquences plus élevées, a_{mob} et d_{mob} ont la même influence. Notons encore que l'accélération des pieds n'a plus d'importance pour l'ondulation à partir de f_{vpa} .

Ainsi, pour avoir une ondulation aussi petite que possible il faut travailler à une fréquence proche de f_{vpa} , avoir des pieds très rapides (rigides!) et diminuer la décélération du mobile.

Dans un système couplé, $C = 1$, l'accélération et la décélération du mobile sont dépendantes l'une de l'autre (équations 3-8 et 3-9). En d'autres termes, on ne peut pas avoir une grande accélération et une faible décélération¹.

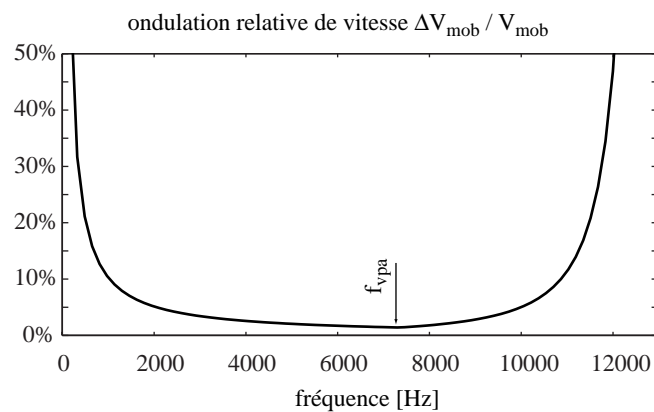


Figure 3-9 Ondulation relative de vitesse en fonction de la fréquence d'excitation.

1. L'accélération et la décélération du mobile dépendent aussi du travail que fournit l'actionneur. Par exemple, s'il se déplace verticalement, la force de gravité diminue l'accélération et augmente la décélération. Il en est de même si une force de charge, F_t , s'oppose à son mouvement. La vitesse ne sera pas la même dans les deux sens.

a_{mob} et d_{mob} déterminent aussi la capacité de l'actionneur à fournir un travail. En effet, plus la force d'appui F_c est élevée -donc aussi la force de frottement F_f - plus la force d'entraînement de l'actionneur est grande et plus l'ondulation est forte. En conclusion, plus l'actionneur sera fort, plus l'ondulation sera grande.

Dans un système couplé, travaillant horizontalement et ne fournissant aucun travail ($C = 1$, $\alpha = 0$ et $F_t = 0$), d_{mob} et a_{mob} ont une valeur minimale égale à $\mu_d \cdot g$ (équations 3-8 et 3-9), alors que pour un système découplé, $C = 0$, ces valeurs peuvent être choisies librement, pour autant que la force d'entraînement du mobile soit suffisante et que le temps d'accélération pour atteindre le régime stationnaire soit acceptable.

Dans le cas des actionneurs rotatifs, il suffira d'avoir un moment d'inertie J suffisamment grand pour diminuer l'ondulation de vitesse. En principe, elle peut être réduite arbitrairement. Seule la durée d'accélération du rotor sera augmentée, sans influence sur la capacité de charge de l'actionneur.

On comprend donc l'avantage, en termes d'ondulation de vitesse, que présente un actionneur stick & slip rotatif par rapport à un actionneur linéaire¹.

Une autre possibilité pour diminuer l'ondulation est de moduler la force d'appui F_c , de telle façon que le frottement, lors du recul, soit aussi faible que possible et qu'il soit maximum lors de l'accélération. A cet effet, on pourrait utiliser un électroaimant synchronisé sur l'excitation. Nous n'avons pas testé ce principe dans le cadre de ce travail.

Une autre solution est de créer un mouvement en forme d'ellipse au bout des pieds. En raccourcissant les pieds lors du recul on diminue la pression de contact. Inversement, on l'augmente en les allongeant lors de leur avance [Besocke 1987]. Ce principe est à la base du fonctionnement de la plupart des actionneurs ultrasonores.

Finalement, nous pouvons envisager d'exciter les pieds avec des signaux déphasés afin que seulement un pied à la fois soit dans la phase de recul.

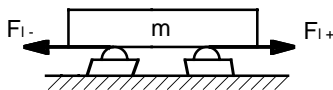


Figure 3-10 Diminution du recul par excitations déphasées.

Dans le cas d'un système à deux pieds (deux phases), si les deux pieds reculent simultanément, la force de freinage qui leur est liée vaut $(-2 \cdot F_f)$. Par contre, si un seul pied recule alors que le second est en glissement avant, les deux forces s'annulent mutuellement.

1. Nous verrons au paragraphe 3.7.1 que pour le modèle flexible, une augmentation de la masse ou de l'inertie du mobile, si elle diminue le recul, diminue également la fréquence propre du système, limitant ainsi la fréquence d'excitation et la vitesse de l'actionneur.

L'effet sera encore meilleur si un pied recule alors que l'autre est dans la phase stick (possible uniquement si $f < f_{vpa}$). Dans ce cas, la force de freinage du pied en recul ne suffira pas pour faire décrocher l'autre pied (en effet, la force de frottement statique est plus élevée que celle dynamique). Théoriquement, la vitesse du mobile devrait rester constante et égale à v_{pa} . Les simulations du paragraphe 3.7.4.7 montrent une nette diminution du recul liée à ce système. Plus le nombre de phases est élevé, meilleur est le résultat. Par contre, nous verrons au chapitre 4 que pratiquement, cette solution n'est pas totalement satisfaisante par rapport à l'augmentation de complexité du système.

Cette solution fait l'objet d'un brevet déposé par le CSEM [CSEM 1996].

3.5.6 Synthèse du modèle rigide.

Le modèle rigide nous a permis d'acquérir une compréhension approfondie et intuitive du fonctionnement des actionneurs stick & slip. Au-dessus d'une certaine fréquence ($f > f_{vpa}$), la vitesse moyenne du mobile diminue. f_{vpa} est donc une fréquence optimale en terme de vitesse. Elle correspond à la fréquence maximale pour laquelle la vitesse instantanée du mobile atteint la vitesse lente des pieds, juste avant le recul.

La vitesse instantanée du mobile a une ondulation, dont l'amplitude reste constante lorsque la fréquence augmente jusqu'à f_{vpa} . Elle sera d'autant plus faible que les pieds pourront reculer rapidement (a_{pied} élevée) et que le mobile sera freiné lentement (d_{mob} petite). Si l'ondulation est suffisamment grande pour entraîner une inversion de la vitesse du mobile, le mouvement de celui-ci sera marqué par un saut en arrière lors du recul des pieds.

Nous avons démontré qu'il peut exister une plage de fréquences ($f_{reculmin} \leq f \leq f_{reculmax}$) pour laquelle ce phénomène n'existe pas¹. A très basse vitesse, le recul est inévitable.

Nous avons proposé plusieurs solutions pour diminuer l'effet du recul, à savoir un découplage entre la masse du mobile et la force d'appui sur les pieds, une modulation de la force d'appui ou encore une excitation déphasée.

Notons encore qu'un actionneur rotatif permet de modifier son inertie en agissant sur son diamètre -indépendamment de sa masse- et par là, de diminuer l'ondulation de vitesse.

Qualitativement, le modèle rigide est très intéressant pour mieux comprendre les phénomènes liés au stick & slip. Quantitativement, il est satisfaisant pour des fréquences inférieures aux fréquences propres du système (oscillations)².

-
1. L'énergie cinétique acquise par le mobile est suffisante pour que le freinage des pieds durant leur recul n'inverse pas sa vitesse. Dans cette plage de fréquence, la vitesse instantanée du mobile est toujours positive ou nulle.
 2. Ceci dépend aussi de l'amortissement.

Il est donc nécessaire de développer un modèle tenant compte de la rigidité finie et de l'amortissement du système. Le modèle rigide nous servira de base pour une optimisation grossière du système. Le modèle flexible permettra d'affiner l'optimisation par simulation.

Finalement, nous verrons que le modèle rigide est extrêmement utile aussi pour l'étude des lois de similitudes traitées au paragraphe 3.9.

3.6 Modèle flexible.

Le système est décomposé en quatre parties: a) une excitation électrique, b) les pieds, c) le mobile et d) l'interface pieds-mobile caractérisée par le modèle du frottement. Les modèles des points a) et b) ont été discutés au paragraphe 2.7.

Une force F_t , parallèle à la direction du mouvement (selon l'axe x), représente une charge sur l'actionneur. Lorsque $F_t < 0$, la charge est opposée au mouvement.

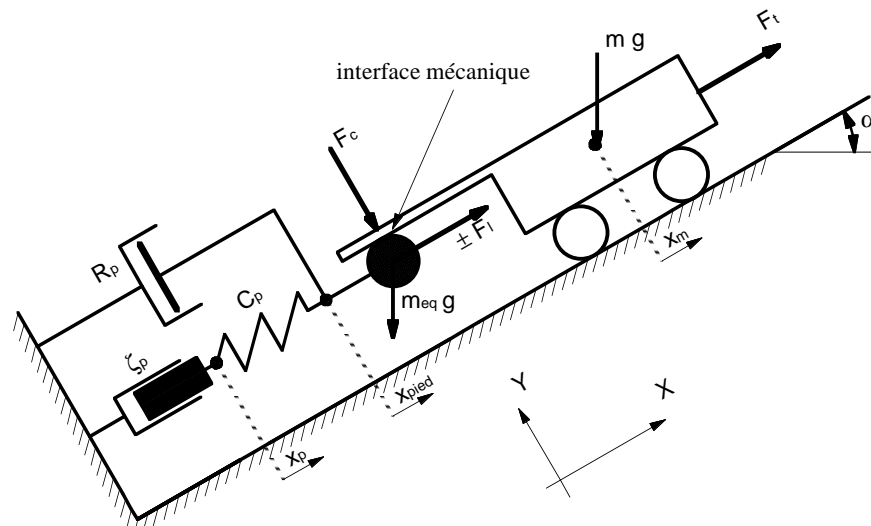


Figure 3-11 Modèle flexible. Le mouvement des pieds ζ_p est supposé suivre parfaitement la tension électrique fournie par l'amplificateur. Le mobile se déplace sans autre frottement que celui de l'interface mécanique (pieds-mobile).

3.6.1 Mouvement des pieds

L'équation du mouvement des pieds, selon x est:

$$m_{eq} \cdot a_{pied} = -F'_l + F_{Rp} + F_{Cp} - m_{eq} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad [N] \quad (\text{équation 3-27})$$

où F'_l est la force de frottement entre le mobile et les pieds (paragraphe 3.6.3) et:

$$F_{Cp} = C_p \cdot (x_p - x_{pied}) \quad [N] \quad (\text{équation 3-28})$$

$$F_{Rp} = -R_p \cdot v_{pied} \quad [N] \quad (\text{équation 3-29})$$

sont les forces dues respectivement à la compliance C_p et aux frottements visqueux internes

R_p .

De ces trois équations on calcule l'accélération des pieds a_{pied} et par intégrations successives leur vitesse v_{pied} et leur position x_{pied} .

Nous avons vu au chapitre 2 que les paramètres C_p et R_p pouvaient être calculés théoriquement (table 2-1 et équation 2-23). Il faut toutefois être conscient que ces équations ne tiennent pas compte de plusieurs facteurs constructifs, tels que les interfaces d'adhésif entre les composants des pieds, la rigidité de l'interface de contact (paragraphe 3.6.3) ou l'effet de l'amortissement dû à l'aimant de charge. C_p et R_p seront déterminés expérimentalement en analysant la réponse indicielle du système (paragraphe 3.7.1). Nous verrons au paragraphe 3.7 et au chapitre 4 qu'une telle approche permet une excellente prédiction du comportement de l'actionneur 'stick and slip'.

3.6.2 Mouvement du mobile

De même que pour les pieds nous pouvons écrire l'équation de mouvement du mobile selon x:

$$m \cdot a_{mob} = F_l + F_f - m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (\text{équation 3-30})$$

où F_l est une force extérieure, par exemple représentant une charge à tirer (ou à freiner) et F_f la force de frottement entre les pieds et le mobile ($F_f = -F'_f$).

L'accélération du mobile est calculée à partir de l'équation 3-30 et par intégrations successives on calcule sa vitesse v_{mob} et sa position x_{mob} .

3.6.3 Modélisation du frottement

La modélisation du frottement fait l'objet d'une vaste littérature [Armstrong 1996]. Plusieurs modèles sont proposés. Un des plus répandus considère la force de frottement comme une relation statique de la vitesse relative entre les contacts (modèle de Coulomb, figure 3-12). Ce modèle peut ou non inclure une dépendance de la force à la vitesse relative (frottements visqueux).

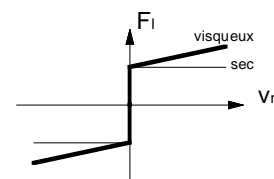


Figure 3-12 Modèle de Coulomb avec frottements visqueux.

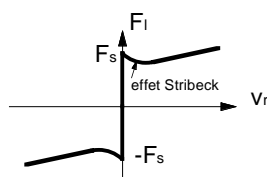


Figure 3-13 Modèle incluant un frottement statique.

Il peut être complété par une force de friction statique plus élevée que la force de frottement dynamique (effet Stribeck, figure 3-13).

L'expérience a montré que ces modèles sont insuffisants pour représenter fidèlement les phénomènes de frottements. Il sont même totalement

inadaptés aux basses vitesses et petits mouvements [Canudas 1995]. Ces modèles ne conviennent donc pas du tout au cas des actionneurs 'stick and slip'¹.

Plusieurs phénomènes de frottements sont observables dans tout système mécanique [Armstrong 1996]:

- i) **L'effet Stribeck:** pour des vitesses proches de zéro, la courbe force de frottement-vitesse a une pente négative. Cette pente est un des facteurs à l'origine de l'effet stick-slip (dans ce cas c'est un effet non désiré, contrairement au cas de l'actionneur).
- ii) **Croissance de la force statique:** la force nécessaire pour obtenir le glissement varie avec le temps passé au repos et avec la vitesse à laquelle est appliquée la force extérieure. L'origine de ce phénomène n'est pas bien comprise.
- iii) **Effet mémoire:** c'est le retard observé entre un changement de vitesse ou de force normale et la variation observée du frottement.
- iv) **Déformation avant glissement (effet de Dahl):** c'est le déplacement observé avant que le glissement proprement dit n'apparaisse. Le système se comporte comme un ressort. Ce phénomène est dû à la déformation plastique et/ou élastique des points de contacts.

Cet effet est déterminant dans le cas des actionneurs 'stick and slip'. En effet, la déformation avant glissement peut représenter plusieurs dizaines de nanomètres (typiquement 20 nm) alors que la déformation des pieds est de quelques centaines de nanomètres (typiquement 300 nm).

Ces quatre effets ont été intégrés dans un modèle dynamique de frottements [Canudas 1995]. Altpeter et al. [Altpeter 1997] déterminent théoriquement les paramètres de ce modèle et comparent la simulation et les résultats expérimentaux.

Le modèle complet s'écrit comme suit:

$$\sigma_0 \cdot z + \sigma_1 \cdot \dot{z} + \sigma_2 \cdot \dot{x} = F_l \quad [\text{N}] \quad (\text{équation 3-31})$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \frac{|\dot{x}|}{g(\dot{x})} \cdot z \quad [\text{m/s}] \quad (\text{équation 3-32})$$

$$g(\dot{x}) = \frac{F_{coul} + (F_{stat} - F_{coul}) \cdot e^{-(\dot{x}/v_s)^2}}{\sigma_0} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 3-33})$$

où z représente la variable d'état du frottement correspondant à la déformation relative du contact mécanique. $\sigma_2 \cdot \dot{x}$ et $\sigma_1 \cdot \dot{z}$ sont respectivement les frottements visqueux aux hautes et

1. Les diverses tentatives de simulations utilisant ce type de modèle de friction ont démontré clairement leurs limites pour notre cas.

basses vitesses. Pour des petits déplacements, avant glissement (slip), l'interface se comporte comme un élément élastique de rigidité tangentielle σ_0 . L'équation 3-33 représente l'effet Stribeck, caractérisé par la vitesse de Stribeck, v_s , et les forces de frottements statiques:

$$F_{stat} = \mu_s \cdot F_c \quad [\text{N}] \quad (\text{équation 3-34})$$

et dynamique:

$$F_{coul} = \mu_d \cdot F_c \quad [\text{N}] \quad (\text{équation 3-35})$$

3.6.4 Détermination des paramètres du modèle de frottement

Le modèle décrit précédemment est caractérisé par six paramètres. Ils ne sont pas tous indépendants et ne présentent pas tous la même importance.

Les forces de frottements statiques et dynamiques sont données par les équations 3-34 et 3-35. La vitesse de Stribeck n'est pas un paramètre sensible. Pour les simulations elle sera fixée à environ 10% de la vitesse relative maximale entre les pieds et le mobile.

Selon [Altpeter 1997], les résultats expérimentaux montrent que, quel que soit le système, le rapport σ_1/σ_2 est toujours proche de 10. Finalement, on choisira σ_2 tel que la contribution des frottements visqueux pour la vitesse relative maximale soit égale au frottement statique (F_{stat}).

Le dernier paramètre à déterminer est la rigidité tangentielle du contact.

3.6.4.1 Rigidité tangentielle du contact σ_0

Mindlin démontre [Mindlin 1949] que la rigidité tangentielle d'un contact mécanique de forme circulaire, par exemple une sphère de rayon R sur un plan¹, est donnée par:

$$\sigma_0 = \frac{1}{\frac{1}{8 \cdot a} \cdot \left(\frac{2 - \nu_1}{E_1} + \frac{2 - \nu_2}{E_2} \right)} \quad [\text{N/m}] \quad (\text{équation 3-36})$$

où ν_1, ν_2 et E_1, E_2 sont respectivement les coefficients de Poisson et les modules de Young des matériaux en contact et a est le rayon du cercle de contact donné par [Caubet 1964]:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_c \cdot R}{4 \cdot E'}} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 3-37})$$

où F_c est la force normale au contact et R le rayon de la bille.

1. Si nous nous trouvons en présence d'une sphère avec un cylindre, comme c'est le cas par exemple pour l'axe linéaire décrit au chapitre 4, le contact sera de forme elliptique. Les calculs sont bien plus complexes que dans le cas circulaire [Caubet 1964, Mindlin 1949]. Par la suite nous ferons toujours l'hypothèse d'un contact circulaire.

Le module de Young équivalent E est calculé comme suit [Caubet 1964]:

$$E = \frac{1}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \quad [\text{N/m}^2] \quad (\text{équation 3-38})$$

On définit encore x_s comme la déformation limite au-dessous de laquelle il n'y a pas glissement:

$$x_s = \frac{\mu_s \cdot F_c}{\sigma_o} \quad [\text{m}] \quad (\text{équation 3-39})$$

Cette déformation avant glissement n'est pas négligeable dans les cas qui nous concernent¹.

1. x_s vaut typiquement de 10 à 40 nm, à comparer avec les déformations maximales des pieds de 200 à 300 nm.

3.7 Simulations

Nous utilisons le logiciel MATLAB en combinaison avec SIMULINK pour toutes les simulations. Dans ce qui suit, toutes les simulations correspondent au cas de l'axe linéaire qui sera décrit au chapitre 4. Par la suite ce modèle sera appelé modèle de référence. Les paramètres de simulations¹ sont donnés dans la table 3-2.

paramètres	symboles	unités	modèle rigide	modèle flexible
constante de temps électrique	τ_{elec}	μs		2.3
courant maximum	I_{max}	mA		25
modules de Young des matériaux de contact 1) saphir, 2) acier (AC DIN 1.350.05, 100 Cr 6)	E_1 E_2	N/m ²		4.4 10 ¹¹ 2.1 10 ¹¹
coefficients de Poisson des matériaux de contact	ν_1 ν_2			0.3 0.3
rayons des éléments en contact	R_1 R_2	mm		1 ∞
vitesse de Stribeck	v_s	mm/s		0.1
frottement visqueux à haute vitesse	σ_2	Ns/m		8
coefficient de frottement statique	μ_s			0.4
coefficient de frottement dynamique	μ_d		0.3	0.3
déformation limite de contact	x_s	nm		18
rigidité des pieds	C_p	N/ μm		6.5
amortissement des pieds	R_p	kg/s		16.3
masse équivalente des pieds	m_{eq}	gr		0.022
accélération des pieds	a_{pied}	m/s ²	211	
amplitude de déformation statique des pieds	$2 \cdot A_{po}$	nm	312	312
masse du mobile	m	gr	20	20
force d'appui	F_c	N	1.8	1.8
force d'entraînement	F_t	N	0	0
accélération du mobile	a_{mob}	m/s ²	27.7	27.7
décélération du mobile	d_{mob}	m/s ²	27.7	27.7
pente	α	degré	0	0

Table 3-2 Paramètres de simulations du modèle de référence.

1. Les paramètres autres que les constantes physiques sont déterminés expérimentalement au chapitre 4.

La simulation numérique des actionneurs 'stick and slip' n'est pas aisée car ils cumulent trois difficultés reconnues, soit:

- i) une plage de constantes de temps très étendue -les constantes de temps électriques sont de quelques micro-secondes alors que celles mécaniques sont de plusieurs milli-secondes-;
- ii) le système est hautement non-linéaire -excitation en dents de scie-;
- iii) le système présente des discontinuités -frottements- qui ne peuvent être négligées étant donné qu'elles sont à l'origine même du fonctionnement de l'actionneur.

Pour s'affranchir du premier problème, on commence par calculer l'excitation idéale¹, ζ_p , et ensuite les mouvements des pieds x_{pied} et du mobile x_{mob} . Cette démarche est possible en faisant l'hypothèse, justifiée pratiquement, que le système mécanique n'a pas d'influence sur le système électrique.

L'utilisation d'un intégrateur performant de type Runge-Kutta d'ordre 5 à pas d'intégration variables répond au problème ii).

Finalement, le modèle du frottement décrit au paragraphe 3.6.3 permet une simulation fiable de l'actionneur 'stick and slip'.

3.7.1 Saut indiciel, détermination des paramètres du système

Si un prototype est disponible, la mesure de la réponse indicelle permet de déterminer précisément la constante de temps électrique τ_{elec} et le courant de pointe I_{max} (figure 3-14).

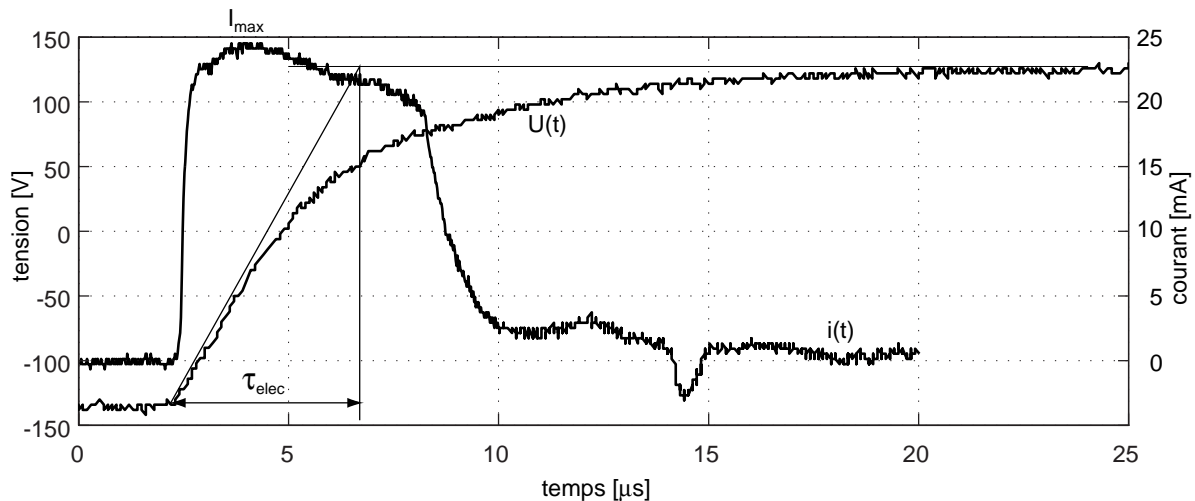


Figure 3-14 Réponses indicelles mesurées du courant et de la tension. Détermination de τ_{elec} et I_{max} .

1. Pour mémoire, on définit l'excitation idéale ζ_p comme la déformation d'un piézo idéalisé qui suivrait parfaitement la tension appliquée à ses bornes U_p ($\zeta_p \propto U_p$). La tension est calculée en tenant compte des caractéristiques de l'amplificateur (bande passante, résistance interne et courant de pointe) ainsi que de la capacité électrique de l'élément piézo-électrique (chapitre 2).

Dans le cas contraire, les modèles électriques de l'amplificateur et du piézo-électrique permettent de calculer ces deux paramètres avec une bonne approximation (paragraphe 2.7.2).

De même, les équations de la table 2-1 permettent de calculer la déformation statique des pieds, A_{po} , pour une tension donnée. Ici encore, une mesure du déplacement du mobile, excité avec un signal sinusoïdal à basse fréquence¹, permet une détermination plus fiable de l'amplitude du mouvement².

Les paramètres mécaniques sont, quant à eux, plus difficiles à calculer. A nouveau, l'analyse de la réponse indicielle permet d'évaluer facilement la rigidité du système C_p et son amortissement R_p et d'ajuster les paramètres du frottement³.

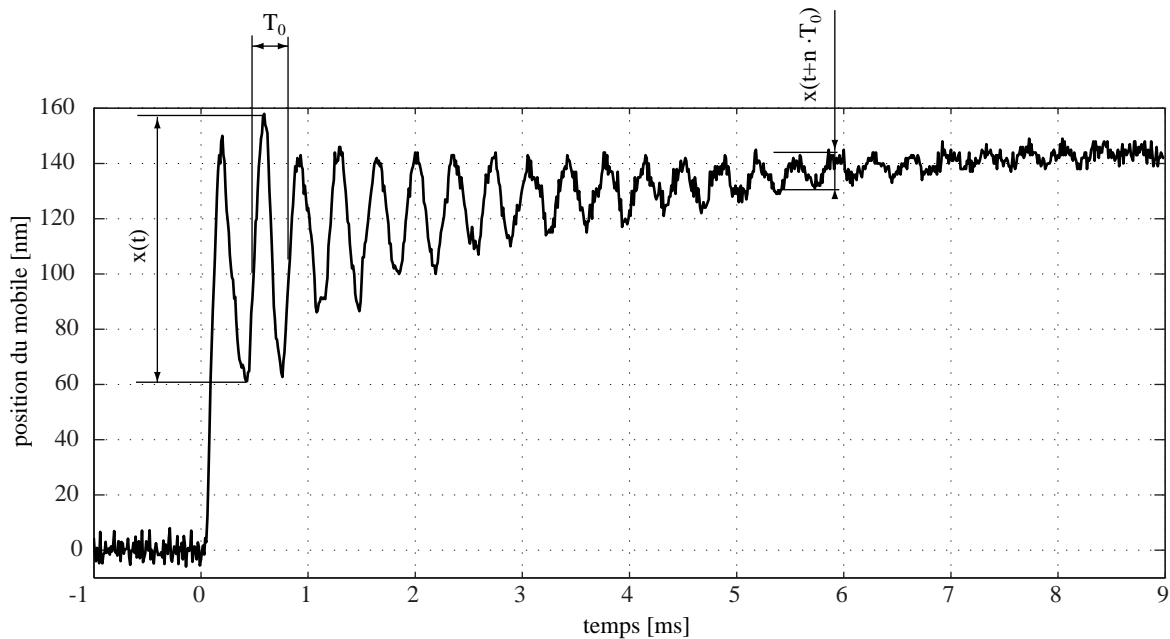


Figure 3-15 Réponse indicielle du mobile mesurée et détermination des paramètres C_p et R_p .

Idéalement on aimerait qu'un saut indiciaire des pieds n'engendre aucun déplacement du mobile. En réalité il est de l'ordre de 10 à 60% de l'amplitude du saut (figure 3-15 et chapitre 4).

On mesure facilement le décrément logarithmique, défini comme suit [Del Pedro 1986]:

$$\Lambda = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{x(t)}{x(t+n \cdot T_0)} \quad (\text{équation 3-40})$$

où $x(t)$ et $x(t+n \cdot T_0)$ sont respectivement les amplitudes de l'oscillation aux temps t et $t+n \cdot T_0$, T_0 étant la période d'oscillation et n la nombre de périodes (figure 3-15).

1. La fréquence sera suffisamment basse pour s'assurer qu'il n'y a pas glissement. Elle sera inférieure aux bandes passantes mécaniques des pieds et de l'amplificateur.
2. Le coefficient piézo-électrique d_{ii} donné par le fournisseur est souvent approximatif. Il correspond à une valeur moyenne sur plusieurs lots. La variance entre lots peut être élevée, mais elle est faible pour un lot donné.
3. Généralement il suffit d'ajuster le coefficient de frottement dynamique μ_d .

On en déduit l'amortissement relatif:

$$\eta = \frac{\Lambda}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \Lambda^2}} \cong \frac{\Lambda}{2 \cdot \pi} \quad (\text{équation 3-41})$$

Connaissant le nombre de pieds en contact n_{pied} et la masse du mobile m on peut déduire la rigidité des pieds C_p et leur facteur d'amortissement R_p :

$$C_p = \left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0}\right)^2 \cdot m \cdot \frac{1}{n_{pied}} \quad [\text{N/m}] \quad (\text{équation 3-42})$$

$$R_p = \frac{4 \cdot \pi}{T_0} \cdot m \cdot \eta \cdot \frac{1}{n_{pied}} \quad [\text{kg/s}] \quad (\text{équation 3-43})$$

Le coefficient de frottement dynamique est choisi pour obtenir le déplacement du mobile mesuré (figure 3-16). Le coefficient statique est fixé à 0.4. Son influence sur le saut indiciel est négligeable. $\mu_d = 0.3$ donne une simulation proche de la mesure.

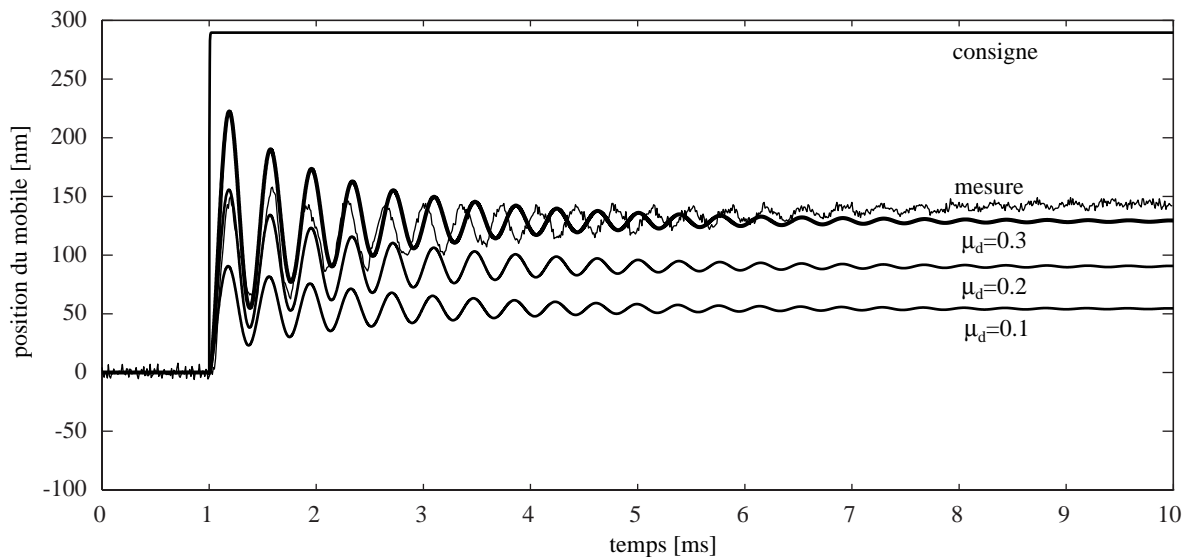


Figure 3-16 Réponses indicielles du mobile mesurée et simulées (axe linéaire décrit au chapitre 4). Ajustement du coefficient de frottement dynamique $\mu_d = 0.1$, 0.2 et 0.3 (en gras, modèle de référence).

Expérimentalement nous avons mesuré $\mu_d = 0.15$. Cet écart par rapport à la simulation s'explique par le fait que d'autres paramètres, délicats à déterminer tels que σ_2 ou F_c , ont une influence sur le saut indiciel similaire à μ_d . Aussi avons-nous choisi de n'agir que sur un seul paramètre, μ_d pour ajuster la simulation à la mesure.

Dans la figure 3-17 nous avons varié la vitesse de Stribeck d'un facteur 100 pour démontrer la faible sensibilité du système à ce paramètre.

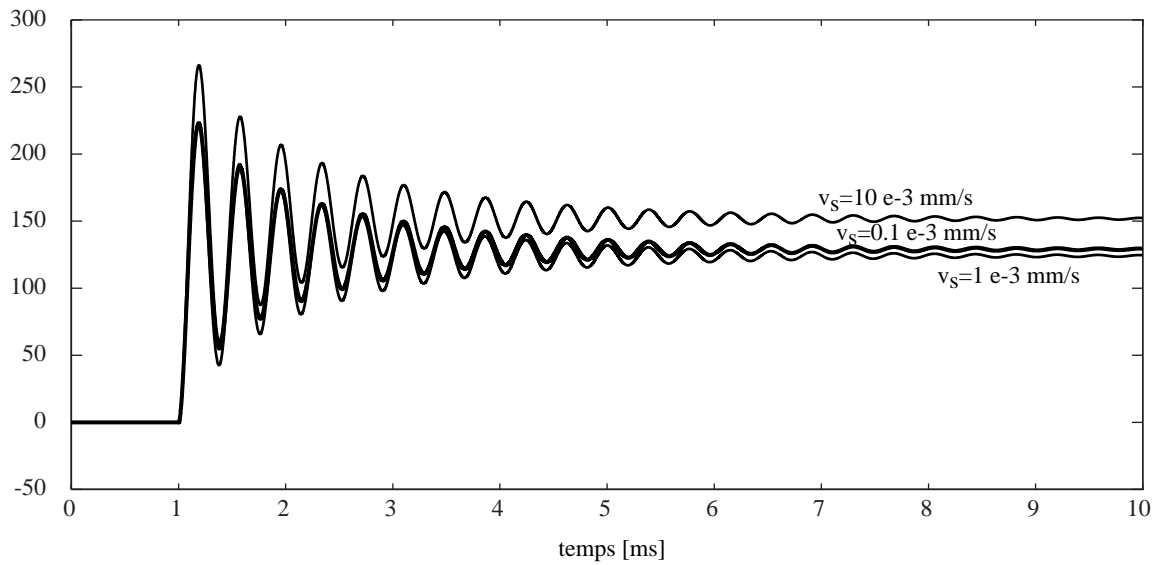


Figure 3-17 Influence de la vitesse de Stribeck sur le système. Simulations pour $v_s = 0.1$, 1 et 10 mm/s (en gras, modèle de référence).

Le coefficient de frottement visqueux a , quant à lui, une influence comparable au coefficient de frottement dynamique (figure 3-18).

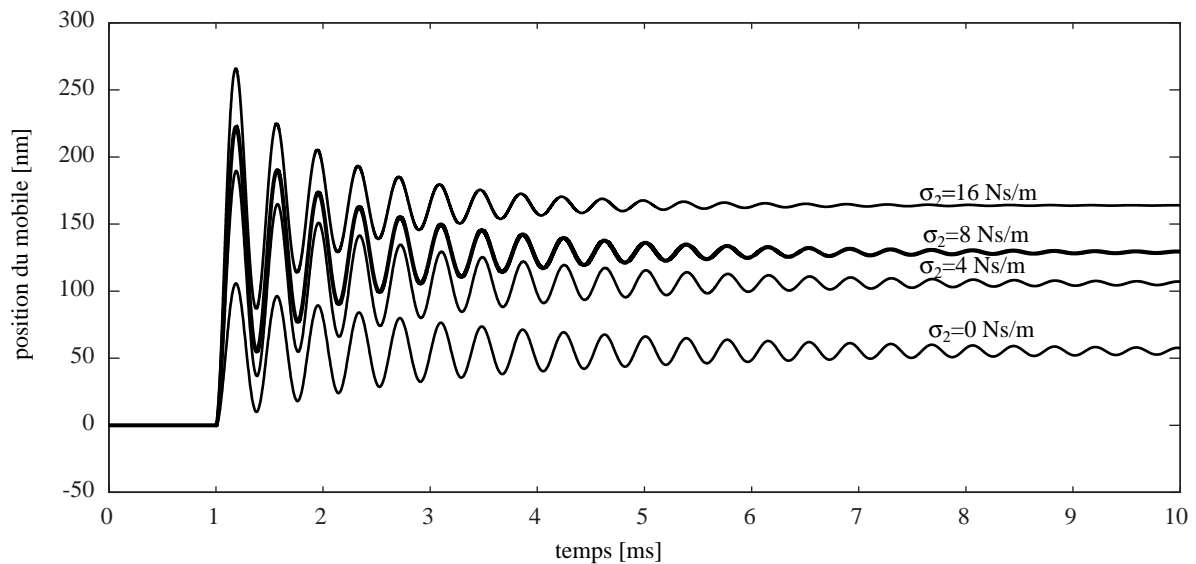


Figure 3-18 Influence du coefficient de frottement visqueux. Simulations pour $\sigma_2 = 0, 4, 8$ et 16 Ns/m (en gras, modèle de référence).

Si on augmente la masse du mobile, sans augmenter la force de contact (système découplé comme défini au paragraphe 3.5.3), le déplacement final n'est pas sensiblement influencé, mais, naturellement, la fréquence propre du système diminue (figure 3-19).

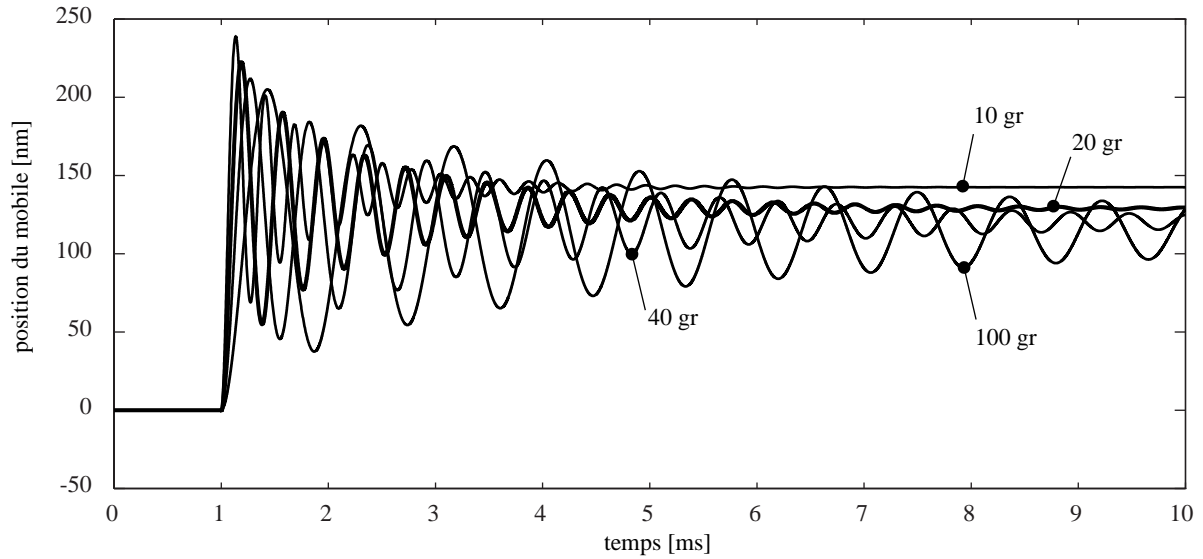


Figure 3-19 Influence de la masse du mobile. Simulations pour $m = 10, 20, 40$ et 100 gr (en gras, modèle de référence).

Un paramètre fondamental dans le fonctionnement des actionneurs 'stick and slip' est la rigidité des pieds comme on peut le voir sur la figure 3-20.

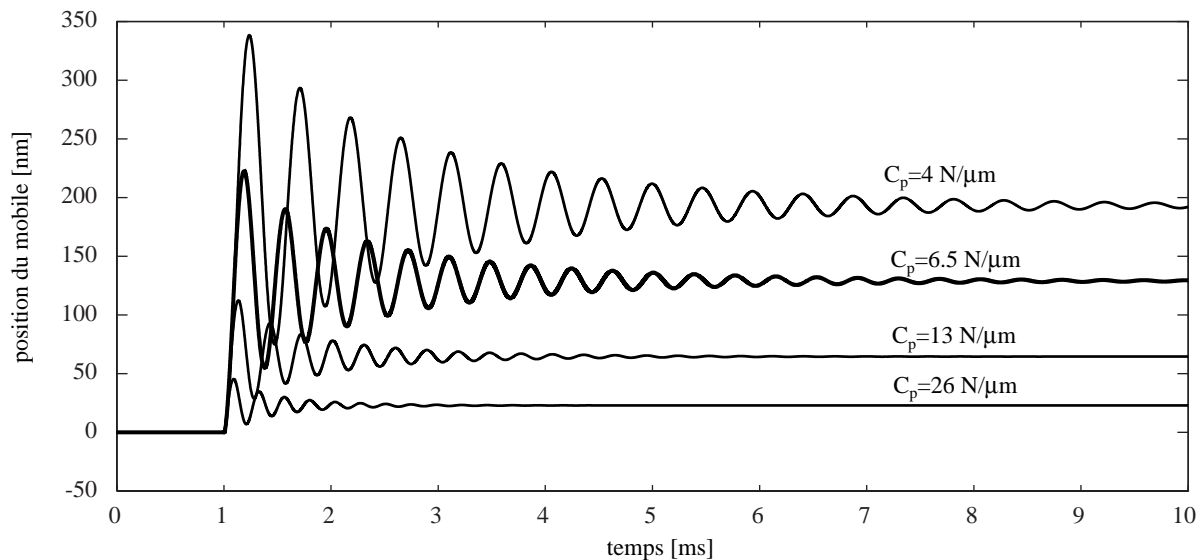


Figure 3-20 Influence de la rigidité des pieds. Simulations pour $C_p = 4, 6.5, 13$ et 26 N/ μm (en gras, modèle de référence).

Nous avons vu que le modèle de frottement tenait compte de la déformation de contact avant glissement x_s . Dans le cas de l'axe linéaire, $x_s = 18\text{nm}$ (sphère de saphir d'un diamètre de 2 mm). Dans le cas d'une sphère en acier de 1 mm de diamètre x_s serait égale à environ 30 nm. La figure 3-21 montre que ce paramètre n'est pas très sensible.

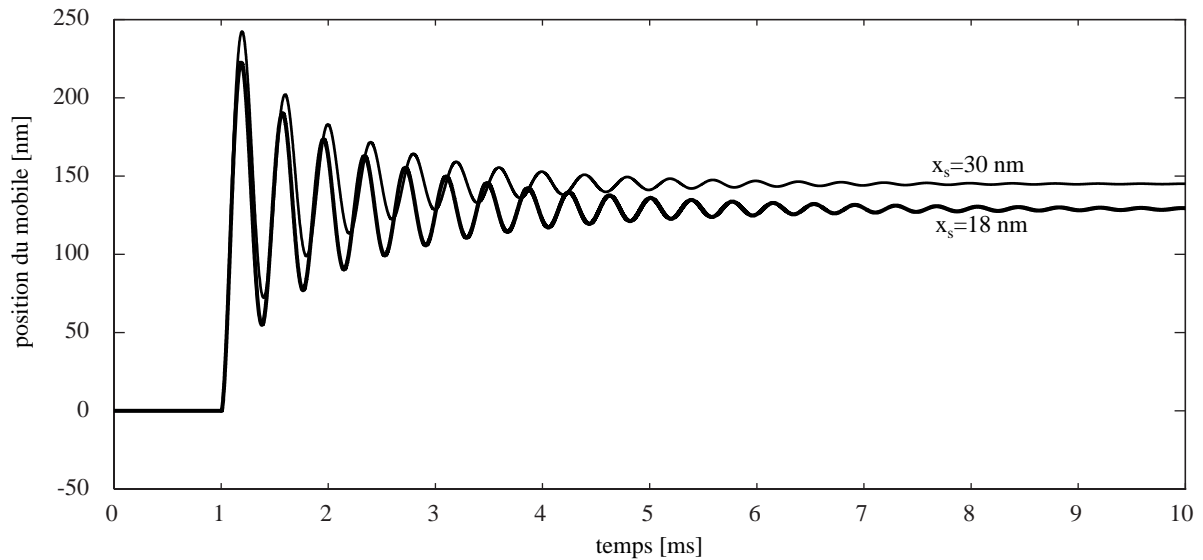


Figure 3-21 Influence de la rigidité de contact. Simulations pour $x_s = 18$ et 30 nm (en gras, modèle de référence).

3.7.2 Excitation en dents de scie

Une fois les paramètres déterminés, on peut étudier le fonctionnement de l'actionneur lorsqu'il est excité par un signal en dents de scie. La figure 3-22 compare les positions du mobile mesurée et simulée, pour une fréquence d'excitation de 200 Hz. Pour plus de clarté, le résultat de la simulation a été décalé de 250 nm vers le bas. On constate la bonne fiabilité du modèle lorsque ses paramètres sont déterminés expérimentalement par l'analyse du saut indiciel comme décrit au paragraphe 3.7.1.

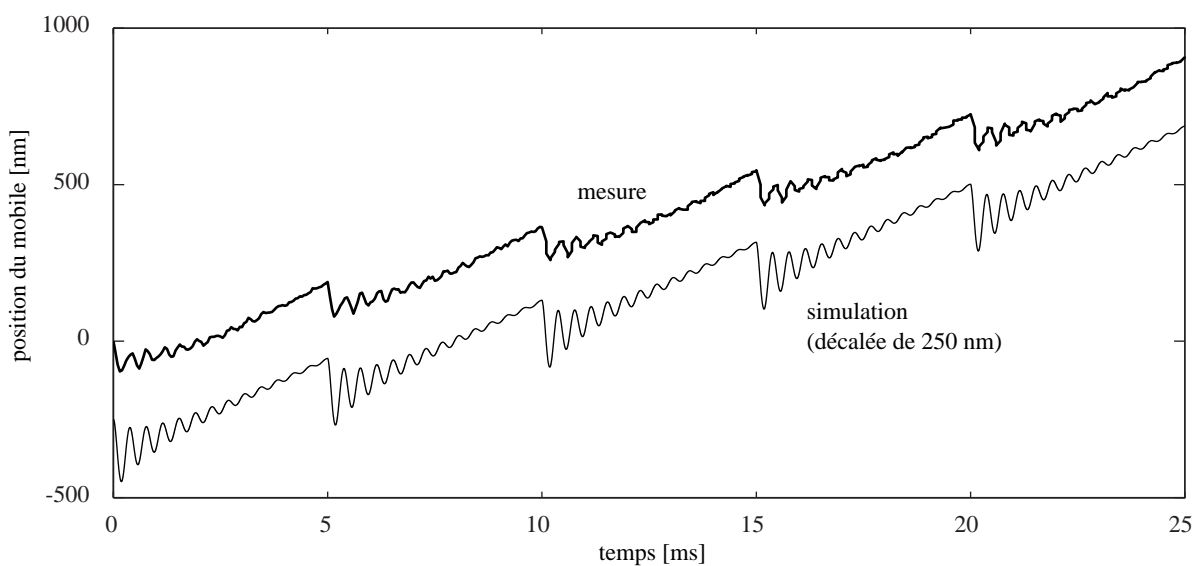


Figure 3-22 Positions du mobile mesurée et simulée pour une excitation de 200 Hz. Les paramètres de simulation ont été déterminés expérimentalement par l'analyse du saut indiciel.

3.7.3 Régime cahotique

Le retour des pieds engendre une oscillation de la vitesse du mobile. Celle-ci s'atténue plus ou moins rapidement en fonction des frottements agissant sur le mobile (figure 3-23).

L'instant du retour des pieds est extrêmement important. Par exemple, s'il survient lorsque la vitesse instantanée du mobile

est positive, son comportement est différent que s'il survient lorsque elle est négative. La différence est d'autant plus marquée que l'amplitude de l'oscillation est grande.

Nous avons représenté sur la figure 3-25 la vitesse et l'amplitude des pas en fonction de la fréquence d'excitation.

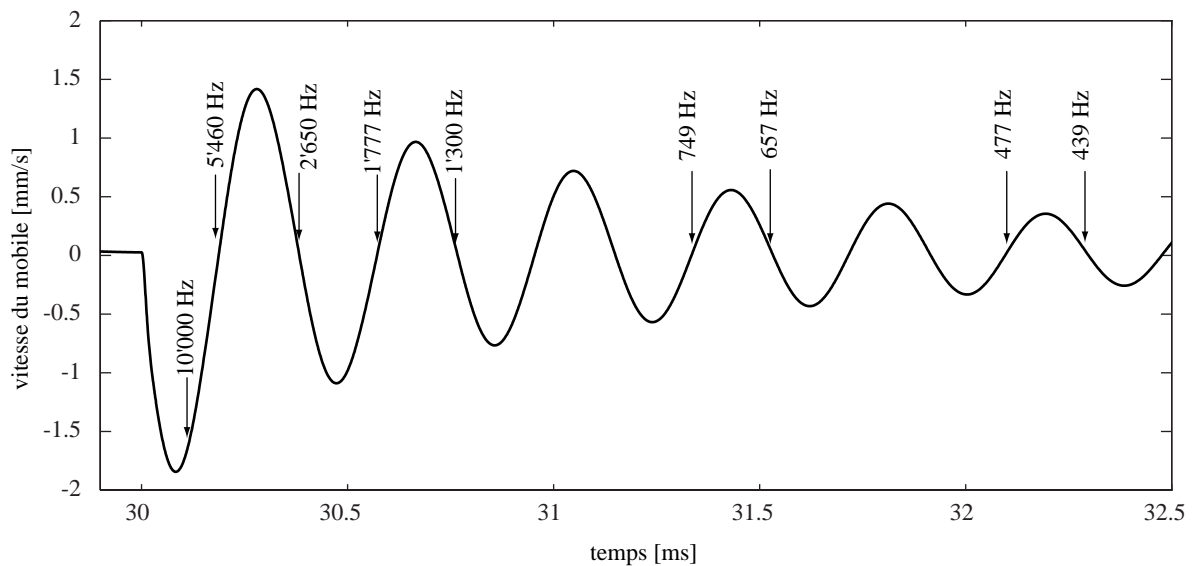


Figure 3-24 Vitesse instantanée du mobile après un retour des pieds (détail de la figure 3-23). Les flèches correspondent aux fréquences d'excitations indiquées par des croix sur la figure 3-25.

Les points indiqués par une croix correspondent aux instants de retours marqués par des flèches dans la figure 3-24.

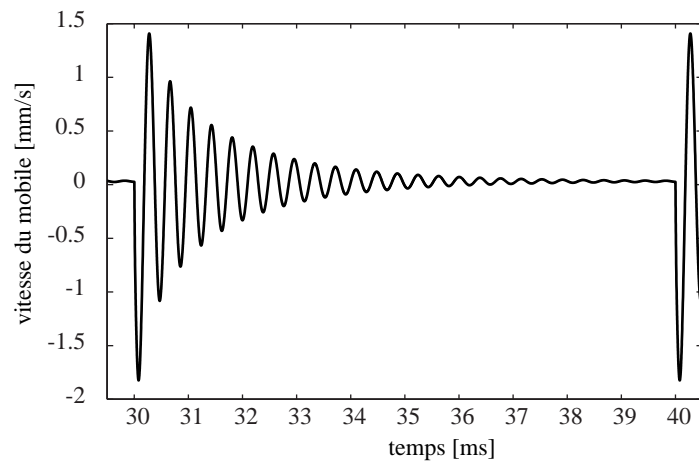


Figure 3-23 Vitesse simulée du mobile après le retour des pieds.

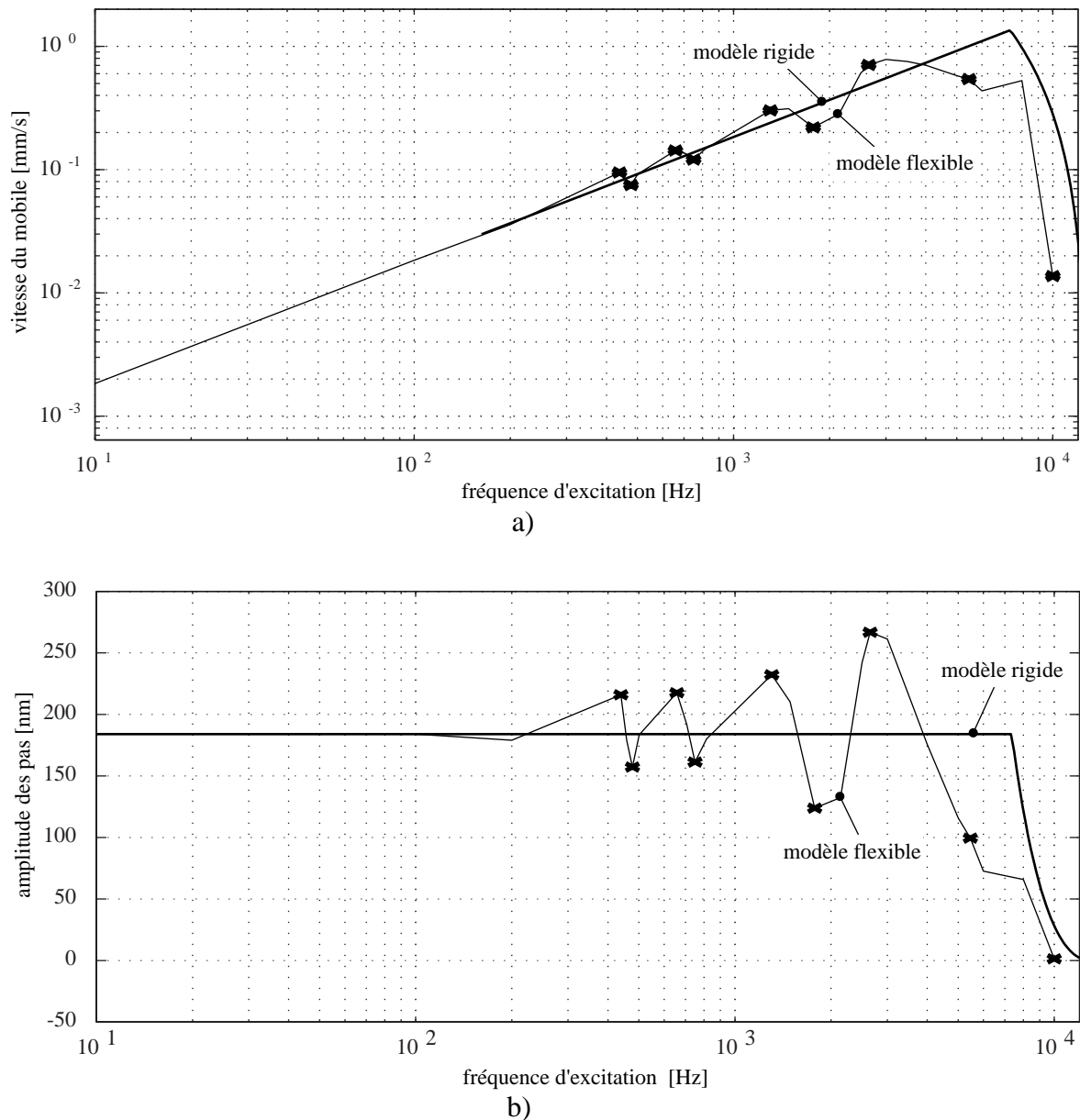


Figure 3-25 Simulations de a) la vitesse du mobile et b) l'amplitude des pas en fonction de la fréquence d'excitation. Comparaison des modèles rigide et flexible, voir paragraphe 3.7.5.

Si l'instant du recul survient lors d'une accélération minimale ou maximale du mobile, le pas sera amplifié, respectivement réduit.

La vitesse croît linéairement avec la fréquence tant que la période est suffisamment longue pour que l'amplitude de l'oscillation de vitesse devienne négligeable à l'instant du recul. Ensuite, le mouvement devient cahotique. Une toute petite variation d'un paramètre -la fréquence, la masse, la force extérieure, l'atténuation, ...- entraîne une grande variation du pas.

Le système devient imprécis et imprévisible. On parle de régime cahotique¹.

Par analogie avec les moteurs pas-à-pas électromécaniques, on pourrait envisager de choisir l'instant de commutation en fonction de la vitesse instantanée du mobile. De cette manière on garderait le contrôle du système aux fréquences élevées.

3.7.3.1 Calcul de la fréquence limite avant le régime cahotique f_{ch} .

Le régime devient cahotique lorsque le recul brusque des pieds intervient avant que l'oscillation de vitesse ne soit suffisamment amortie. On définit la fréquence cahotique, f_{ch} , comme une fraction de la fréquence propre du système:

$$f_{ch} = \frac{f_o}{n} \quad [\text{Hz}] \quad (\text{équation 3-44})$$

où n est le nombre de périodes nécessaires pour amortir l'oscillation de vitesse d'un facteur Ψ :

$$\Psi = \frac{\dot{x}(t)}{\dot{x}(t+n \cdot 1/f_o)} \quad (\text{équation 3-45})$$

De l'équation 3-40 on tire que:

$$n = \frac{\ln(\Psi)}{\Lambda} \quad (\text{équation 3-46})$$

En remplaçant Λ par sa valeur (équations 3-41 et 3-43), on obtient:

$$f_{ch} = \frac{R_p}{2 \cdot m \cdot \ln(\Psi)} \quad [\text{Hz}] \quad (\text{équation 3-47})$$

En pratique on constate qu'un amortissement de 80% est suffisant pour garantir un régime stable². Ainsi:

$$\ln(\Psi) = \ln\left(\frac{100}{100-80}\right) = \ln(5) \cong 1.6 \quad (\text{équation 3-48})$$

-
1. Nous avons longuement pensé que l'origine du régime cahotique provenait d'une déformation parasite des pieds, perpendiculaire à la déformation principale, dont la cause aurait été l'effet de Poisson. Selon cette hypothèse, le mobile aurait, en quelque sorte, sauté lors du recul des pieds. Nous n'avons jamais pu détecter expérimentalement ce mouvement. Les tentatives pour l'éliminer n'ont pas apporté les améliorations escomptées aux hautes fréquences.
 2. Il est important de noter qu'au-dessus de f_{ch} l'actionneur fonctionne encore très bien mais sa vitesse n'est plus directement proportionnelle à la fréquence d'excitation (voir par exemple les figures 3-25, 4-11 ou 4-13).

3.7.4 Amplitude du recul

Nous avons traité de ce sujet au paragraphe 3.5.5 dans le cas du modèle rigide. Voyons maintenant celui du modèle flexible.

Pour avoir un mouvement régulier il faut que le recul du mobile soit aussi petit que possible lors du retour des pieds. Nous avons déjà vu au paragraphe 3.7.1 l'influence de certains paramètres sur ce phénomène lors d'un saut indiciel. Etudions maintenant le cas d'un déplacement pas à pas.

3.7.4.1 Influence du signal électrique

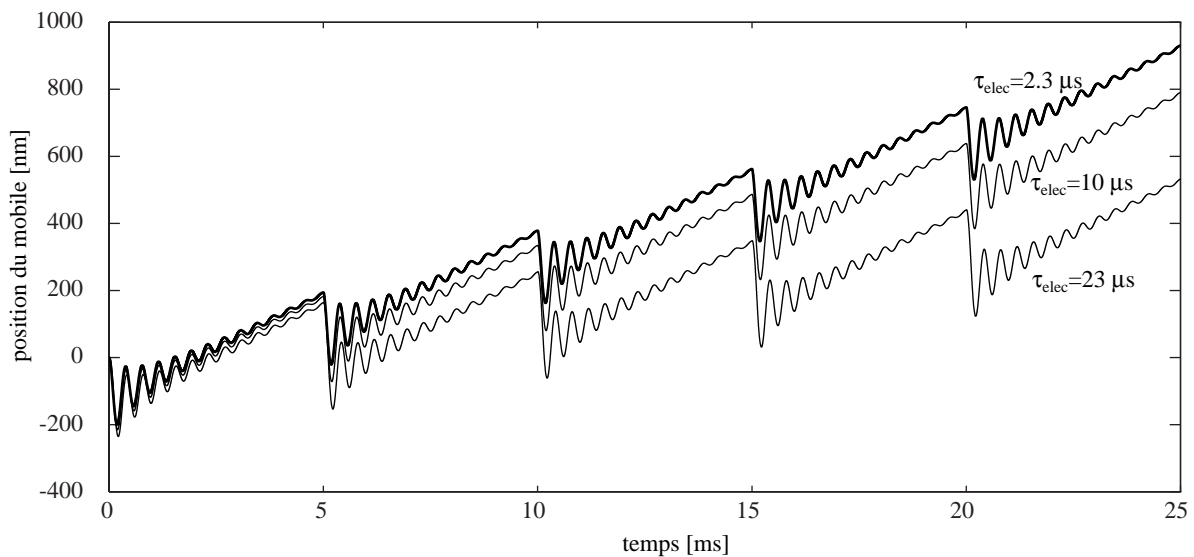


Figure 3-26 Positions simulées pour des constantes de temps électriques $\tau_{elec} = 2.3, 10$ et $23 \mu s$. Fréquence d'excitation 200 Hz (en gras, modèle de référence).

En général, les constantes de temps électriques sont nettement inférieures aux constantes de temps mécaniques. Il suffit pour cela de minimiser les capacités, donc les dimensions des piézo-électriques, et d'avoir un amplificateur suffisamment puissant. Toutefois, l'utilisation de piézo-électriques multi-couches peut faire que les constantes de temps électriques et mécaniques deviennent comparables. Cela peut aussi être le cas si on utilise des amplificateurs basses puissances pour de raisons économiques.

Bien que les constantes de temps électriques soient de 1 à 2 ordres de grandeur inférieurs aux constantes de temps mécaniques du système, leur influence n'est pas négligeable, comme on le voit sur la figure 3-26. En fait, le comportement du système est essentiellement défini par la phase de glissement. Durant cette dernière, les pieds ont une fréquence propre élevée, leurs masses étant nettement plus petites que celle du mobile. C'est là l'origine de la sensibilité de l'actionneur aux constantes de temps électriques.

Lors du dimensionnement de l'amplificateur il faudra donc être attentif à sa bande passante

(slewrate) et au courant de pointe maximum.

3.7.4.2 Influence de la rigidité des pieds

Nous avons déjà vu avec le saut indiciel que ce paramètre est le plus sensible.

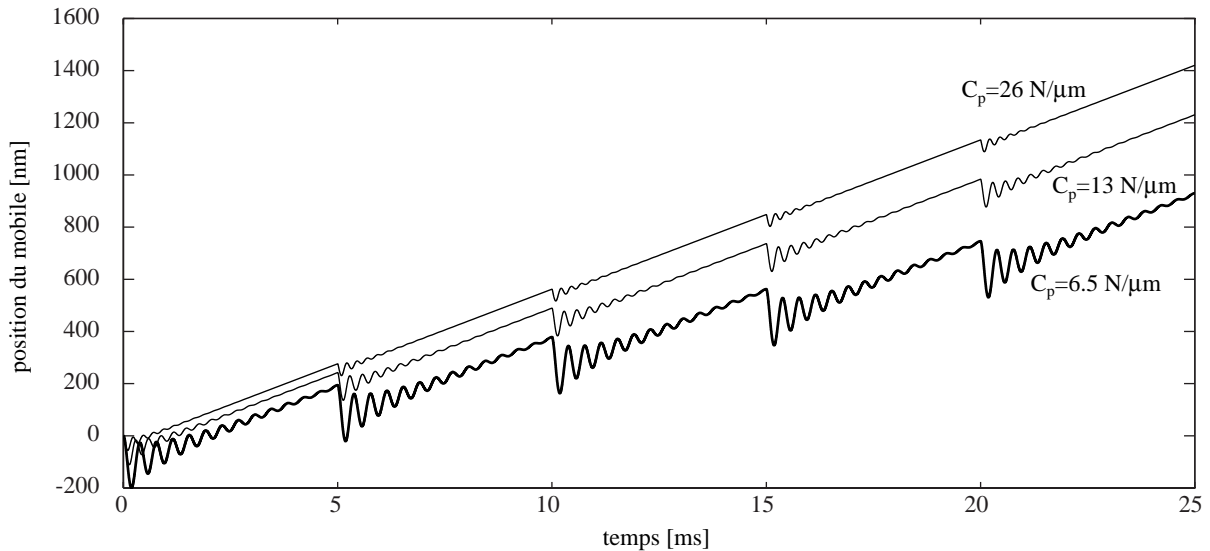


Figure 3-27 Positions simulées pour les rigidités $C_p = 6.5, 13$ et $26 \text{ N}/\mu\text{m}$. Fréquence d'excitation 200 Hz (en gras, modèle de référence).

La figure 3-27 met en évidence une fois encore l'importance de la rigidité des pieds. Si celle-ci augmente, le recul est diminué, donc la vitesse augmente. De plus, l'oscillation de vitesse étant moindre, la fréquence limite du régime cahotique est plus élevée. Plus les pieds sont rigides, plus la vitesse limite de l'actionneur est élevée.

3.7.4.3 Influence de l'interface de contact (pieds-mobile)

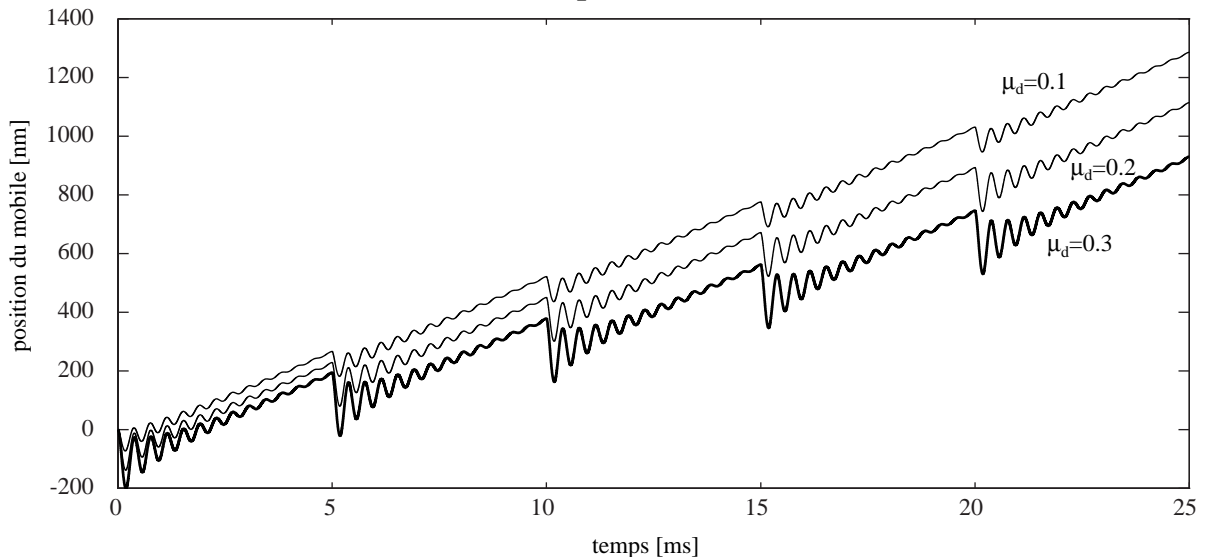


Figure 3-28 Positions simulées pour différents coefficients de frottements dynamiques $\mu_d = 0.1, 0.2, 0.3$. Le coefficient de frottement statique n'influence pas de façon sensible le mouvement (en gras, modèle de référence).

Le coefficient de frottement dynamique, μ_d , influence lui aussi sensiblement le mouvement

du mobile, comme le montre clairement la figure 3-28. Le mouvement sans charge extérieure (et horizontal) n'est que très peu modifié par le coefficient de frottement statique. Par contre, la force que peut fournir l'actionneur, F_t , et sa sensibilité à la gravité sont directement liées à μ_s ¹. On a donc intérêt à utiliser des matériaux dont l'écart entre les frottements statique et dynamique est élevé.

3.7.4.4 Influence de l'inertie

En augmentant la masse du mobile, sans changer la force de contact (système découplé, comme défini au paragraphe 3.5.3) on augmente l'inertie du système, donc on diminue le mouvement du recul. Ceci se vérifie en effet sur la figure 3-29 pour des masses inférieures ou égales à 20 gr. Il faut toutefois noter qu'en augmentant la masse, la fréquence propre du système diminue, le régime cahotique est atteint plus rapidement.

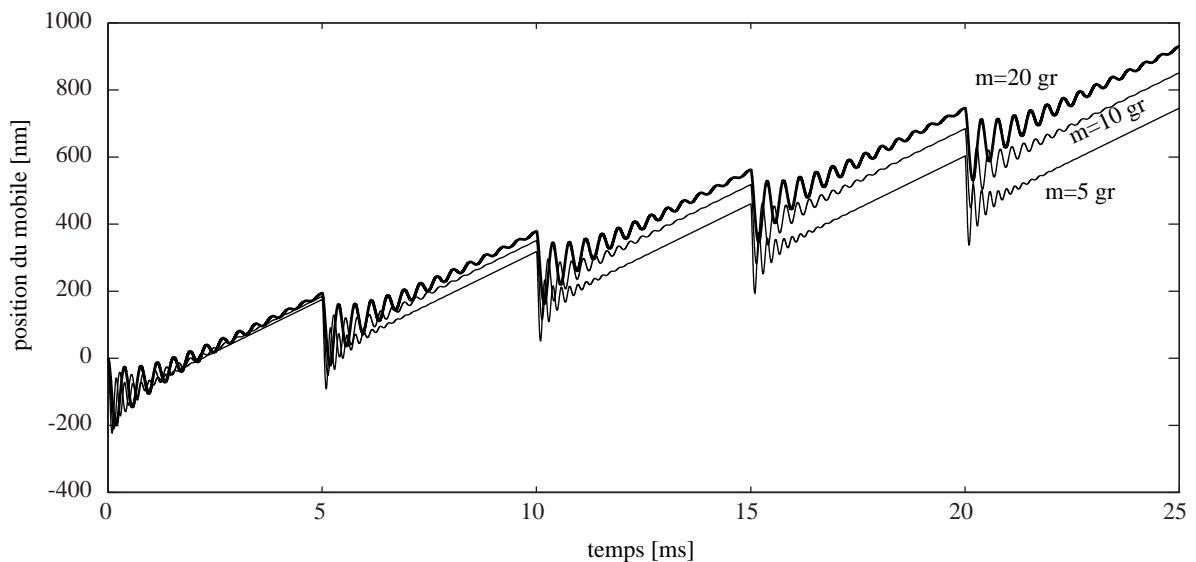


Figure 3-29 Positions simulées pour différentes masses $m=5, 10, 20$ gr. Avec 20 gr, 200 Hz est la fréquence limite avant le régime cahotique (en gras, modèle de référence).

3.7.4.5 Influence de la pente

Jusqu'à présent nous avons considéré un axe travaillant horizontalement et sans charge. Voyons maintenant quel sera son comportement s'il doit travailler contre ou avec la gravité (axe incliné, $\alpha=90^\circ$ et $\alpha=-90^\circ$ pour la montée, respectivement, descente verticale).

La pente influence sensiblement la vitesse du mobile. Pour un actionneur vertical on cherchera à minimiser la masse du mobile et augmenter la force de contact par un système de charge (paragraphe 3.3.5). Ces conditions -faible masse et grande force de contact- sont synonymes d'un grand recul. Un compromis doit être trouvé.

1. Ces remarques sont aussi valables pour l'influence de la force d'appui F_c .

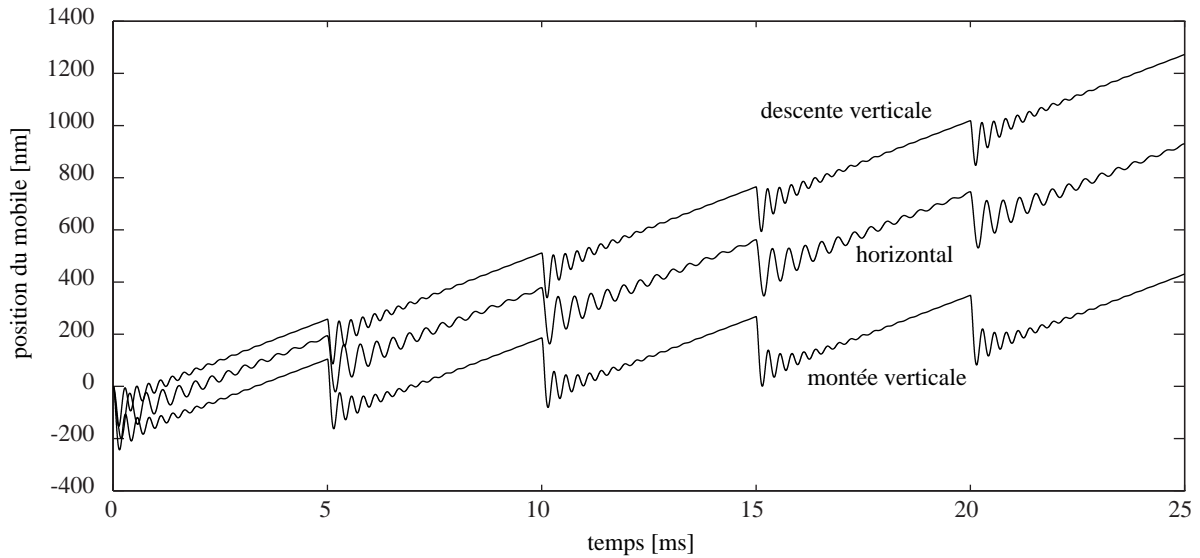


Figure 3-30 Déplacement du mobile verticalement vers le haut et le bas en comparaison d'un déplacement horizontal. La masse du mobile est de 10 gr.

3.7.4.6 Influence de la force de contact

Si l'actionneur travaille toujours horizontalement et n'est soumis qu'à des charges négligeables, on choisira une force de contact minimale. Dans la figure 3-31 on compare le mouvement du mobile avec une force de contact due uniquement à la gravité et le modèle de référence (seul ce dernier est capable de se déplacer verticalement).

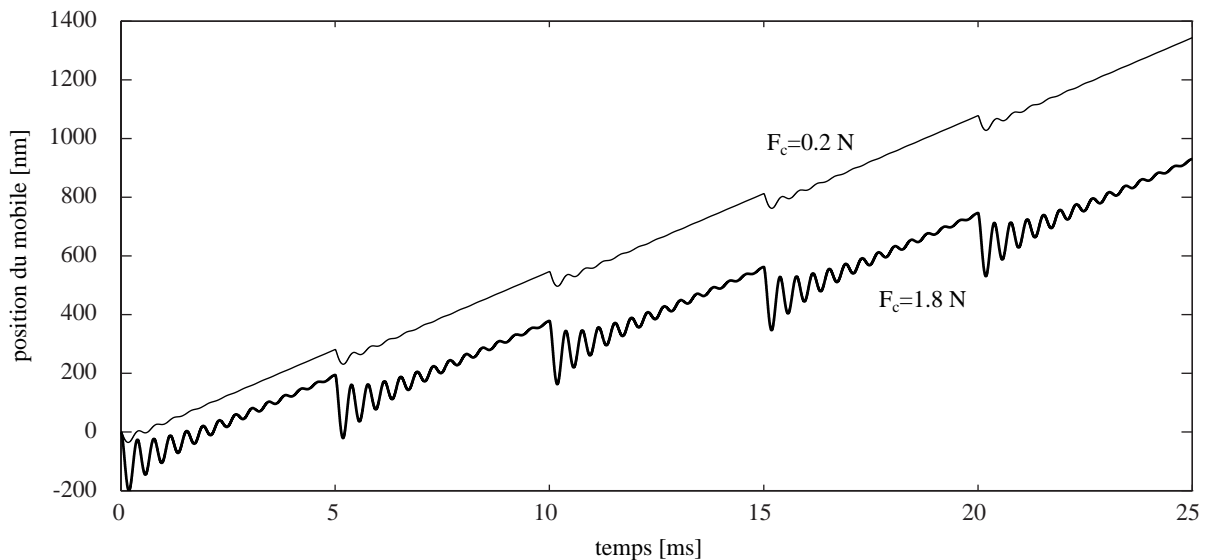


Figure 3-31 Mouvement du mobile horizontal, $F_c=0.2$ N (gravité uniquement) et $F_c=1.8$ N, (modèle de référence).

Le recul est réduit, donc la vitesse moyenne est supérieure lorsque $F_c = 0$. A priori, cette solution semble idéale. Toutefois, pratiquement elle n'est pas très intéressante car la sensibilité à la pente est excessive -une surface n'est jamais parfaitement horizontale-. De plus, le système devient très instable. Ici encore, un compromis doit être trouvé.

3.7.4.7 Excitation à 2, 3 et 4 phases

Etant donné que le mobile repose sur plusieurs pieds, il serait intéressant de faire en sorte que leurs reculs ne soient pas simultanés. Ainsi, pendant qu'un des pieds est dans sa phase de recul, le ou les autres pieds continuent d'entraîner le mobile. Les résultats des simulations montrent que cette solution est intéressante. Le recul est sensiblement moins grand. Par contre, le système est excité plus souvent et bien que l'amplitude de l'ondulation de vitesse soit moindre, on risque de se trouver en régime cahotique plus rapidement.

Cette idée fait l'objet d'un brevet déposé par le CSEM en 1995 [CSEM 1996].

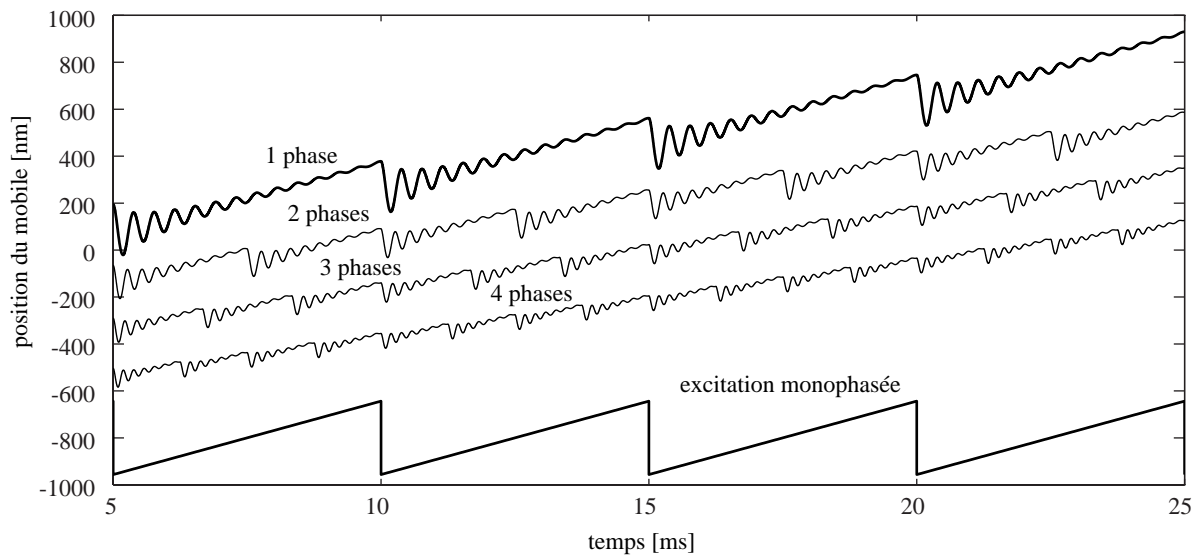


Figure 3-32 Comparaison de l'effet sur le recul d'une excitation à 1, 2, 3 et 4 phases. En bas, excitation monphasée. Les positions ont été décalées chacune de 200 nm pour plus de clarté.

3.7.5 Relation entre les modèles rigide et flexible

Il est intéressant maintenant de démontrer la validité du modèle rigide -paragraphe 3.5- aux basses fréquences.

Connaissant l'amplitudes des pas A_p -soit expérimentalement, soit par simulation avec le modèle flexible- on peut calculer l'accélération des pieds, a_{pied} , à partir de l'équation 3-13 pour $f < f_{vpa}$:

$$a_{pied} = \frac{1}{2} \cdot [-(2 \cdot d_{mob} - \Gamma) + \sqrt{(2 \cdot d_{mob} - \Gamma)^2 - 4 \cdot d_{mob}^2}] \quad (\text{équation 3-49})$$

où:

$$\Gamma = 2 \cdot \frac{d_{mob}}{a_{mob}} \cdot \frac{a_{mob} + d_{mob}}{1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{A_p}{A_{po}}} \quad (\text{équation 3-50})$$

Pour le modèle de référence nous obtenons les valeurs suivantes:

$A_p = 184 \text{ nm}$ selon simulation du modèle de référence à 200 Hz (figure 3-22)

$a_{pied} = 211 \text{ m/s}^2$ selon l'équation 3-49

$f_{vpa} = 7.35 \text{ kHz}$ selon l'équation 3-7

$f_{tri} = 13 \text{ kHz}$ selon l'équation 3-3

La comparaison entre les modèles donne d'excellents résultats comme on peut le voir sur les figures 3-25 et 3-33.

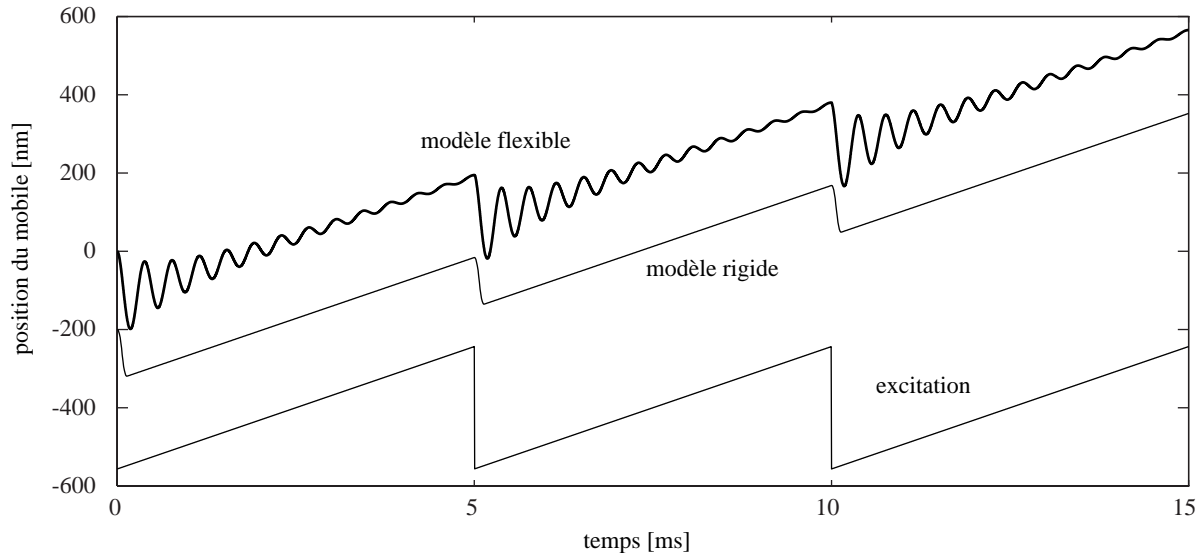


Figure 3-33 Comparaison des modèles rigide et flexible. Modèle de référence excité à 200 Hz. La simulation du modèle rigide a été décalée de 200 nm.

Naturellement, le modèle rigide ne peut pas prédire le mouvement cahotique. Il permet par contre une bonne approximation des fréquences de coupures f_{vpa} et f_{tri} (figure 3-25).

3.7.6 Synthèse du modèle flexible

La simulation des actionneurs 'stick and slip' présente trois difficultés majeures. Les constantes de temps du système couvrent une plage de quelques micro- à plusieurs milli-secondes pour les parties électriques, respectivement mécaniques. Il est hautement non-linéaire de par son excitation en dents de scie et finalement les frottements le rendent discontinu. L'utilisation d'un modèle de frottement adéquat, ainsi qu'un intégrateur performant ont permis d'obtenir d'excellents résultats.

Les paramètres fondamentaux de simulation sont déterminés expérimentalement en étudiant la réponse à un saut indicial d'un prototype. On en déduit ainsi la rigidité des pieds C_p , leur amortissement R_p ainsi que le coefficient de frottement dynamique μ_d . Les autres paramètres, moins sensibles, sont déterminés analytiquement.

La comparaison des résultats expérimentaux avec les simulations démontre l'excellente fia-

bilité du modèle.

Nous avons aussi pu mettre en évidence théoriquement le régime cahotique que nous avons rencontré expérimentalement.

Les modèles rigide et flexible ont été comparés. Le modèle rigide, s’il ne peut pas prédire le régime cahotique, permet par contre une excellente prédiction des fréquences de coupures f_{vpa} et f_{tri} .

Grâce à la simulation nous pouvons mettre en évidence l’importance des différents paramètres sur le comportement de l’actionneur, telles que la rigidité des pieds, la force d’appui ou encore la constante de temps électrique. De plus, nous avons pu démontrer qu’une excitation multi-phases permet de réduire sensiblement le recul.

Pour conclure, nous dirons que les deux modèles sont complémentaires. Une prédiction purement théorique est illusoire et trop éloignée de la réalité. Par contre, si un prototype est à disposition, on peut déterminer d’une façon simple les paramètres fondamentaux du système et obtenir ainsi un modèle fiable, prédisant de façon très satisfaisante le comportement de l’actionneur ‘stick and slip’ sous différentes conditions.

3.8 Modélisation d’un actionneur ‘stick and slip’ à pieds mobiles

Les modèles développés jusqu’ici supposent que les pieds sont fixés sur la base (variante a, définie au paragraphe 3.3). L’équation du mouvement du mobile (équation 3-30) peut s’écrire:

$$a_{mob} = \frac{F_l}{m} + \frac{F_t}{m} - g \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-51})$$

Par contre, si les pieds sont attachés au mobile (figure 3-34), l’équation devient:

$$a_{mob} = -\frac{m_{eq}}{m} \cdot a_{pied} + \frac{F_l}{m} + \frac{F_t}{m} - g \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{m/s}^2] \quad (\text{équation 3-52})$$

L’accélération du mobile dépend directement de la masse et de l’accélération des pieds ($-\frac{m_{eq}}{m} \cdot a_{pied}$ dans l’équation 3-52). La quantité de mouvement de la masse des pieds est transmise au mobile. Si les masses sont comparables, ce terme peut être grand par rapport à $\frac{F_l}{m}$, on est en présence d’un actionneur de type ‘‘impact drive’’.

Dans notre cas, on cherche toujours à minimiser ce terme. Dans la plupart des cas il sera négligeable et on admettra que nous avons un actionneur ‘stick and slip’ pur.

Ainsi, l’analyse faite jusqu’à présent reste applicable à la variante b.

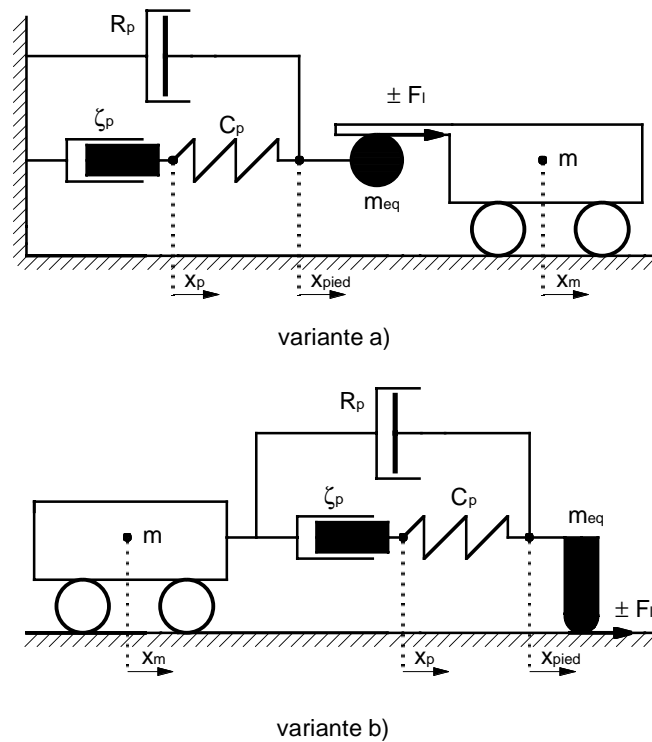


Figure 3-34 Modèles simplifiés des variantes a et b.

3.9 Lois de similitude

Étudions maintenant les caractéristiques des actionneurs stick & slip en fonction de leur taille. Pour cela nous partons d'un actionneur dont les dimensions et les performances sont connues et étudions leurs évolutions pour un modèle homothétique [Jufer 1979].

Les principales grandeurs calculées seront l'amplitude des pas, la vitesse du mobile et la fréquence propre du système. Cette démarche permet de fixer des règles générales associées à une variation de taille des actionneurs stick & slip.

Tous les exemples numériques se réfèrent au prototype de l'axe linéaire, modèle de référence, décrit au chapitre 4.

3.9.1 Notations

On compare deux actionneurs homothétiques. Le premier -l'actionneur de référence- est caractérisé par des grandeurs sans exposant. Les grandeurs du second -l'actionneur homothétique- sont affectées de l'exposant $'$. Les valeurs relatives -les quotients des valeurs homologues- sont notées par l'exposant $*$. Par exemple, la longueur de l'actionneur de référence est notée l et celle de l'actionneur homothétique l' .

Leur valeur relative se note:

$$l^* = l'/l \quad (\text{équation 3-53})$$

3.9.2 Hypothèses

On considère que les deux actionneurs homothétiques sont composés des même matériaux. Ainsi, les valeurs relatives des constantes mécaniques et électriques sont unitaires¹.

De même on fera l'hypothèse que les amplificateurs électriques restent identiques quelle que soit la taille de l'actionneur. Le slewrate, la résistance interne et le courant maximum sont indépendants du rapport d'homothétie².

Les conclusions de cette étude doivent être considérées comme indicatives et ne remplacent en aucun cas un dimensionnement complet de l'actionneur homothétique. Elles permettent néanmoins de rendre attentif le concepteur aux effets d'une variation de dimension de l'actionneur sur ses caractéristiques.

Cette étude est basée essentiellement sur le modèle rigide décrit au paragraphe 3.5. Naturellement, les aspects de fréquence propre et de rigidité des pieds feront appel au modèle flexible.

Les surfaces et les masses varient comme l^{*2} et l^{*3} respectivement.

3.9.3 Mouvement des pieds

L'accélération des pieds est limitée d'une part électriquement par la pente de la tension aux bornes des éléments piézo-électriques, d'autre part mécaniquement par leur rigidité.

Etudions tout d'abord la limite électrique.

3.9.3.1 Capacité électrique des pieds

La table 2-1 nous donne les équations des capacités électriques des actionneurs transversaux et en cisaillement:

$$C_{elec}^* = \epsilon_0^* \cdot \epsilon_{33}^* \cdot \frac{w^* \cdot l^*}{h^*} = l^* \quad \text{pour l'actionneur transversal} \quad (\text{équation 3-54})$$

$$C_{elec}^* = \epsilon_0^* \cdot \epsilon_{11}^* \cdot \frac{w^* \cdot l^*}{h^*} = l^* \quad \text{pour l'actionneur en cisaillement} \quad (\text{équation 3-55})$$

Dans les deux cas la capacité est proportionnelle à la taille.

1. Par exemple $\mu_d^* = 1$, $d_{11}^* = 1$, etc.

2. Donc $S_r^* = 1$, $R_i^* = 1$ et $I_{max}^* = 1$.

3.9.3.2 Constante de temps électrique τ_{elec}

La résistance de l'amplificateur étant constante on a :

$$\tau_{elec}^* = R_i^* \cdot C_{el}^* = l^* \quad (\text{équation 3-56})$$

3.9.3.3 Pente de la tension aux bornes du piézo-électrique $\frac{\Delta U}{\Delta t}$

La pente de la tension aux bornes du piézo-électrique est limitée soit par la constante de temps électrique τ_{el} , soit par le courant maximum fourni par l'amplificateur I_{max} .

Dans le premier cas, la tension croît exponentiellement, $U = U_o \cdot (1 - e^{-t/\tau_{el}})$, donc la pente à l'origine vaut $1/\tau_{el}$. Dans le second cas, la tension vaut $U = \frac{I_{max}}{C_{el}} \cdot t$. La pente est constante et vaut I_{max}/C_{el} . Ainsi, dans les deux cas nous obtenons :

$$\left(\frac{\Delta U}{\Delta t}\right)^* = \frac{1}{l^*} \quad (\text{équation 3-57})$$

En conclusion, plus l'actionneur sera petit, moins l'accélération des pieds sera sensible aux limitations électriques. En revanche, ces dernières doivent être considérées lors du dimensionnement des amplificateurs pour des systèmes de plus grande dimension.

Par la suite nous admettons que l'accélération des pieds est essentiellement limitée par la rigidité de ceux-ci. Cette hypothèse est vérifiée pour tous les prototypes qui seront décrits au chapitre 4.

Etudions maintenant la limitation mécanique de l'accélération des pieds.

3.9.3.4 Déformation idéale des pieds A_{po}

Deux cas sont considérés, l'actionneur transversal et l'actionneur en cisaillement. Leurs déformations sont données par la table 2-1. Faisons l'hypothèse d'un champ électrique constant $E^* = U^*/h^* = 1$:

$$A_{po}^* = d_{31}^* \cdot U^* \cdot \frac{l^*}{h^*} = l^* \quad \text{pour l'actionneur transversal} \quad (\text{équation 3-58})$$

$$A_{po}^* = d_{15}^* \cdot U^* = l^* \quad \text{pour l'actionneur en cisaillement} \quad (\text{équation 3-59})$$

Dans les deux cas, pour un champ électrique constant, la déformation des pieds est directement proportionnelle à la taille de l'actionneur.

3.9.3.5 Rigidité des pieds C_p

A partir des équations de la table 2-1 il est facile de déduire que les rigidités sont proportionnelles aux dimensions, ceci pour les actionneurs transversaux ou en cisaillement :

$$C_p^* = l^* \quad (\text{équation 3-60})$$

3.9.3.6 Amortissement R_p

Selon l'équation 2-23, et en admettant que le facteur de qualité Q reste constant on trouve que:

$$R_p^* = \frac{\sqrt{m_{eq}^* \cdot C_p^*}}{Q^*} = l^{*2} \quad (\text{équation 3-61})$$

3.9.3.7 Forces agissant sur les pieds

Si on néglige la masse des pieds, trois forces agissent sur ceux-ci, à savoir la force due à leurs compliances, F_{Cp} , la force due aux frottements visqueux, F_{Rp} et la force de frottement entre les pieds et le mobile, F_l .

Selon l'équation 3-28 on a $F_{Cp}^* = C_p^* \cdot (x_p^* - x_{pied}^*) = C_p^* \cdot \Delta x^*$. On peut admettre que Δx est proportionnelle aux dimensions, donc:

$$F_{Cp}^* = l^{*2} \quad (\text{équation 3-62})$$

De même, l'équation 3-29 donne $F_{Rp}^* = R_p^* \cdot v_{pied}^*$. Nous verrons au paragraphe 3.9.6.1 que la fréquence limite avant d'atteindre le régime cahotique augmente lorsque les dimensions diminuent ($f^* = 1/l^*$). La vitesse des pieds étant proportionnelle à l'amplitude du mouvement et à la fréquence d'excitation nous poserons que $v_{pied}^* = A_{po}^* \cdot f^* = 1$, donc:

$$F_{Rp}^* = l^{*2} \quad (\text{équation 3-63})$$

La force de frottement F_l est directement proportionnelle à la force normale d'appui sur les pieds F_c . Celle-ci a deux composantes, l'une est due à la gravité, l'autre à une force externe. Pour comparer les modèles homothétiques, nous proposons de garder la pression de contact constante¹ $p_c^* = F_c^*/s^* = 1$ où s est la surface de contact supposée plane. Ainsi nous avons:

$$F_l^* = l^{*2} \quad (\text{équation 3-64})$$

Ainsi, les trois forces agissant sur les pieds sont proportionnelles au carré des dimensions.

3.9.3.8 Accélération des pieds a_{pied}

Il est maintenant facile de calculer l'accélération des pieds en se basant sur l'équation 3-27:

$$a_{pied}^* = \frac{1}{l^*} \quad (\text{équation 3-65})$$

Comme on pouvait s'y attendre, plus le modèle est petit, plus l'accélération des pieds est grande.

1. Une bonne construction cherche à optimiser l'utilisation du matériau.

3.9.3.9 Fréquence limite f_{tri}

La fréquence limite d'excitation des pieds vaut (équation 3-3):

$$f_{tri}^* = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{a_{pied}^*}{2 \cdot A_{po}^*}} = \frac{1}{l^*} \quad (\text{équation 3-66})$$

3.9.3.10 Amplitude du mouvement des pieds A_{pied}

Partant de l'équation 3-4 on peut calculer maintenant l'amplitude du mouvement des pieds en fonction de la fréquence d'excitation:

$$A_{pied}' = 2 \cdot A_{po} \cdot l^* \cdot \left[1 - l^* \cdot \frac{f}{f_{tri}} + \frac{1}{4} \cdot l^{*2} \cdot \left(\frac{f}{f_{tri}} \right)^2 \right] \quad (\text{équation 3-67})$$

La figure 3-35 représente la variation de l'amplitude du mouvement des pieds en fonction de la fréquence d'excitation, pour cinq rapports homothétiques. On constate que cette dépendance est de moins en moins marquée lorsque les dimensions diminuent. Les croix indiquent les fréquences limites f_{vpa} au-dessus

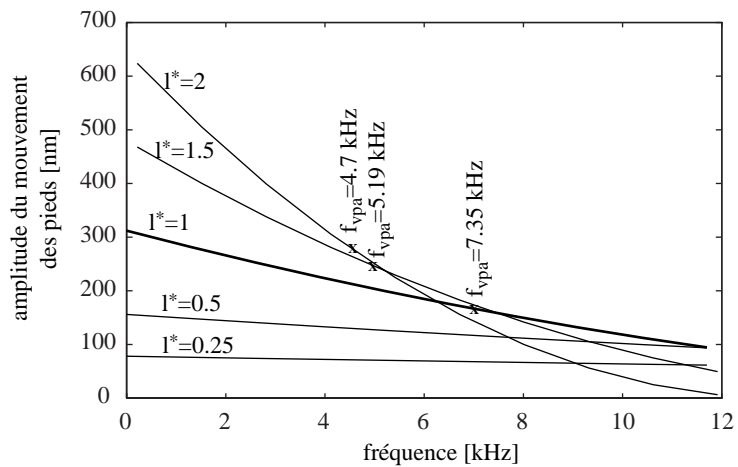


Figure 3-35 Amplitude du mouvement des pieds en fonction de la fréquence d'excitation, pour cinq rapports homothétiques (0.25, 0.5, 1, 1.5 et 2).

desquelles le mobile n'atteint plus la vitesse des pieds (paragraphe 3.5.1). Leur dépendance à la taille sera calculée au paragraphe 3.9.5.

3.9.4 Mouvement du mobile

Maintenant que nous avons étudié l'influence des dimensions sur le mouvement des pieds, il est possible de calculer celui du mobile. Pour cela il nous faut déterminer l'influence des dimensions sur son accélération, a_{mob} , et sa décélération d_{mob} (équations 3-8 et 3-9). Nous ferons l'hypothèse que le système travaille à vide $F_i = 0$. De plus, nous n'étudierons que le cas où la fréquence d'excitation est inférieure à f_{vpa} ¹.

Nous allons considérer deux cas distincts. Dans le premier, le mobile est supposé se déplacer horizontalement, $\alpha = 0$. Seule la gravité participe à la charge de contact ($C = 1$ et $F_c = 0$). Dans

1. Pour mémoire, rappelons que f_{vpa} est la fréquence limite au-dessus de laquelle le mobile n'atteint plus la vitesse des pieds (voir modèle rigide, paragraphe 3.5.2).

le second cas, le mobile se déplace verticalement, $\alpha = 90^\circ$.

3.9.5 Mouvement horizontal

L'accélération et la décélération sont égales et valent $a_{mob} = d_{mob} = \mu_d \cdot g$.

Donc:

$$a_{mob}^* = d_{mob}^* = 1 \quad (\text{équation 3-68})$$

3.9.5.1 Fréquence limite f_{vpa}

En partant de l'équation 3-7 on calcule la variation de f_{vpa} en fonction des dimensions:

$$f_{vpa}' = \frac{1}{2} \cdot \left(1 + l^* \cdot \frac{a_{mob}}{a_{pied}} \right) \cdot \frac{f_{tri}}{l^*} \quad (\text{équation 3-69})$$

Le premier graphe de la figure 3-36 montre la dépendance de f_{vpa} à la taille de l'actionneur. Pour de grandes dimensions elle tend vers une valeur asymptotique $\frac{a_{mob}}{a_{pied}} \cdot f_{tri}$, alors que pour de petites dimensions elle tend vers l'infini. Un petit actionneur 'stick and slip' atteindra facilement la vitesse des pieds sur une période.

3.9.5.2 Ondulation de vitesse ΔV_{mob}

En partant de l'équation de l'ondulation de vitesse du mobile pour une fréquence inférieure à f_{vpa} (équation 3-17) on obtient:

$$\Delta V_{mob}' = \frac{a_{mob} \cdot a_{pied}}{a_{mob} + \frac{a_{pied}}{l^*}} \cdot \frac{1}{f_{tri}} \quad (\text{équation 3-70})$$

Cette relation est représentée sur le deuxième graphe de la figure 3-36. Pour de petites dimensions, l'ondulation croît linéairement. Ensuite elle tend vers une valeur asymptotique a_{pied}/f_{tri} . Ce résultat peut paraître surprenant car on s'attendait à ce que l'ondulation diminue lorsque l'inertie du système croît (donc lorsque les dimensions augmentent). Il faut toutefois se rappeler que l'ondulation de vitesse dépend non seulement de l'inertie, mais aussi de l'accélération des pieds. C'est cet effet qui domine aux petites dimensions, alors que l'inertie compense la diminution d'accélération pour les grandes.

3.9.5.3 Amplitude des pas du mobile A_p

En partant de l'équation 3-13 on calcule l'amplitude des pas du mobile en fonction des dimensions:

$$A_p' = 2 \cdot A_{po} \cdot l^* \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{a_{pied}}{l^*} \cdot \frac{d_{mob}}{a_{mob}} \cdot \frac{a_{mob} + d_{mob}}{\left(\frac{a_{pied}}{l^*} + d_{mob} \right)^2} \right) \quad (\text{équation 3-71})$$

Dans le cas que nous étudions, nous avons $a_{mob} = d_{mob}$, l'équation du pas devient:

$$A_p' = 2 \cdot A_{po} \cdot l^* - 8 \cdot A_{po} \cdot \frac{a_{pied} \cdot a_{mob}}{\left(\frac{a_{pied}}{l^*} + a_{mob}\right)^2} \quad (\text{équation 3-72})$$

Le second terme de droite correspond au recul du pas. Il est intéressant de calculer le rapport homothétique donnant un pas nul. On pose $A_p' = 0$ dans l'équation 3-71. Après simplification on obtient:

$$l_{1,2}^* = \frac{a_{pied}}{a_{mob}} \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{a_{mob}}{d_{mob}}\right)^2}\right) \quad (\text{équation 3-73})$$

Dans notre cas particulier, $a_{mob} = d_{mob}$, cette équation se réduit à:

$$l_o^* = \frac{a_{pied}}{a_{mob}} \quad (\text{équation 3-74})$$

Les troisième et quatrième graphes de la figure 3-36 représentent l'évolution du recul, respectivement de l'amplitude des pas, avec les dimensions. Le recul croît de façon monotone, alors que l'amplitude des pas passe par un maximum puis descend vers une valeur nulle avant d'augmenter à nouveau. Par contre, le rapport entre l'amplitude des pas et l'amplitude du mouvement des pieds diminue. On peut dire en quelque sorte que l'efficacité des pieds diminue avec les dimensions.

Les maxima de cette courbe peuvent être calculés en annulant la dérivée par rapport à l^* de l'équation 3-72. On obtient une équation du troisième degré:

$$l^{*3} + 3 \cdot \frac{a_{pied}}{d_{mob}} \cdot l^{*2} - \left(1 + 4 \cdot \frac{d_{mob}}{a_{mob}}\right) \cdot \left(\frac{a_{pied}}{d_{mob}}\right)^2 \cdot l^* + \left(\frac{a_{pied}}{d_{mob}}\right)^3 = 0 \quad (\text{équation 3-75})$$

Il est facile de démontrer que l_o^* est une solution de cette équation. Le minima correspondant au passage à 0, le pas sera toujours positif ou nul.

Le dernier graphe de la figure 3-36 montre la vitesse théorique du mobile calculée comme le produit de la fréquence limite, f_{vpa} , et de l'amplitude du pas, $v_{mob} = f_{vpa} \cdot A_p$. Plus les dimensions sont réduites, plus la vitesse théorique peut être élevée.

Ces courbes démontrent une fois de plus l'importance d'avoir un système aussi rigide que possible afin de maximiser l'accélération des pieds. Si on désire réaliser un actionneur de grande taille on veillera à minimiser les masses en mouvement des pieds, tout en assurant la meilleure rigidité possible.

3.9.6 Mouvement vertical

Dans ce cas, $\alpha = 90^\circ$ et $C = 1$. Toute la force d'appui est donnée par F_c , qui doit être suffisante pour compenser la gravité. Les équations 3-8 et 3-9 deviennent $a_{mob} = \left| -g + \mu_d \cdot \frac{F_c}{m} \right|$ et $d_{mob} = \left| -g - \mu_d \cdot \frac{F_c}{m} \right|$ respectivement.

On pose:

$$k = \mu_d \cdot \frac{F_c}{m} \quad (\text{équation 3-76})$$

La force d'appui F_c détermine la constante k . Plus k est grand, moins le système est sensible à la gravité¹. En partant de l'hypothèse que la pression de contact reste constante, $F_c^* = l^{*2}$, nous avons:

$$k^* = \frac{1}{l^*} \quad (\text{équation 3-77})$$

L'accélération et la décélération du mobile en fonction des dimensions deviennent:

$$a_{mob}' = -g + \frac{k}{l^*} \quad (\text{équation 3-78})$$

$$d_{mob}' = g + \frac{k}{l^*} \quad (\text{équation 3-79})$$

De la même manière que dans le cas du déplacement horizontal, on peut calculer les caractéristiques de l'actionneur en fonction des dimensions.

Fréquence limite au-dessus de laquelle le mobile n'atteint plus la vitesse des pieds:

$$f_{vpa}' = \frac{1}{2 \cdot a_{pied}} \cdot \left(1 + \frac{a_{pied} + g \cdot l^*}{k} \right) \cdot \left(\frac{k}{l^*} - g \right) \cdot f_{tri} \quad (\text{équation 3-80})$$

Ondulation de vitesse du mobile:

$$\Delta v_{mob}' = \frac{\left(g + \frac{k}{l^*} \right) \cdot a_{pied}}{\left(g + \frac{k}{l^*} \right) + a_{pied}} \cdot \frac{1}{f_{tri}} \quad (\text{équation 3-81})$$

Amplitude des pas du mobile:

$$A_p' = 2 \cdot A_{po} \cdot l^* - 8 \cdot A_{po} \cdot k \cdot \frac{a_{pied}}{l^*} \cdot \frac{g + \frac{k}{l^*}}{-g + \frac{k}{l^*}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{a_{pied} + k}{l^*} + g \right)^2} \quad (\text{équation 3-82})$$

(suite en page 84)

1. Si k est très grand, $a_{mob} \cong d_{mob}$.

Mouvement horizontal

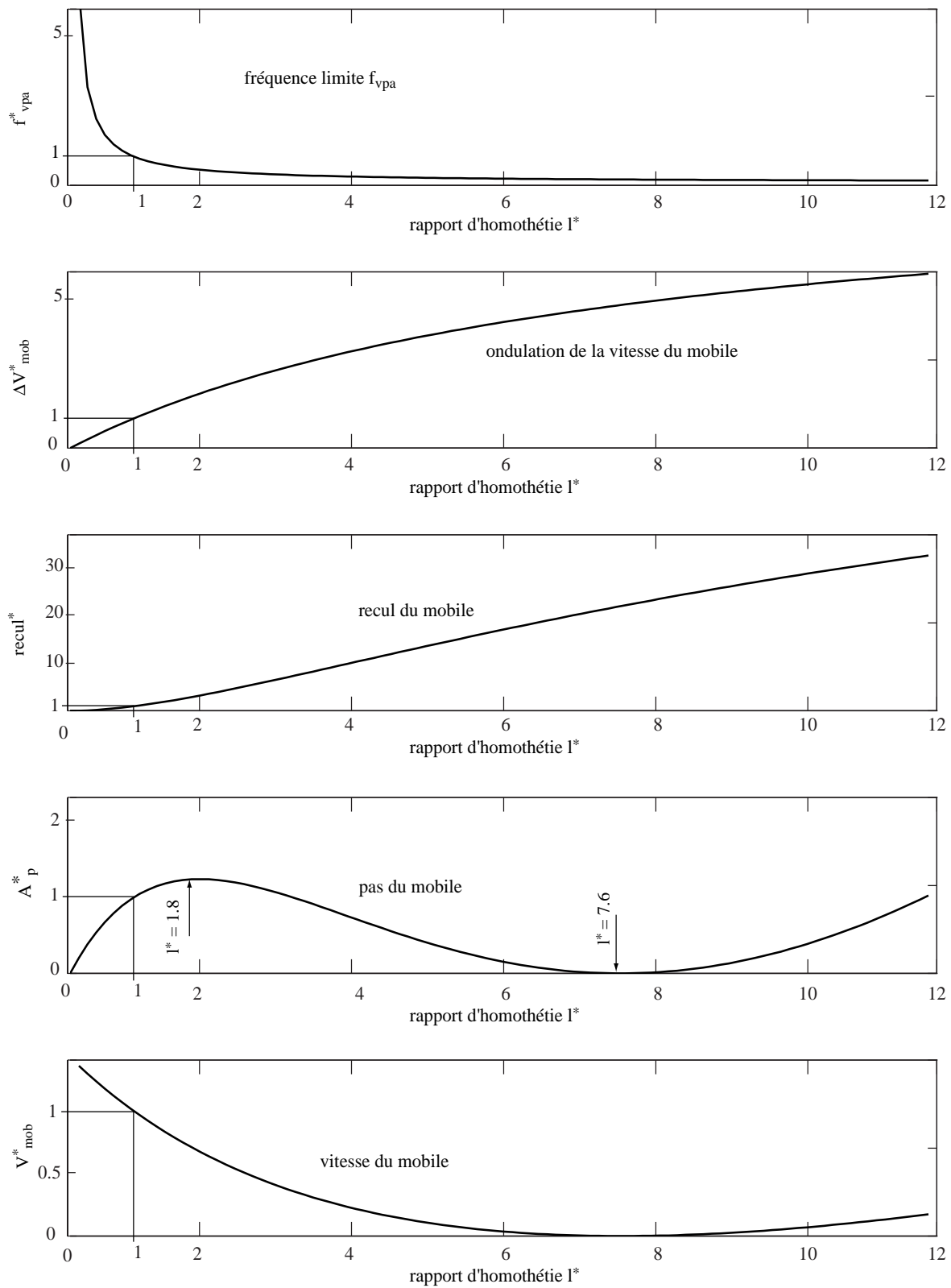


Figure 3-36 Evolution des caractéristiques principales en fonction des dimensions. Cas d'un mouvement horizontal. De haut en bas: fréquence limite, ondulation de vitesse, recul du pas, amplitude des pas et vitesse théorique du mobile.

Mouvement vertical

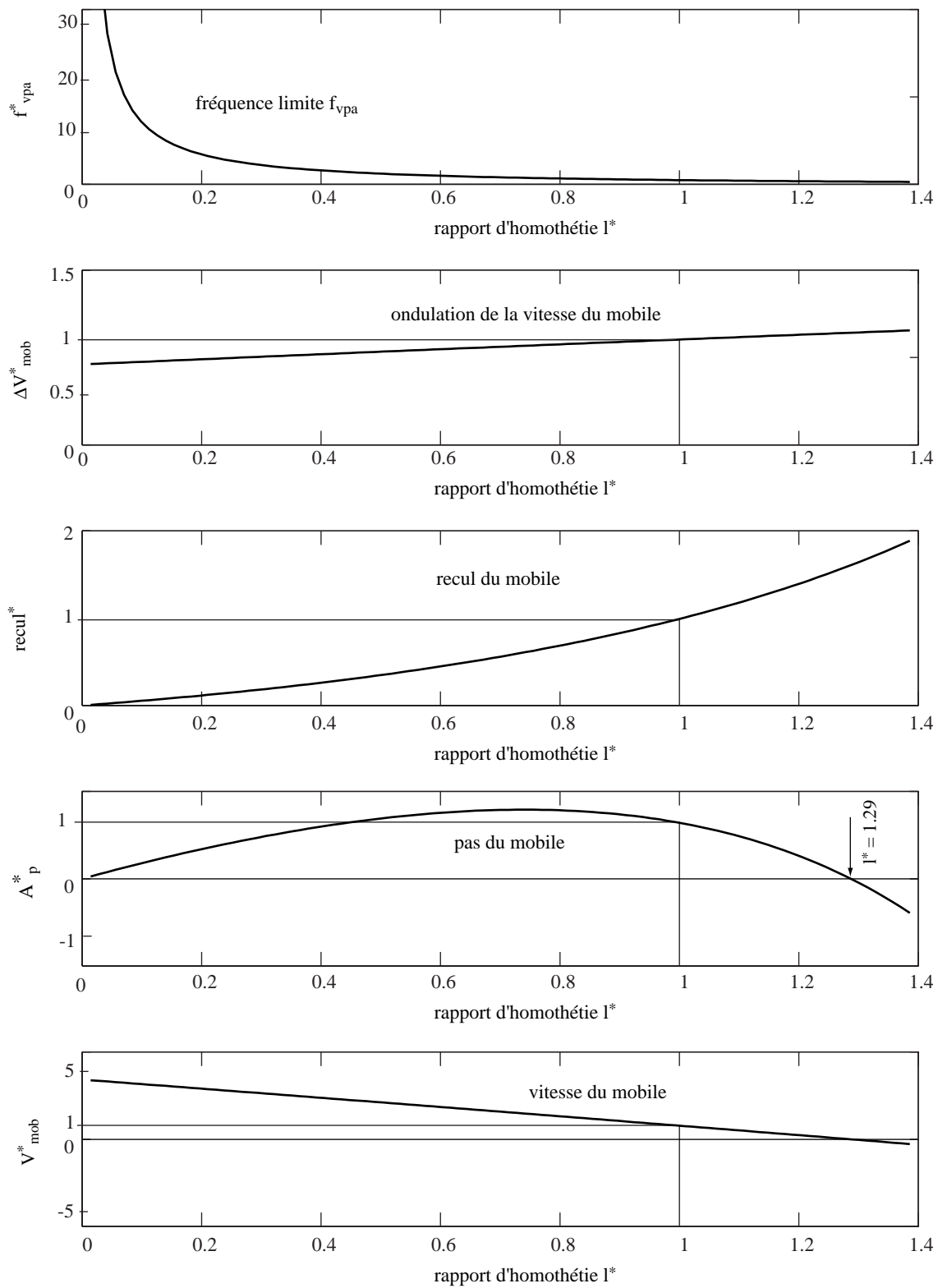


Figure 3-37 Evolution des caractéristiques principales en fonction des dimensions. Cas d'un mouvement vertical. De haut en bas: fréquence limite, ondulation de vitesse, recul du pas, amplitude des pas et vitesse théorique du mobile.

Le second terme de droite représente le recul. On peut calculer le rapport homothétique limite au-dessus duquel le pas est nul. Cela conduit à résoudre l'équation du troisième degré suivante:

$$l^{*3} + \frac{2 \cdot a_{\text{pied}} + k}{g} \cdot l^{*2} + \frac{a_{\text{pied}}^2 + 4 \cdot a_{\text{pied}} \cdot k - k^2}{g^2} \cdot l^{*} + \frac{2 \cdot k^2 \cdot a_{\text{pied}} - a_{\text{pied}}^2 \cdot k - k^3}{g^3} = 0 \quad (\text{équation 3-83})$$

Dans le cas de l'axe linéaire on trouve que $l^* \leq 1.29$. On voit que nous sommes proches de la limite avec ce prototype. Un actionneur 'stick and slip' plus grand devra être dimensionné différemment.

Les caractéristiques principales de l'actionneur en fonctionnement vertical sont données à la figure 3-37.

La fréquence limite f_{vpa} diminue très abruptement avec les dimensions, bien plus rapidement que dans le cas du mouvement horizontal. Elle peut même devenir négative, ce qui signifie que le mobile, à partir d'une certaine taille, ne pourra jamais atteindre la vitesse des pieds, quelle que soit la fréquence d'excitation. En clair, cela veut dire que le poids du mobile est trop élevé par rapport à la force de l'actionneur.

L'ondulation de vitesse et le recul croissent rapidement.

Le pas passe par un maximum puis diminue. Il s'annule pour $l^* = 1.29$. Pour des dimensions supérieures, il n'est plus possible de déplacer le mobile verticalement, le pas est négatif, le mobile tombe.

La vitesse, quant à elle, diminue régulièrement pour s'inverser lorsque $l^* > 1.29$.

3.9.6.1 Temps d'amortissement

Nous avons vu lors de l'élaboration du modèle flexible, qu'au-delà d'une certaine fréquence le mouvement devenait cahotique (paragraphe 3.7.3). Ce phénomène apparaît lorsque l'oscillation de vitesse du mobile n'est pas suffisamment amortie lors du recul des pieds. Il est donc intéressant de calculer l'évolution du temps d'amortissement avec les dimensions.

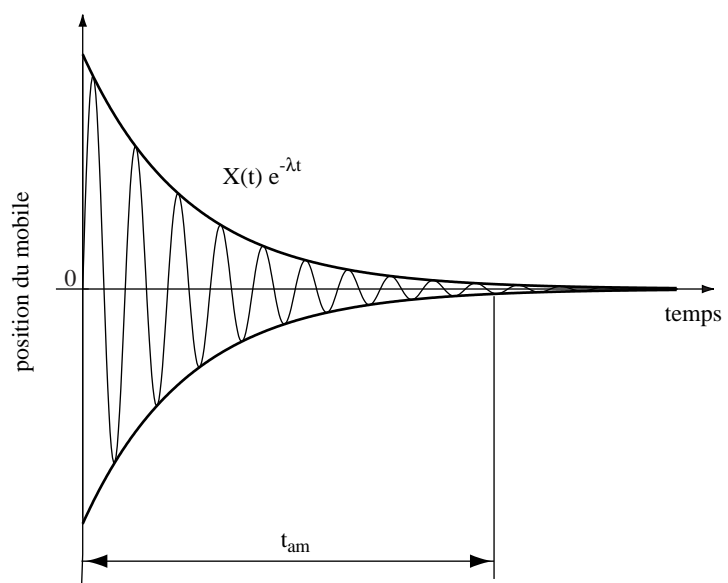


Figure 3-38 Amortissement de la vitesse instantanée du mobile.

La vitesse instantanée du mobile juste après le recul des pieds vaut:

$$v_{mob} = V_o \cdot e^{-(\lambda \cdot t)} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T_o} \cdot t\right) \quad (\text{équation 3-84})$$

D'où l'on peut calculer le temps nécessaire t_{am} pour que la vitesse diminue d'un facteur Ψ :

$$t_{am} = -\frac{1}{\lambda} \cdot \ln \Psi \quad (\text{équation 3-85})$$

On peut déduire de l'équation 3-43 et de l'expression $\lambda = \frac{2 \cdot \pi}{T_o} \cdot \eta$ [Del Pedro 1986], que $\lambda^* = 1/l^*$ et finalement:

$$t_{am}^* = l^* \quad (\text{équation 3-86})$$

La fréquence limite avant le régime cahotique évoluera donc comme l'inverse des dimensions:

$$f_{caho}^* = \frac{1}{l^*} \quad (\text{équation 3-87})$$

L'évolution de f_{vpa} (équations 3-69 et 3-80) suit une loi approximativement similaire. On en déduit que l'évolution de la vitesse réelle du mobile avec les dimensions sera semblable à celle théorique décrite sur les figures 3-36 et 3-37. Plus le modèle est petit, plus sa vitesse peut être élevée.

3.9.7 Synthèse de l'étude des lois de similitude

Un des résultats les plus intéressants et surprenants de cette étude est de constater que l'on peut théoriquement réduire la taille des actionneurs stick & slip tout en conservant, voire améliorant, leurs performances.

Intuitivement on s'attendait à avoir une dégradation des performances pour les petits systèmes, étant donné que les actionneurs 'stick and slip' sont basés sur un effet d'inertie. En fait, c'est plus le temps de recul des pieds, donc leur capacité à accélérer rapidement, qui est déterminant. C'est cet effet, combiné à l'élévation de la fréquence limite d'excitation, qui sont à l'origine de l'amélioration des performances.

De cette étude, il ressort aussi clairement qu'un mouvement vertical pose de sérieux problèmes pour les actionneurs 'stick and slip' de grandes dimensions. La masse du mobile croissant avec le cube des dimensions, celle-ci devient de plus en plus difficile à compenser avec les forces de frottements, limitées par les pressions de contact.

Notons encore que les résultats de cette étude sont probablement optimistes pour les petites dimensions et pessimistes pour les grandes.

Ceci pour les raisons suivantes:

- i) on ne tient pas compte de l'état de surface des parties en contact. La rugosité deviendra un facteur déterminant aux petites tailles;
- ii) le modèle de référence est un axe linéaire (chapitre 4) qui n'a pas été optimisé. En particulier, la masse du mobile pourrait être réduite sensiblement et la rigidité des pieds augmentée. Cela signifie que la limite du facteur homothétique pour un mouvement vertical, $l^* \leq 1.29$, peut être augmentée sensiblement.

Il faut aussi noter que le modèle homothétique n'a de sens que dans une plage de dimensions proche du modèle de référence. En effet, les choix de conception, de matériaux ou technologiques ne seront pas les mêmes pour des actionneurs de tailles très différentes.

Pour conclure, nous pouvons dire que cette étude a démontré que le principe 'stick and slip' peut aussi être appliqué à de très petits actionneurs. Leur conception devra faire appel aux technologies des micro-systèmes.

Enfin, rappelons que ces résultats doivent être considérés comme une information qualitative sur les tendances des performances liées aux dimensions. Ils permettent de fixer certaines règles de conception, mais ne remplacent pas un dimensionnement complet de l'actionneur 'stick and slip'.

3.10 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié de façon approfondie le fonctionnement et la modélisation des actionneurs 'stick and slip'. Deux modèles complémentaires y ont été développés: le modèle rigide et le modèle flexible.

Nous avons maintenant une idée précise de l'influence de certains paramètres sur le fonctionnement des actionneurs 'stick and slip'. La rigidité des pieds en est le paramètre clé.

Le modèle rigide permet une prédiction des fréquences limites de fonctionnement, déterminées par la capacité des pieds à fournir une accélération élevée.

Si les paramètres de simulation proviennent de l'analyse de la réponse indicielle du prototype, les résultats des simulations obtenus avec le modèle flexible sont excellents. Ce modèle permet en outre d'expliquer, et dans une certaine mesure de quantifier, le régime cahotique décelé expérimentalement au-dessus d'une certaine fréquence.

L'étude par les lois de similitude a mis en évidence la dépendance des caractéristiques aux dimensions du système et nous a rendu attentifs à certaines limites de ces actionneurs. Elle laisse aussi entrevoir la possibilité de miniaturisation des actionneurs 'stick and slip'.

Le chapitre 4 est consacré à la description de plusieurs prototypes développés et testés lors de ce travail de thèse. L'étude de l'axe linéaire, qui nous a servi de référence tout au long de ce chapitre, y sera particulièrement détaillée.

4 PROTOTYPES

4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous décrivons plusieurs prototypes de micro-manipulateurs utilisant des actionneurs ‘stick and slip’. Nous étudions en détail l’axe linéaire à 1 degré de liberté qui nous a servi de référence tout au long du chapitre 3. Nous en analysons sa construction, ses performances et ses limites en boucles ouverte et fermée. Un contrôleur que nous avons développé spécialement pour les actionneurs ‘stick and slip’ est décrit et testé.

Les résultats expérimentaux sont comparés aux simulations des modèles du chapitre 3.

Ensuite, trois micro-robots actionnés par ‘stick and slip’ sont présentés. Le premier a 4 degrés de liberté. Il a servi pour des tests de micro-assemblage. Les deux autres ont 3 degrés de liberté. Ils ont été conçus à partir du concept de structures flexibles monolithiques qui sera introduit au paragraphe 4.4. Ce concept permet de simplifier sensiblement la construction de nos micro-manipulateurs.

Nous verrons aussi une structure parallèle expérimentale à 6 degrés de liberté ainsi qu’un actionneur rotatif intégré dans le porte échantillons d’un AFM.

Nous proposons également dans ce chapitre une autre application du ‘stick and slip’ permettant une réduction active des frottements secs par effet Dither.

Finalement nous décrivons un générateur de signaux en dents de scie simple et bon marché.

La plupart des prototypes ont été réalisés par des étudiants dans le cadre de leurs travaux de semestres ou de diplômes.

4.2 Axe linéaire à 1 degré de liberté

Ce prototype est basé sur un actionneur ‘stick and slip’ à 1 degré de liberté, variante a). C’est -à-dire que ses pieds sont fixés à la base (paragraphe 3.3) [Karamouk 1995].

4.2.1 Objectif

L’axe linéaire nous a servi à la caractérisation des actionneurs ‘stick and slip’. L’axe mobile se déplaçant selon un seul degré de liberté, la mesure de sa position est aisée. On peut modifier la force d’appui pour en étudier l’effet sur le fonctionnement. Le mobile repose sur trois pieds qui peuvent être excités individuellement ou ensemble. Il est dimensionné de façon à pouvoir travailler aussi verticalement.

4.2.2 Construction

L'axe linéaire est constitué d'une base sur laquelle sont fixés trois pieds déformables et un aimant permanent. Le mobile repose sur les trois pieds et se déplace selon l'axe X. Un miroir coin cube sert de réflecteur pour la mesure de position par interféromètre (figure 4-1).

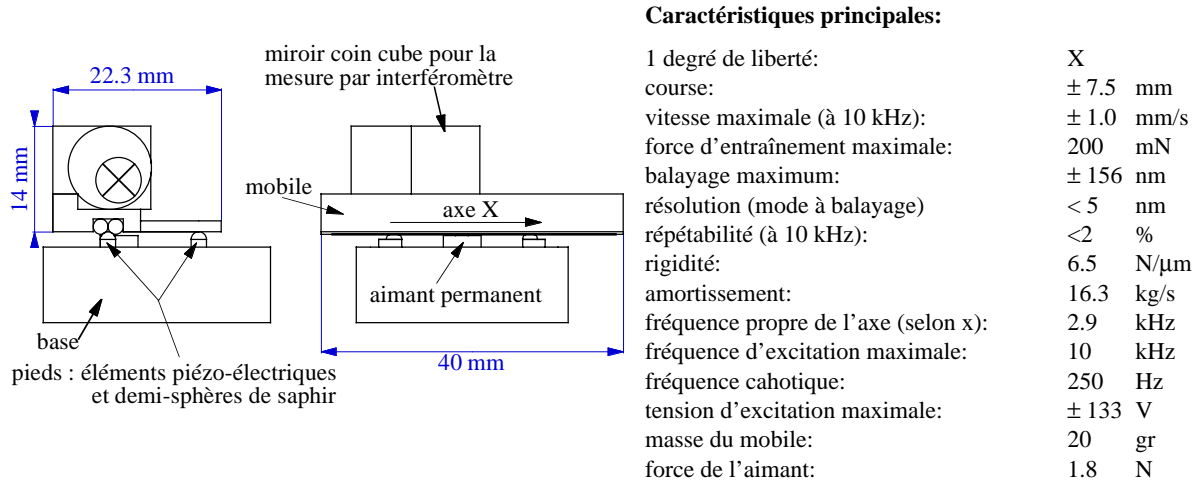


Figure 4-1 Axe linéaire à 1 degré de liberté actionné par 'stick and slip'. Prototype de référence (modèle de référence) de l'étude du chapitre 3.

4.2.2.1 Pieds

Les trois pieds sont identiques. Ils sont composés d'un élément piézo-électrique ($3 \times 2 \times 1$ mm³) travaillant en cisaillement et d'une demi-sphère de saphir de 2 mm de diamètre. L'assemblage est fait par collage. La déformation maximale selon X est de ± 156 nm pour une tension de ± 132 V. Les éléments piézo-électriques sont alimentés d'un côté par la base qui sert de masse

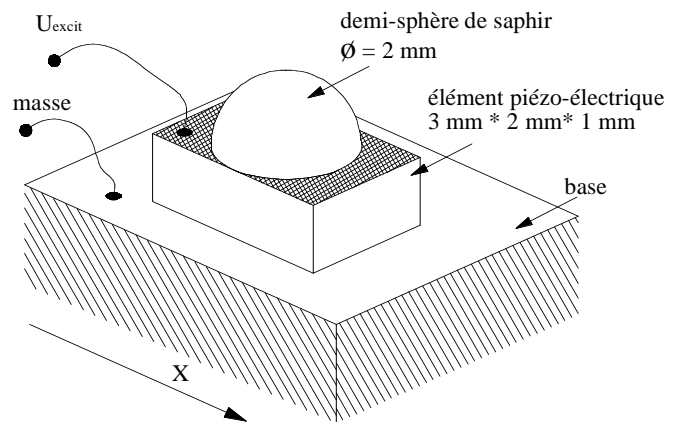


Figure 4-2 Pied déformable par élément piézo-électrique de cisaillement.

électrique -le contact entre la base et les pieds étant obtenu par l'utilisation d'une colle époxy chargée de particules d'argent (colle de contact)- et de l'autre côté par un fil fin isolé par de la laque époxy.

4.2.2.2 Guidages

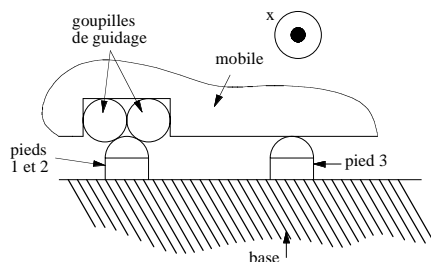


Figure 4-3 Système de guidage à 5 points de contact.

Les actionneurs ‘stick and slip’ permettent de combiner les fonctions de guidage et d’entraînement. Ici le guidage du mobile est assuré directement par les trois pieds déformables. Les demi-sphères de saphir des pieds 1 et 2 de la figure 4-3 s’engagent entre deux goupilles lisses fixées au mobile. On obtient quatre points de contact, bloquant ainsi quatre degrés de li-

berté. Le troisième pied assure le cinquième point de contact qui empêche le mobile de tourner autour de l’axe X.

4.2.2.3 Système de charge

Pour que l’axe puisse travailler verticalement il est indispensable d’avoir une force d’appui autre que la gravité. Le système utilisé ici est un aimant permanent dont on peut régler l’entrefer.

Cette solution a été retenue pour sa simplicité et son efficacité. Tant que l’axe est assez long pour que les effets magnétiques de bords soient négligeables, la force magnétique est parfaitement perpendiculaire au mouvement du mobile. Ce système n’engendre pas d’hyperstatisme. Il offre en outre l’avantage d’un effet d’amortissement des vibrations par courant de Foucault.

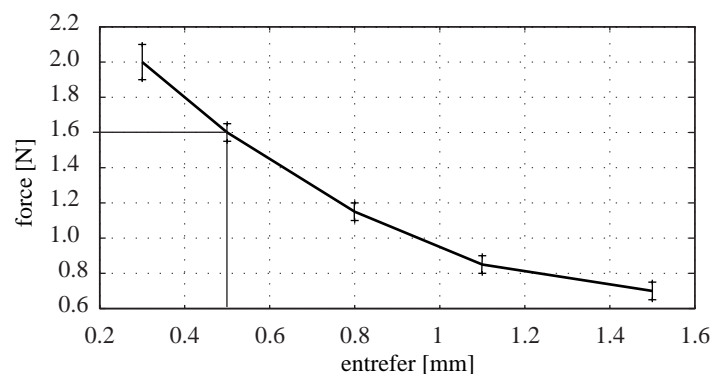


Figure 4-4 Force due à l’aimant en fonction de l’entrefer.

4.2.2.4 Pression de contact

La géométrie de l’actionneur fait que chaque pied supporte approximativement un tiers de la force d’appui totale F_c . La force en chaque point de contact vaut:

$$F_{pr} = \frac{F_c}{2 \cdot 3} \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \cong 0.34N \quad (\text{équation 4-1})$$

où β est l’angle formé entre la verticale et la ligne d’appui (figure 4-5). Dans notre cas β vaut 30° .

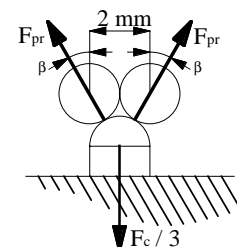


Figure 4-5 Géométrie de l’interface de contact (pieds 1 et 2).

Pour simplifier nous ferons l'hypothèse que nous sommes en présence d'un contact d'une bille avec un plan¹. Ainsi, la pression de contact maximale, p_m , se calcule selon [Neal 1973]:

$$p_m = 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{pr} \cdot E'^2}{R^2}} \quad (\text{équation 4-2})$$

où E' est le module de Young équivalent calculé précédemment (équation 3-38) et R le rayon de la bille. Pour le modèle de référence on obtient une pression de contact de 1'200 N/mm².

C'est une pression très élevée. Selon [Clavel 1987], elle ne devrait pas dépasser 30% de la dureté Brinell (HB). Même en utilisant des aciers d'amélioration nous devons nous attendre à une usure rapide de l'interface de contact. Le prototype utilise des axes en acier². La dureté Rockwell donnée par le fabricant est de 64 HRC, correspondant approximativement à une dureté Brinell de 850 HB.

Sur la figure 4-6 nous voyons l'évolution de la pression, p_m , et du rayon du cercle de contact, a , en fonction du rayon de la bille (équations 4-2, respectivement 3-37).

Nous avons aussi tracé la variation de la distance limite avant glissement

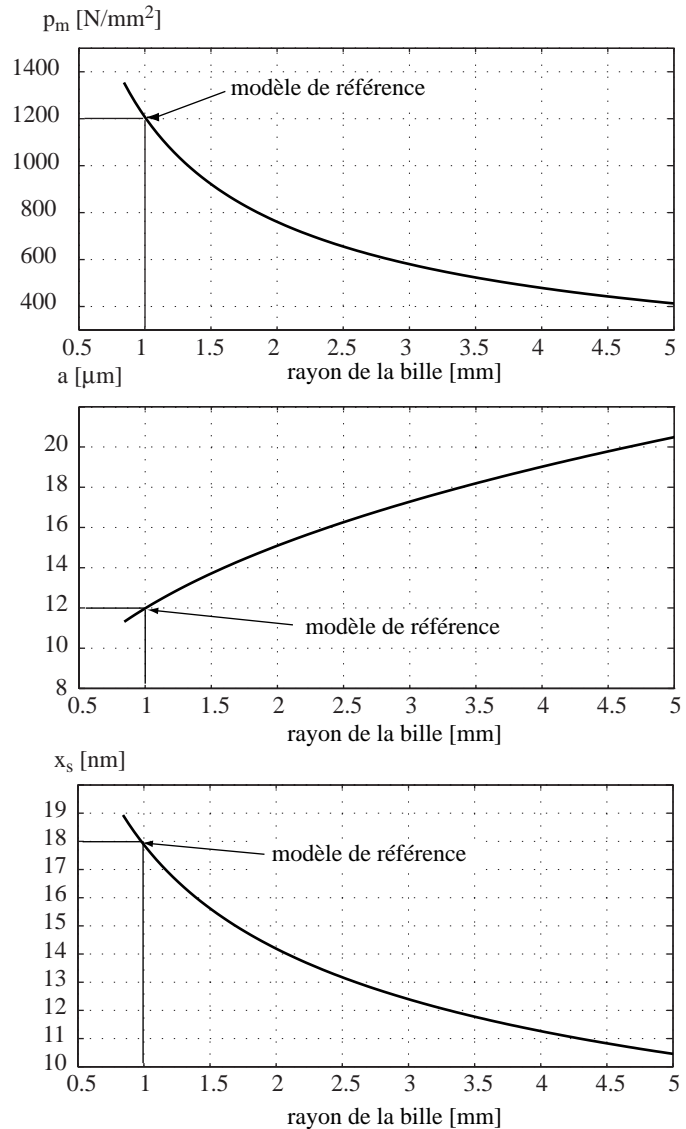


Figure 4-6 Evolution de la pression de contact, p_m , du rayon du cercle de contact, a , et de la déformation limite avant glissement, x_s , en fonction du rayon de la bille.

1. Le calcul de la pression pour une bille en contact avec un cylindre, calculée selon [Flamand 1978] donne 1'240 N/mm² (au lieu de 1'200 N/mm² obtenu avec l'équation 4-2). Il n'y a pas de solution analytique directe à ce problème, aussi avons-nous fait l'hypothèse, au vu du résultat ci-dessus, que nous étions en présence d'un contact entre une bille et un plan, qui est beaucoup plus simple à calculer.
2. AC DIN 1.350.05 (100 Cr 6).

sement, x_s , définie au paragraphe 3.6.4.1.

Nous verrons dans les conclusions (paragraphe 5.3.1) plusieurs propositions d'améliorations de l'interface de contact.

4.2.3 Amplificateur haute tension

Pour exciter les éléments piézo-électriques à ± 150 V nous avons développé des amplificateurs de tension basés sur des amplificateurs opérationnels APEX de type PA84 A. Le circuit retenu est un montage non-inverseur conventionnel de gain 50 approximativement. Le 'slewrate'¹ est d'environ 100 V/ μ s avec une charge de 3 éléments piézo-électriques, représentant une capacité globale d'environ 300 pF [Rebmann 1995].

Ces amplificateurs peuvent fournir un courant de pointe de 40 mA. La tension maximale en sortie, avec une alimentation de ± 150 V est de ± 133 V.

4.2.4 Bancs d'essai

Le banc d'essai décrit à la figure 4-8 permet de caractériser l'axe linéaire en boucle ouverte. Pour les essais en boucle fermée, un régulateur a été implémenté sur une carte à micro-processeur (paragraphe 4.2.7).

4.2.5 Système de mesure de position

Nous utilisons un interféromètre laser ayant une résolution de mesure de 10 nm. Un réflecteur en forme de coin cube compense les erreurs angulaires par sa double réflexion. Ce système offre en outre l'avantage de multiplier par deux la résolution de mesure. En effet, si le réflecteur se déplace de Δx , la longueur du parcours optique du faisceau s'allongera, lui, de $2 \cdot \Delta x$ (figure 4-7). La résolution est ainsi de 5 nm.

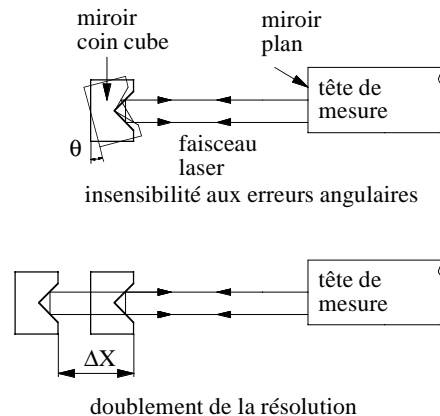


Figure 4-7 Système de réflecteur coin cube.

Le système de mesure permet de lire la position de quatre manières différentes:

- 1) lecture directe sur l'affichage du boîtier de l'interféromètre;
- 2) lecture par PC en utilisant une interface parallèle de type GPIB. Le temps d'échantillonnage est dans ce cas d'environ 100 à 200 ms;

1. Le 'slewrate' est le gradient de tension par rapport au temps que peut fournir l'amplificateur à la charge. Il est généralement donné en V/ μ s.

- 3) lecture par PC en utilisant l'interface dédiée du boîtier de l'interféromètre ('User Port'), permettant des périodes d'échantillonnage de 15 μ s;
- 4) mesure des signaux 'sin' et 'cos' des photodétecteurs par un oscilloscope digital, puis analyse et traitement par PC pour en déduire la position. La fréquence d'échantillonnage est dans ce cas limitée uniquement par celle de l'oscilloscope. Par contre, cette mesure ne se fait pas en temps réel, le traitement des signaux se faisant après leur acquisition.

Suivant les cas on utilisera l'une ou l'autre de ces solutions. Par exemple, le 'User Port' est utilisé pour le système en boucle fermée, alors que l'acquisition par oscilloscope permet l'analyse détaillée du mouvement du mobile, ou des pieds.

4.2.6 Banc d'essai de développement

L'axe de l'actionneur et le capteur de l'interféromètre sont proches l'un de l'autre et fixés rigidement sur un bloc métallique d'environ 5 Kg. La boucle de mesure est minimale et une excellente immunité aux vibrations est obtenue. Le banc d'essai peut être posé directement sur une table de laboratoire. Le bruit de mesure lié à des vibrations normales pour un tel environnement est de l'ordre de 5 nm (comparable à la résolution de l'interféromètre).

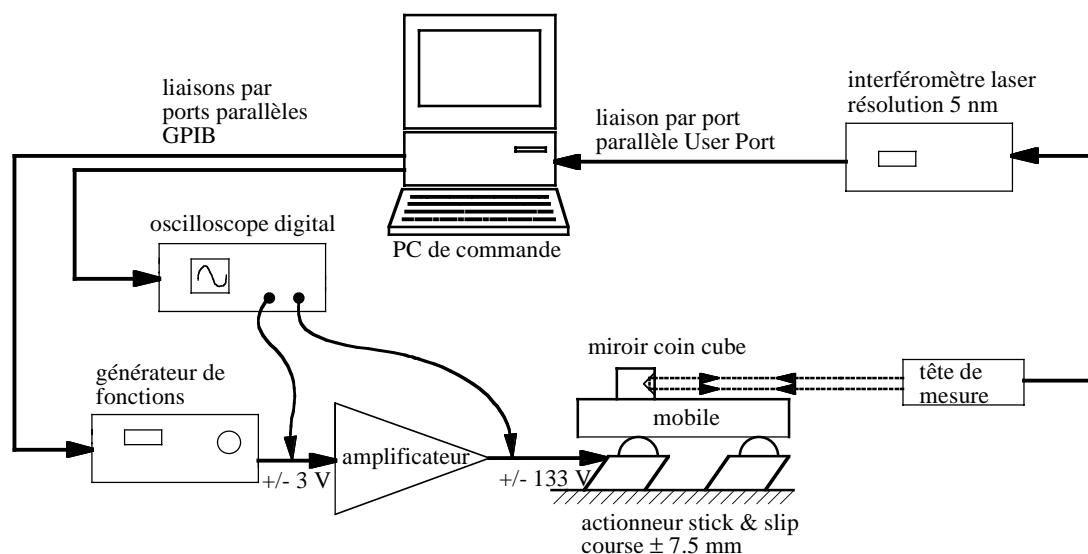


Figure 4-8 Banc d'essai de l'axe linéaire pour la caractérisation en boucle ouverte.

Un générateur de fonctions aléatoires, connecté au PC par liaison GPIB, fournit les signaux d'excitation désirés. On peut définir, entre autres, l'amplitude, la fréquence ou encore le nombre de cycles à générer. La tension de sortie du générateur est amplifiée à environ ± 150 V pour exciter les piézo-électriques.

Le PC permet aussi de lire la position du mobile et de piloter un oscilloscope digital.

Ce banc de mesure a été essentiellement utilisé pour la caractérisation du prototype en bou-

cle ouverte¹.

4.2.7 Implémentation sur carte à micro-contrôleur

Le système décrit au paragraphe précédent ne permet pas de travailler en temps réel. Les liaisons par GPIB, l'utilisation d'applications travaillant sur Windows 95 et du générateur de fonctions limitent la période d'échantillonnage à environ 0.5 s.

Nous avons donc implémenté un régulateur sur une carte processeur basée sur le micro-contrôleur MC68331 de Motorola [Schläfli 1996].

Les fonctions principales de cette carte sont:

- 1) lecture de la position du mobile par le 'User Port' de l'interféromètre;
- 2) génération du signal en dents de scie;
- 3) régulateur de position de type proportionnel dérivateur;
- 4) mise en mémoire d'une trajectoire pour analyse ultérieure;
- 5) communication par liaison série de type RS 232 avec le PC.

La période d'échantillonnage minimale est 85 μ s.

Le PC permet de changer la valeur de consigne de position, de lire les trajectoires enregistrées et de modifier les paramètres du régulateur.

4.2.7.1 Régulateur de position

Les actionneurs 'stick and slip' ont deux modes de fonctionnement: le mode pas à pas et le mode balayage.

La première idée qui vient pour réaliser un régulateur de position est de générer le nombre de pas nécessaire pour atteindre la position désirée, puis, lorsque l'erreur de position est inférieure à un pas, de commuter le système sur le mode balayage. Cette solution fonctionne, mais est peu élégante. De plus, il est toujours délicat dans un système réglé de commuter d'un mode de fonctionnement à un autre.

Nous proposons ici une solution originale, simple et nettement plus performante.

Imaginons que nos éléments piézo-électriques puissent se déformer infiniment et que nous puissions leur appliquer une tension quelconque. Dans ce cas, le régulateur deviendrait très simple, il suffirait de calculer la tension nécessaire pour atteindre la position désirée. Naturellement de tels éléments piézo-électriques n'existent pas. Aussi, au lieu de générer directement une tension, allons-nous générer un signal digital -appelé 'clock' par la suite- dont la fréquence est proportionnelle à l'erreur de position. Le 'clock' incrémente -ou décrémente suivant le signe

1. Analyse des pas, mesures du saut indiciel, répétabilité, vitesse du mobile, etc...

de l'erreur- un compteur de 'n' bits. La valeur numérique de ce dernier est convertie en une tension. En comptant 'modulo n' le compteur génère automatiquement un signal en dents de scie dont l'amplitude est constante, mais dont la fréquence varie avec l'erreur de position. Lorsque cette dernière est suffisamment petite, la fréquence est proche de zéro et un signal continu est généré. Il corrige les dérives et perturbations éventuelles.

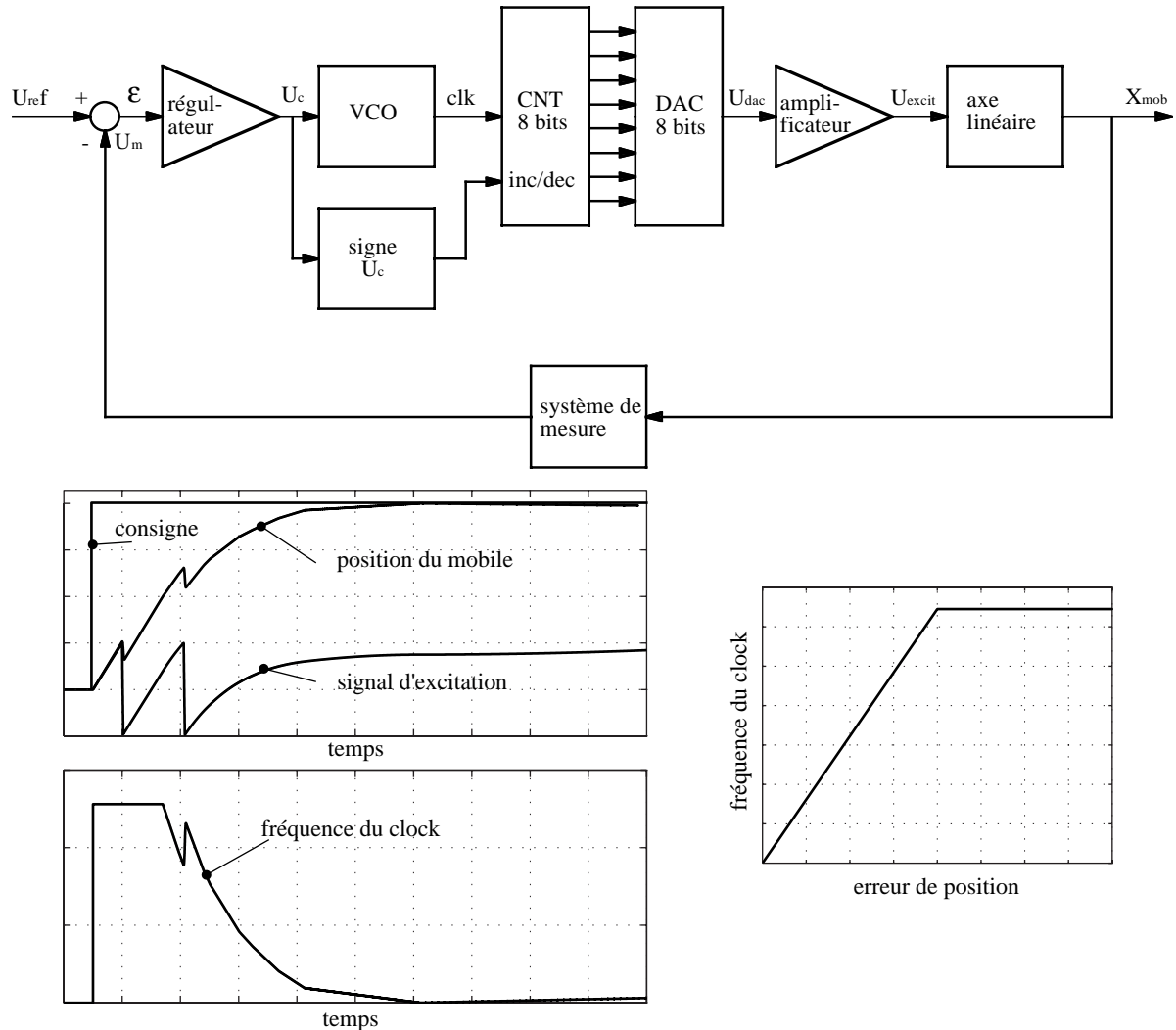


Figure 4-9 Régulateur implémenté sur la carte processeur. En haut, schéma de principe, en bas, principaux signaux générés.

Le signal de commande est soumis à trois exigences:

- i) la quantification doit être suffisamment fine pour permettre d'atteindre la résolution désirée de 5 nm^1 . La déformation maximale des pieds étant de 312 nm il faut au minimum 6 bits au convertisseur digital-analogique ($312/5 \approx 64 = 2^6$). Nous avons choisi un convertisseur à 8 bits. La résolution théorique électrique est donc d'environ 1.2 nm ;

1. Il est inutile d'avoir une résolution inférieure à celle de la mesure.

- ii) la fréquence du ‘clock’ doit permettre une vitesse d’environ 1.5 mm/s. Avec 8 bits, elle devra être de $f_{clk} = \frac{1.5mm/s}{1.2nm/s} \cong 1.25MHz$. La fréquence maximale du signal en dents de scie sera d’environ 5 kHz (*soit* $\approx 1.25MHz/256$);
- iii) le ‘slewrate’ du convertisseur digital-analogique doit être supérieur à 100 V/ μ s pour ne pas détériorer les flancs rapides du signal d’excitation.

4.2.7.2 Analyse de la boucle d’asservissement

Avec le principe décrit précédemment, le fonctionnement de l’actionneur ‘stick and slip’ est totalement transparent pour le régulateur¹. En négligeant les effets de quantification du DAC et en faisant l’hypothèse que la fréquence d’échantillonnage est négligeable par rapport aux constantes de temps du système, on peut utiliser les outils classiques d’analyse de la boucle de réglage. L’équation en asservissement du système avec un régulateur proportionnel dérivateur est (figure 4-10):

$$X_{mob} = \frac{(C \cdot G_A \cdot g) + s \cdot (C \cdot G_A \cdot d)}{(C \cdot G_A \cdot g) + s \cdot (1 + C \cdot G_A \cdot d)} \cdot X_c \quad (\text{équation 4-3})$$

où X_{mob} et X_c sont respectivement la position du mobile et la valeur de consigne. g et d sont les paramètres du régulateur. $G_A \cong 44$ est la gain de l’amplificateur et $C = 312/266 \cong 1.17nm/V$ le rapport entre l’amplitude de déformation des pieds et la tension appliquée.

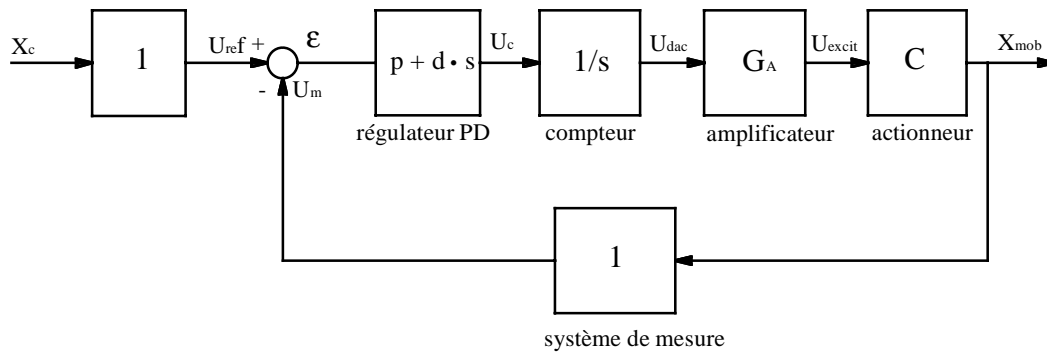


Figure 4-10 Boucle d’asservissement de l’axe linéaire avec un régulateur PD.

On peut montrer facilement à partir de l’équation 4-3 que l’erreur permanente, ou statisme, est nulle:

$$\varepsilon_{\infty} = \lim_{s \rightarrow 0} (X_{mob} - X_c) = 0 \quad (\text{équation 4-4})$$

Il n’y a pas de statisme, l’erreur tend à s’annuler avec le temps. Le régulateur ne nécessite pas un terme intégrateur.

1. La génération du signal en dents de scie, ainsi que la commutation du mode pas à pas au mode balayage sont intrinsèques au système.

4.2.8 Résultats expérimentaux

Nous allons maintenant étudier quelques résultats expérimentaux. Pour commencer nous étudierons le comportement de l'actionneur en boucle ouverte. Ensuite nous verrons ses performances en boucle fermée avec le régulateur décrit au paragraphe 4.2.7.

Plusieurs paramètres influencent le fonctionnement des actionneurs 'stick and slip'. Sauf mention contraire, toutes les mesures ont été effectuées pour des mouvements horizontaux, dans la direction positive, l'axe au milieu de son parcours.

4.2.8.1 Saut indiciel

Nous avons vu au chapitre 3 que l'analyse du saut indiciel est riche en informations. Nous ne reviendrons pas sur les aspects déjà étudiés.

Nous avons mesuré la réponse du mobile à un saut indiciel. Le déplacement moyen, \bar{s} , sur 50 mesures est de:

$$\bar{s} = 130nm \pm 30nm$$

avec un écart type de 22 nm.

Selon les simulations de la figure figure 3-16 cela correspond à un coefficient de frottement dynamique compris approximativement entre $0.25 \leq \mu_d \leq 0.35$.

μ_d a été déterminé en fonction du saut indiciel moyen. On aurait aussi pu le faire en comparant les déplacements simulé et mesuré de l'actionneur 'stick and slip' excité par un signal en dents de scie. La première solution a été préférée car elle permet de tirer tous les paramètres nécessaires au modèle à partir d'un seul type de mesure. Naturellement ces deux approches sont complémentaires, un ajustement fin avec la seconde méthode peut être utile.

4.2.8.2 Vitesse en fonction de la fréquence et de l'amplitude d'excitation

Nous avons mesuré la vitesse du mobile en fonction de la fréquence et de l'amplitude de l'excitation (figure 4-11).

Jusqu'à 2 kHz, la vitesse croît linéairement avec la fréquence. On calcule les pentes moyennes pour chaque tension d'excitation. On obtient ainsi la relation liant l'amplitudes des pas, A_p , à la tension d'excitation, U_{exc} :

$$A_p = 1.89 \cdot 10^{-3} \cdot U_{exc}^2 + 0.18 \cdot U_{exc} - 5.9 \quad [\text{nm}] \quad (\text{équation 4-5})$$

où U_{exc} est en volt.

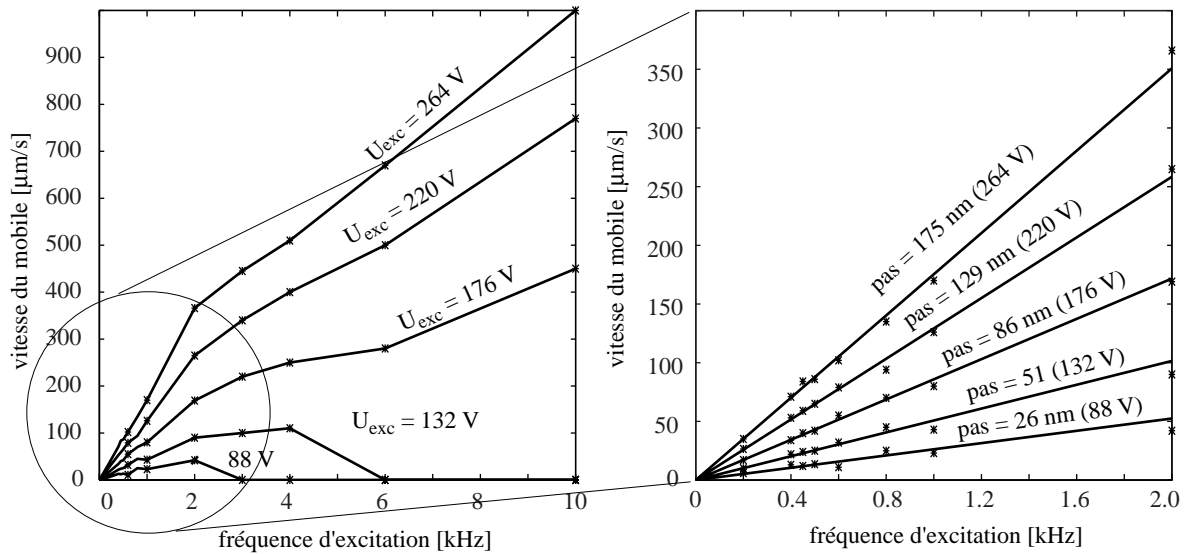


Figure 4-11 Vitesse du mobile en fonction de la fréquence et de l'amplitude de l'excitation. Agrandissement du graphe pour $f \leq 2 \text{ kHz}$.

La figure 4-12 représente la relation 4-5 en comparaison avec le modèle flexible. Les simulations prédisent relativement fidèlement le comportement non-linéaire par rapport à U_{exc} du système réel.

Pour une excitation $U_{exc} \leq 25 \text{ V}$ le mobile ne se déplace plus. Cette tension correspond à une amplitude du mouvement des pieds d'environ 30 nm. On se rappelle qu'au paragraphe 3.6.4.1 nous avons déterminé la déformation limite avant glissement, $x_s = 18 \text{ nm}$ (équation 3-39). Au-dessous d'une certaine limite, le mouvement des pieds est absorbé en grande partie par la flexibilité de l'interface de contact. Ceci met en évidence, une fois encore, l'importance de la rigidité des pieds.

Finalement on déduit la relation

liant la vitesse du mobile à la fréquence et à l'amplitude d'excitation, valable pour $f \leq 2 \text{ kHz}$:

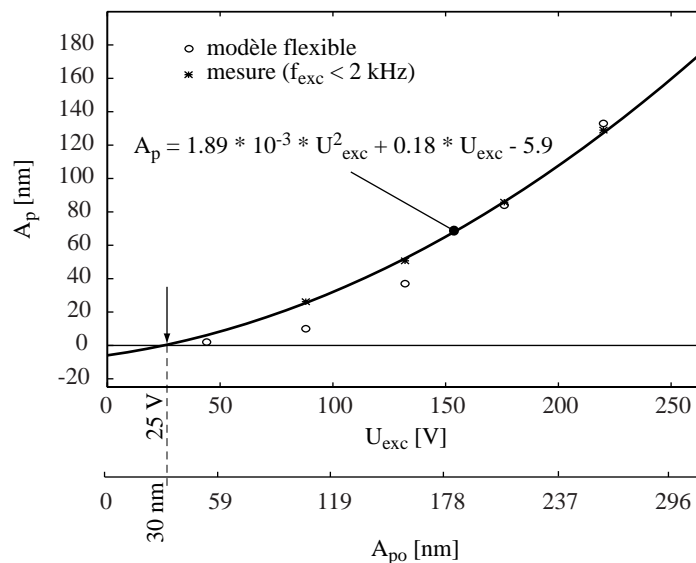


Figure 4-12 Amplitude des pas, A_p , en fonction de la tension d'excitation, U_{exc} . Comparaison avec le modèle flexible.

Le second axe des abscisses fait correspondre à la tension d'excitation l'amplitude de déformation statique des pieds A_{po} .

$$V_{mob} = (1.89 \cdot 10^{-3} \cdot U_{exc}^2 + 0.18 \cdot U_{exc} - 5.9) \cdot f \quad [\mu\text{m/s}] \quad (\text{équation 4-6})$$

où f est la fréquence d'excitation exprimée en kHz.

La vitesse du mobile croît plus lentement au-dessus de 2 kHz. Elle peut même diminuer et s'annuler lorsque la tension d'excitation est inférieure à 130 V (figure 4-11).

4.2.8.3 Comparaison des modèles rigide et flexible avec la mesure

La figure 4-13 donne la vitesse et l'amplitude des pas du mobile en fonction de la fréquence d'excitation (tension maximale $U_{exc}=264$ V).

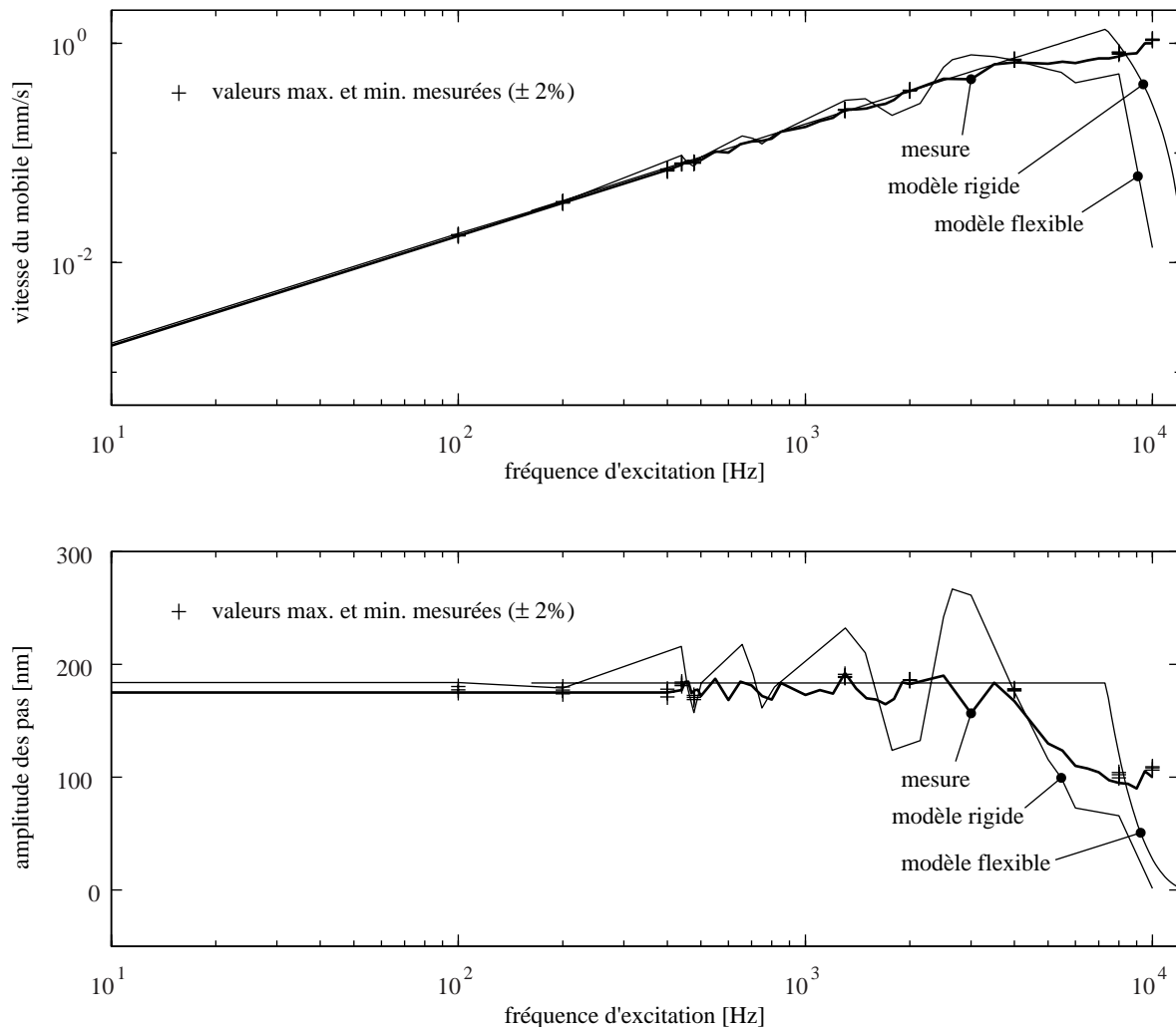


Figure 4-13 Vitesse et amplitude des pas du mobile en fonction de la fréquence d'excitation. Comparaison des modèles rigide et flexible avec la mesure.

La simulation prédit un régime caotique nettement plus intense que celui mesuré. Cette différence provient de non-linéarités, difficiles à modéliser, qui amortissent rapidement les grandes oscillations de vitesse. Le modèle prédit assez fidèlement les fréquences pour lesquelles l'amplitude des pas est perturbée, ainsi que le début du régime caotique.

Remarquons encore que la figure 4-13 correspond à la moyenne de dix mesures (trait gras)

dont on a représenté par des croix les valeurs minimales et maximales. L'écart par rapport à la moyenne est de l'ordre de $\pm 2\%$, il est donc difficile de les distinguer sur les graphes.

4.2.8.4 Précision en boucle ouverte

Plusieurs paramètres vont influencer la précision de l'actionneur en boucle ouverte¹. Ce paragraphe traite des plus importants.

Variation de la vitesse en fonction de la position du mobile:

L'axe linéaire a une course maximale de ± 7.5 mm. La vitesse passe par un minimum au milieu du parcours (figure 4-14a). L'écart de vitesse n'est pas mesurable pour des fréquences inférieures à 200 Hz. Jusqu'à 8 kHz, il reste au-dessous de 6%. Par contre, il est proche de 20% à 10 kHz.

Cette variation de vitesse est due au système de charge par aimant permanent dont l'effet de bord est non négligeable aux extrémités du parcours. L'axe a tendance à se centrer sur l'aimant. (figure 4-14b). Notons que si on limite la course à ± 2 mm, l'écart de vitesse n'est plus mesurable, même aux hautes fréquences.

On peut optimiser la course de l'axe tout en minimisant l'encombrement de l'actionneur en utilisant un aimant de plus petit diamètre² et/ou modifiant la géométrie de l'axe comme montré sur la figure 4-14b. L'aimant peut aussi être attaché à l'axe au lieu d'être fixé sur la base. Toutes ces solutions ont été appliquées à l'axe vertical du paragraphe 4.3.2.2.

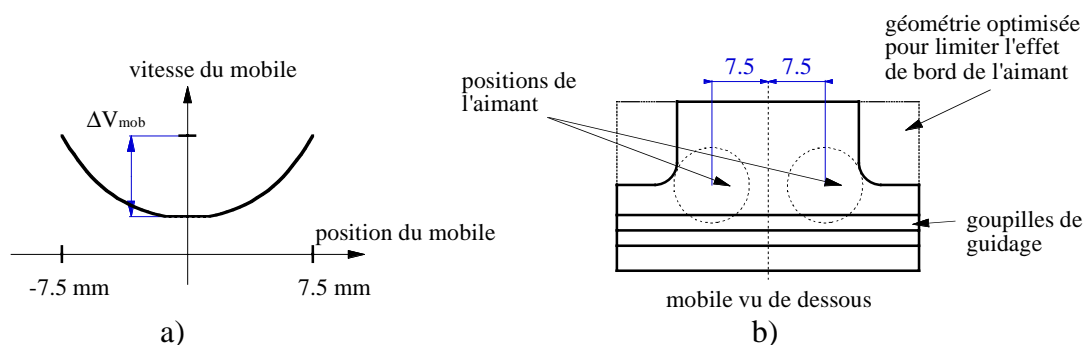


Figure 4-14 a) profil typique de vitesse le long du parcours, b) géométrie du mobile.

1. C'est-à-dire sans mesure de position.
2. En utilisant un aimant en terres rares au lieu de l'aimant ferrite actuellement utilisé dans le prototype on peut maintenir la même force d'appui.

Écart de vitesse selon la direction du mouvement:

En fonctionnement horizontal on constate que la vitesse, donc aussi l'amplitude des pas, n'est pas la même dans les deux directions. La différence, en termes absolus, est peu dépendante de la fréquence ou de l'amplitude d'excitation (figure 4-15). Elle s'explique en partie par une asymétrie de l'amplificateur de tension, qui présente une constante de temps électrique de $2,3 \mu\text{s}$ dans le sens positif et de $4 \mu\text{s}$ dans le sens négatif. Selon les simulations illustrées par la figure 3-26, cette différence de constante de temps correspond à une différence de pas de 5 nm environ. L'écart de pas mesuré est, quant à lui, compris entre 15 et 25 nm , il faut donc chercher une cause complémentaire à cette différence, qui pourrait être la dépendance de la vitesse à la position du mobile.

En effet, lorsque le mobile s'approche de la position centrale, la vitesse diminue, alors que c'est l'inverse lorsqu'il s'en éloigne. Donc pour s'affranchir de cet effet il faudrait que le mobile se déplace sur un parcours parfaitement centré sur sa position neutre. Cette mesure est donc délicate et peu précise

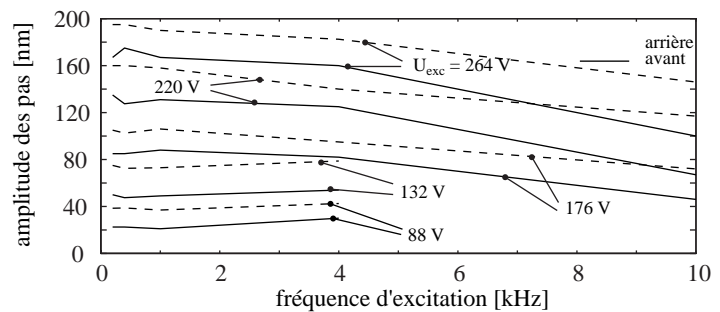


Figure 4-15 Comparaison de l'amplitude des pas en fonction de la direction, de la fréquence et l'amplitude d'excitation.

Influence de la pente:

La force de gravité a une influence importante sur la vitesse du mobile. La figure 4-16 compare les vitesses horizontale et verticale en fonction de la fréquence pour la tension d'excitation maximale (264 V). La différence de vitesse relative reste environ constante (environ 80%) jusqu'à 3 kHz . Ensuite elle croît fortement.

Cet écart inclut la différence de vitesse en fonction de la direction du mouvement (voir ci-dessus). En réalité, si l'actionneur était symétrique, la différence de vitesse entre la montée et la descente serait plus petite (la descente correspondant à la direction donnant la vitesse la plus élevée), soit environ 60% .

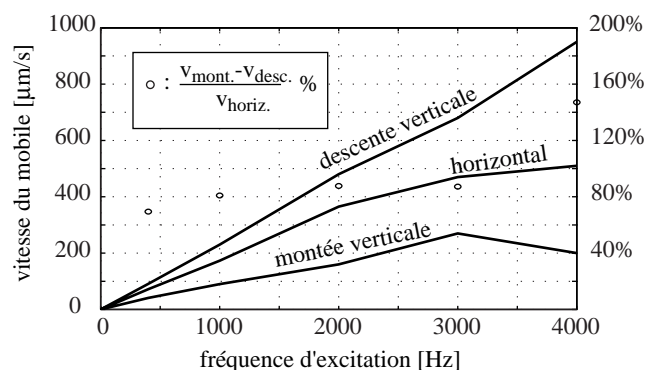


Figure 4-16 Comparaison des vitesses horizontale et verticale en fonction de la fréquence ($U_{exc} = 264 \text{ V}$).

Répétabilité sur de longs déplacements:

On étudie la précision du déplacement de l'actionneur pour différentes fréquences et tensions d'excitation. Tous les déplacements s'effectuent dans le même sens, le point de départ étant toujours identique. Les mouvements comptent au minimum 200 pas et ont une durée de 2 secondes.

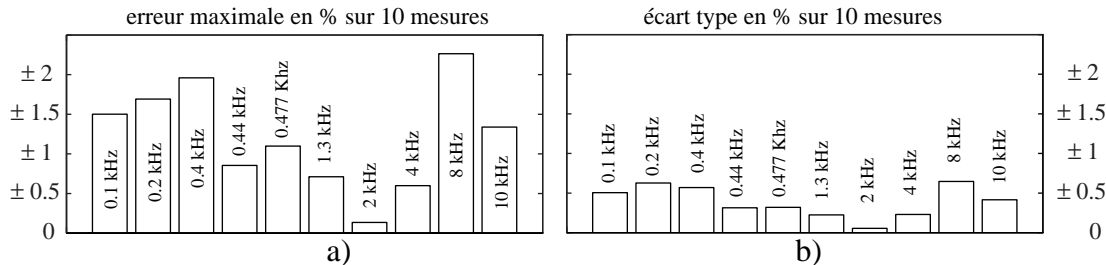


Figure 4-17 Influence de la fréquence d'excitation sur la répétabilité. $U_{exc} = 264$ V: a) erreur maximale et b) écart type sur 10 mesures en % de la position moyenne.

Dans la première mesure, nous avons cherché à mettre en évidence l'influence de la fréquence d'excitation sur la précision de l'actionneur. La figure 4-17a montre l'écart maximum par rapport à la valeur moyenne sur dix mesures, ceci pour 10 fréquences différentes:

$$\varepsilon_{max} = \pm 100 \cdot \frac{X_{max} - X_{min}}{X_{moyen}} \quad \% \quad (\text{équation 4-7})$$

où X représente le déplacement mesuré du mobile.

On a aussi représenté l'écart type en % du déplacement moyen (figure 4-17b).

Il n'y a pas de corrélation entre répétabilité et fréquence d'excitation. Elle reste inférieure à ± 2 %. L'écart type est à peine supérieur à ± 0.5 %.

La répétabilité semble relativement bonne, il faut toutefois être conscient qu'elle a été mesurée dans des conditions idéales. Nous avons vu précédemment que plusieurs paramètres influencent sensiblement l'actionneur telles que la pente, la direction ou encore la position. Rappelons que l'influence de ces paramètres dépend, elle, de la fréquence d'excitation.

La seconde mesure permet de mettre en évidence l'effet de la tension d'excitation sur la répétabilité (figure 4-18). Lorsque celle-ci est inférieure à 176 V, l'erreur croît considérablement (jusqu'à ± 7 %). Ces mesures sont effectuées dans les mêmes conditions que précédemment.

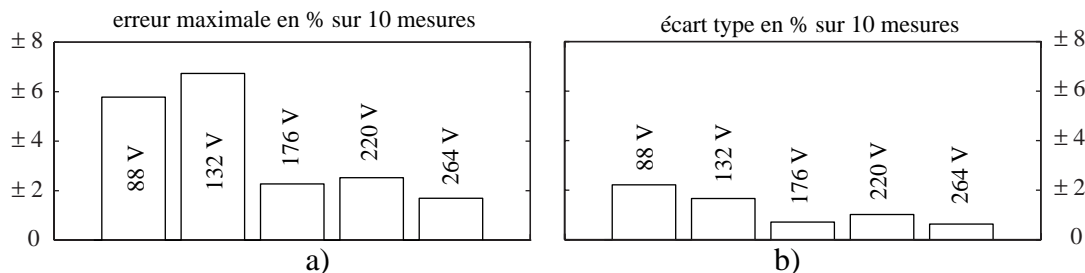


Figure 4-18 Influence de la tension d'excitation sur la répétabilité. $f_{exc} = 400$ Hz: a) erreur maximale et b) écart type sur 10 mesures en % de la position moyenne.

4.2.8.5 Excitations déphasées

Nous avons vu au paragraphe 3.7.4.7 qu'une excitation à plusieurs phases décalées dans le temps permet d'améliorer le mouvement du mobile en évitant d'avoir un recul simultané des pieds. Nous avons testé cette solution expérimentalement avec deux phases à 180° (figure 4-19). L'axe linéaire ayant trois pieds, nous avons alimenté les pieds 1 et 3 avec la première phase et le pied 2 avec la seconde (figure 4-3). Le saut en arrière du mobile est sensiblement réduit. Le recul du pied 2 n'est même plus perceptible.

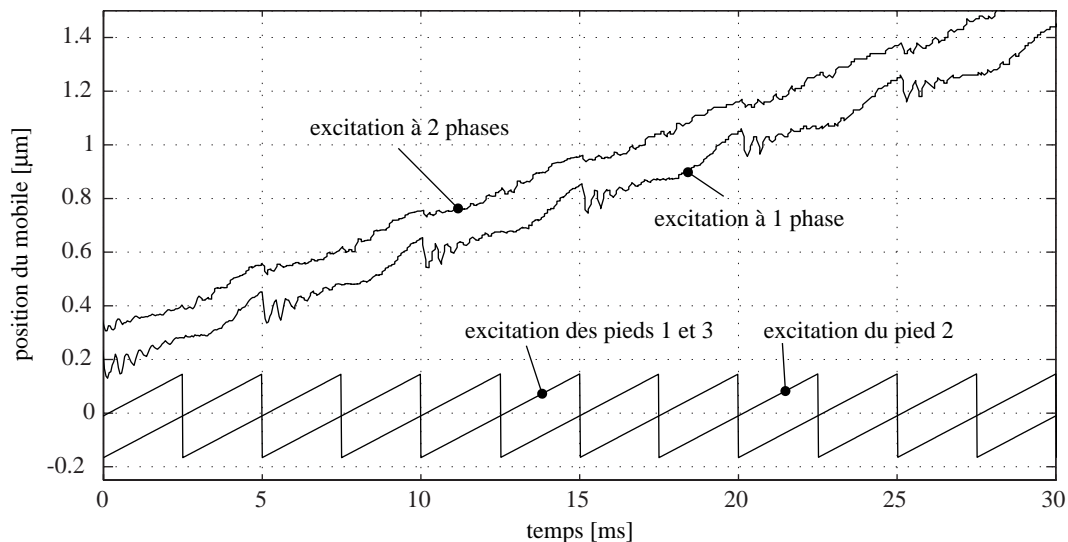


Figure 4-19 Comparaison du mouvement de l'axe linéaire excité par 1 ou 2 phases ($U_{exc}=264V$).

4.2.8.6 Performances en boucle fermée

Maintenant nous allons étudier la précision du système en boucle fermée. Le principe du régulateur implémenté sur carte micro-processeur a été décrit au paragraphe 4.2.7.

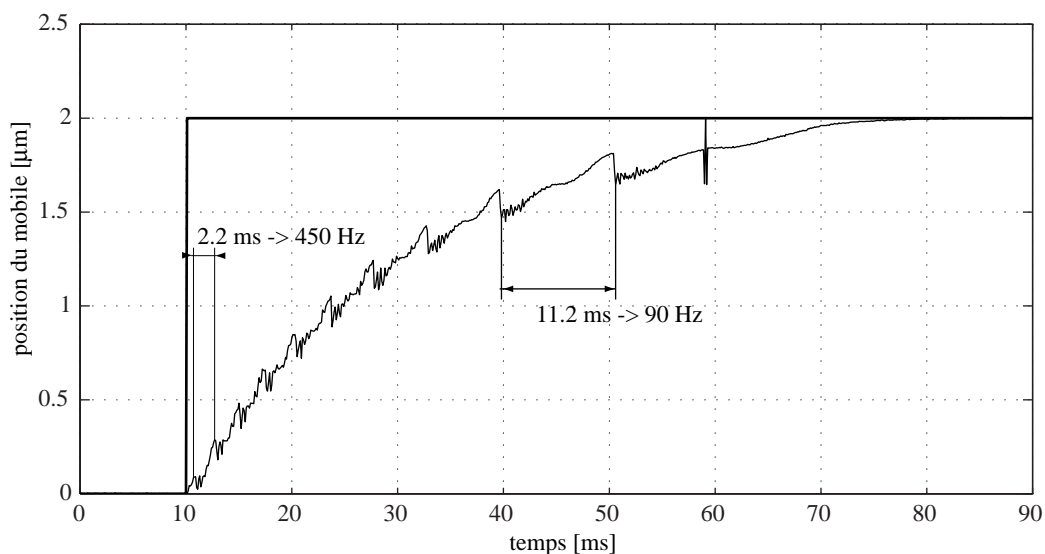


Figure 4-20 Saut de consigne de $2 \mu m$. Le gain proportionnel est volontairement choisi très faible ($p=3$) pour illustrer le fonctionnement du régulateur.

La première mesure est la réponse du système à un saut de consigne de $2\ \mu\text{m}$. Nous avons volontairement choisi un gain proportionnel très bas ($p=3$) pour visualiser le principe de fonctionnement. Le gain du dérivateur est nul ($d=0$). L'actionneur effectue 11 pas (figure 4-20). On voit clairement que la fréquence d'excitation diminue avec l'erreur de position (différence entre les positions de consigne et du mobile). Ensuite, le mobile peut atteindre la position désirée en mode balayage, sans plus effectuer de pas. Il est clair qu'avec un gain si faible, le système est lent. Il lui faut près de 80 ms pour atteindre sa position finale. La fréquence du premier pas est d'environ 450 Hz, alors que celle du dixième est de 90 Hz. Le régulateur est capable de fournir une fréquence proche de 5 kHz.

En optimisant les paramètres du régulateur on réduit le temps de déplacement à environ 6 ms (figure 4-21).

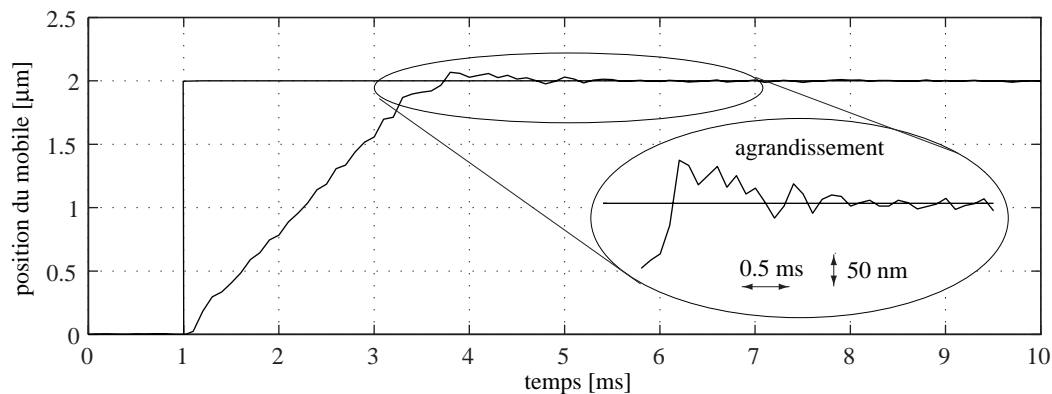


Figure 4-21 Saut de consigne de $2\ \mu\text{m}$. Gain proportionnel $p=90$ et gain du dérivateur $d=90$. La position du système se stabilise à $\pm 10\ \text{nm}$ en moins de 6 ms.

La figure 4-22 montre la réponse du système pour un petit saut de consigne de 50 nm.

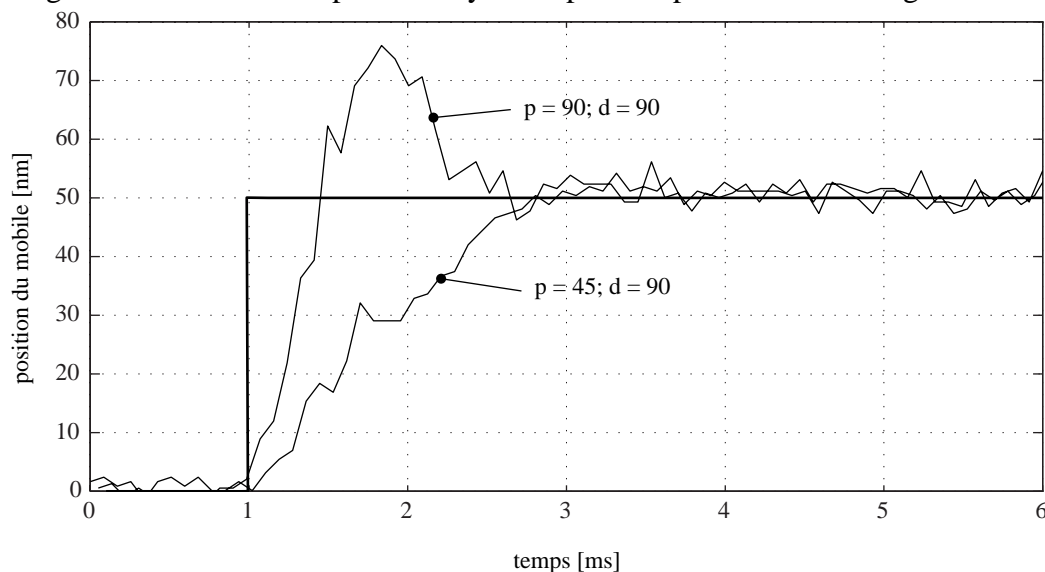


Figure 4-22 Saut de consigne de 50 nm. Comparaison de la réponse pour des gains proportionnels $p=45$ et $p=90$. Le gain dérivateur est dans les deux cas $d=90$.

En adaptant les paramètres du régulateur on peut éviter le dépassement. La position se stabilise en moins de 2 ms.

La figure 4-23 est une excellente illustration de la capacité des actionneurs ‘stick and slip’ à allier grands déplacements à des vitesses élevées de plusieurs millimètres par seconde et résolutions nanométriques.

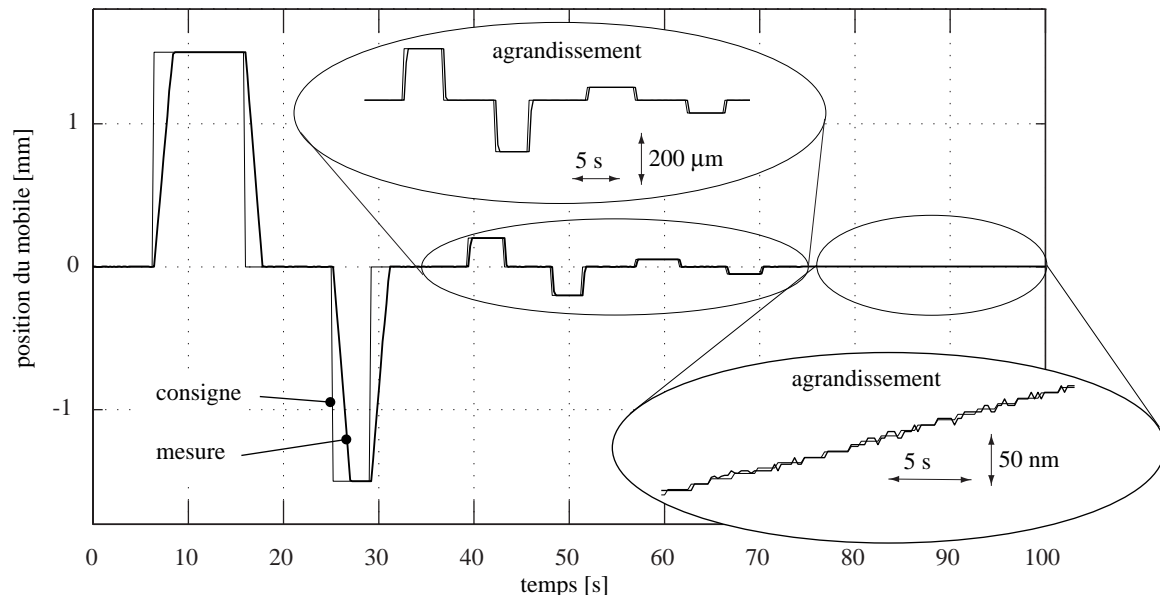


Figure 4-23 Les actionneurs ‘stick and slip’ allient grands déplacements à résolutions nanométriques.

4.2.8.7 Conclusion sur l’axe linéaire

L’axe linéaire nous a permis de valider nos modèles de simulations. L’excellente corrélation entre simulations et résultats expérimentaux confirme la pertinence de la modélisation proposée.

Les simulations ont démontré que la rigidité des pieds est le paramètre le plus important des actionneurs ‘stick and slip’. Le paragraphe 5.3.1 donne quelques pistes à prospecter pour l’améliorer. Ces propositions permettent aussi de réduire la pression de contact aux interfaces pieds-mobile.

En boucle ouverte, la précision de l’axe linéaire est de l’ordre de 2%. Nous avons vu qu’elle est sensible à des facteurs telles que la position de l’axe, la pente, la tension ou la fréquence d’excitation. Plus la rigidité des pieds et la force de contact sont élevées, moins l’actionneur y est sensible.

Les performances extrêmement intéressantes du système en boucle fermée ont été démontrées et le principe de régulateur décrit au paragraphe 4.2.7 s’est avéré très performant. Ce système, d’une extrême simplicité mécanique, permet de garantir un positionnement

nanométrique (actuellement ± 5 nm limité par le système de mesure) sur des courses de plusieurs millimètres parcourues à plus de 1 mm/s (1.2 mm/s, limitée par l'électronique).

4.3 Micro-robot mobile à 4 degrés de liberté

L'origine du développement des actionneurs 'stick and slip' à l'institut de microtechnique de l'EPFL est un travail de diplôme effectué par Alban Meier en 1993 [Meier 1993], sous la direction du Prof. Philippe Renaud. Il s'agissait de développer un système de micro-positionnement à 4 degrés de liberté.

4.3.1 Objectif

Ce développement avait comme objectif de démontrer que des actionneurs 'stick and slip' pouvaient être avantageusement utilisés pour des tâches de micro-assemblage, caractérisées principalement par:

- i) une résolution de quelques nanomètres pour des déplacements de plusieurs millimètres;
- ii) plusieurs degrés de liberté nécessaires (3 à 5 en général);
- iii) une rigidité du système suffisante pour maintenir la position avec la précision voulue en dépit des forces pouvant survenir durant la phase fixation des composants et malgré les perturbations externes telles que les vibrations.

4.3.2 Construction

Nous avons construit quatre prototypes de micro-robots mobiles, tous basés sur le même principe. Deux de ceux-ci font appel au concept des structures flexibles monolithiques (paragraphe 4.4).

Ces micro-robots sont composés d'une plate-forme supportée par trois pieds déformables¹. La plate-forme a trois degrés de liberté, soit deux translations X , Y et une rotation θ_z (figure 4-24). Un quatrième degré de liberté peut être ajouté en montant, par exemple, un axe linéaire sur le dos du robot (figure 4-26).

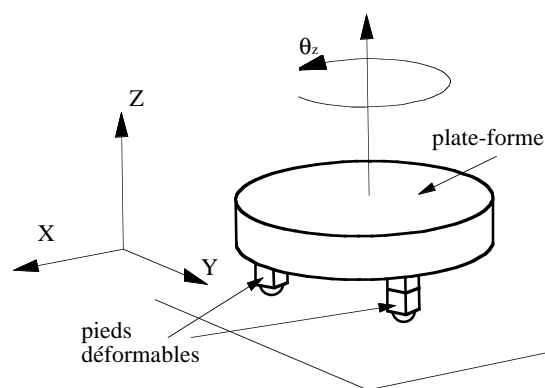


Figure 4-24 Plate-forme de base des micro-robots mobiles.

1. Il s'agit de la variante b) des actionneurs 'stick and slip', comme définie au paragraphe 3.3.

4.3.2.1 Pieds

Les prototypes se distinguent principalement par la construction des leurs pieds.

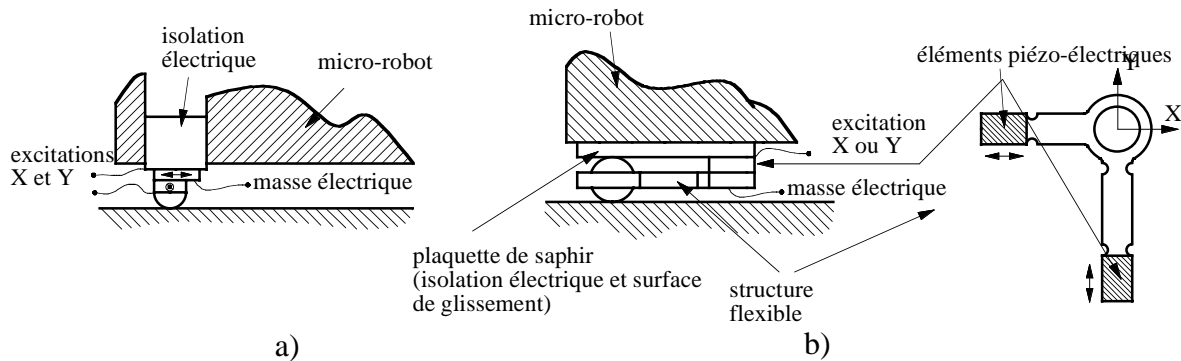


Figure 4-25 Pieds des deux premiers prototypes: a) 1^e prototype, empilement de deux éléments piézo-électriques, b) 2^e prototype, utilisation d'une structure flexible.

Les pieds du premier consistent en un empilement de deux éléments piézo-électriques travaillant en mode de cisaillement et d'une demi-sphère de saphir. Les deux éléments piézo-électriques sont montés orthogonalement de façon à obtenir un mouvement en X et Y de la demi-sphère. Cette construction, très simple, présente l'inconvénient majeur d'être peu rigide. Nous avons vu au chapitre 3 combien cet aspect était important. En outre, l'alignement angulaire à 90° des pieds est délicat.

Dans le second prototype, une sphère est liée aux éléments piézo-électriques par une structure flexible lui permettant des translations selon X et Y. Elle est guidée verticalement par glissement sur une plaquette de saphir. Cette solution est très rigide selon les trois directions X, Y et Z. L'alignement angulaire est donné par la structure flexible, donc sa précision est garantie.

Ce système est un peu plus complexe que le précédent. Chaque pied demande 5 pièces (au lieu de 4). De plus, il y a un frottement entre la bille et la plaquette de saphir qui n'existe pas dans le premier cas. Ces deux inconvénients sont toutefois mineurs par rapport au gain en rigidité obtenu.

Nous verrons au paragraphe 4.4 deux autres solutions pour les pieds qui permettent une simplification importante du système et de son assemblage.

4.3.2.2 Axe vertical

Le quatrième degré de liberté est un axe linéaire, vertical, monté sur la plate-forme du robot. Il a une course totale d'environ 1 mm [Mericio 1996]. Il supporte la micro-pince décrite au paragraphe 4.3.2.3.

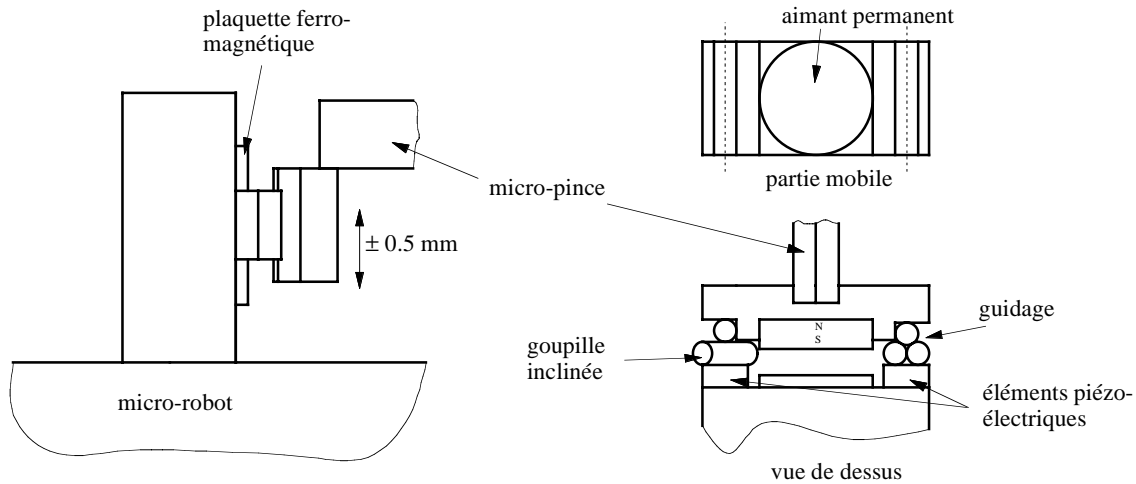


Figure 4-26 Axe vertical fixé sur le micro-robot [Mericio 1996]. Course 1 mm.

Le guidage est donné par trois goupilles de précision. Deux sont solidaires d'un élément piézo-électrique fixé sur le support, l'autre est solidaire de la partie mobile de l'axe (figure 4-26). L'anti-rotation est obtenue par deux autres goupilles, dont l'une, fixée sur le second élément piézo-électrique, est inclinée d'un angle approximatif de 30° pour assurer un contact ponctuel, donc éviter l'hyperguidage, tout en garantissant une rigidité élevée selon l'axe de vibration.

Contrairement au cas de l'axe linéaire décrit au paragraphe 4.2, l'aimant permanent est ici solidaire de la partie mobile. Ceci permet d'obtenir une course maximale pour un encombrement donné.

4.3.2.3 Micro-pince

Pour réaliser un essai de micro-assemblage, nous avons installé une micro-pince sur l'axe vertical du robot. Elle est actionnée par deux bimorphes piézo-électriques et permet de saisir des pièces cylindriques¹ de $200\ \mu\text{m}$ de diamètre [Sulzmann 1996].

Le micro-robot a été utilisé en télé-manipulation lors de l'assemblage par collage de la micro-pince sur les bimorphes. Manuellement cette opération n'aurait pas été possible.

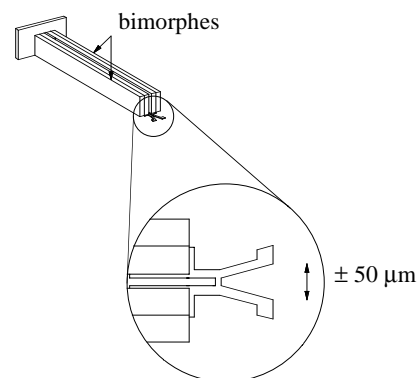


Figure 4-27 Esquisse de la micro-pince montée sur le micro-robot.

1. En l'occurrence des petits rotors de moteurs électrostatiques.

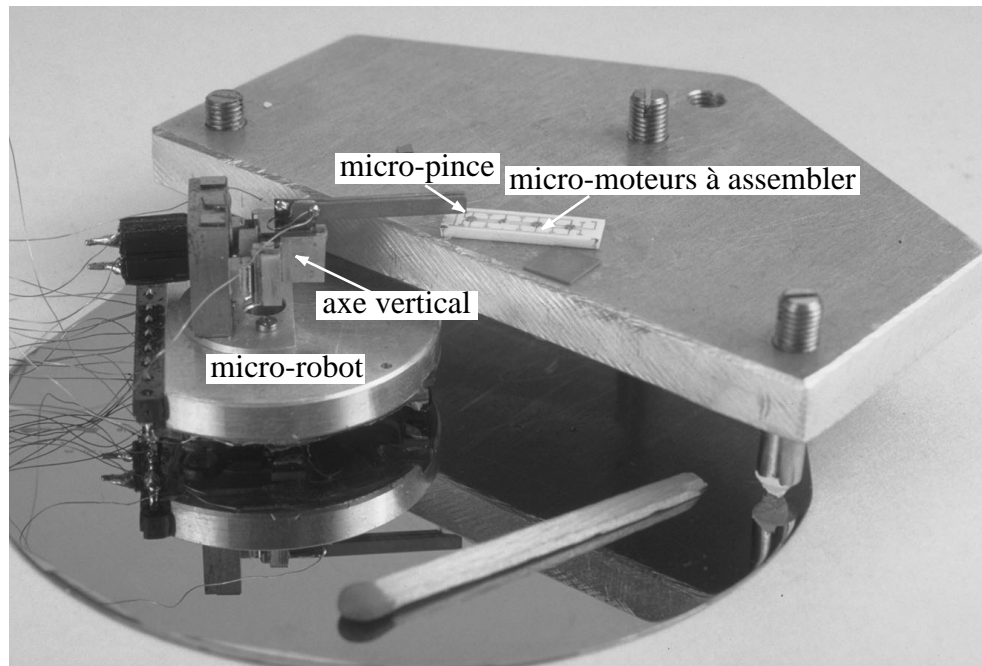


Figure 4-28 Le micro-robot complet prêt pour les opérations de micro-assemblage. On distingue sur la table, le support contenant 5 micro-moteurs électrostatiques. Lors de l'assemblage, le système est placé sous un microscope.

4.3.2.4 Cinématique

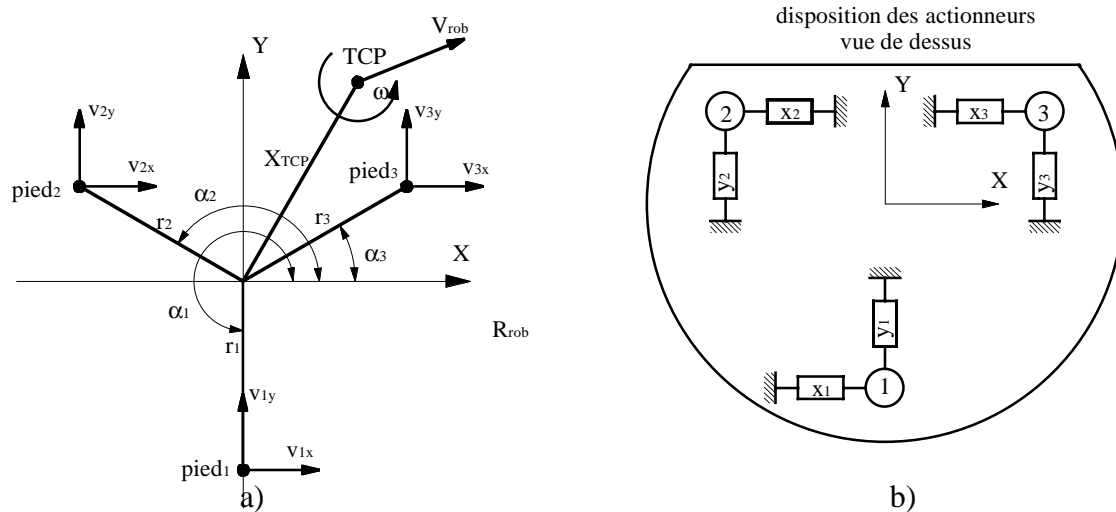


Figure 4-29 Disposition des pieds du micro-robot: a) définition du référentiel robot, \mathcal{R}_{rob} , et du centre de rotation, TCP, b) disposition des 6 actionneurs.

Connaissant les vitesses de translation, \underline{V}_{rob} , et de rotation, ω , exprimées dans le référentiel attaché au robot, \mathcal{R}_{rob} , on calcule les vitesses correspondantes pour chaque pied, dans le même référentiel:

$$\underline{v}_{pied_i} = \underline{V}_{rob} + \omega \cdot (\underline{X}_{TCP} - \underline{r}_i) \quad \text{avec } i=1, 2, 3 \quad (\text{équation 4-8})$$

\underline{x}_{TCP} est la position du centre de rotation¹, qui peut être choisi arbitrairement, et r_i sont les positions des pieds dans \mathcal{R}_{rob} :

$$r_i = r \cdot \begin{bmatrix} \cos \alpha_i \\ \sin \alpha_i \end{bmatrix} \quad \text{avec } \alpha_i = \frac{\pi}{6} \cdot (13-4 \cdot i) \quad (\text{équation 4-9})$$

De l'équation 4-8 on peut facilement montrer que $v_{2x} = v_{3x}$, ce qui est évident lorsqu'on regarde la figure 4-29. La distance entre les pieds doit rester constante. Ainsi il suffit de calculer 5 vitesses pour les 6 actionneurs de ce micro-robot.

Notons toutefois que, du fait de sa construction (figure 4-29b), les actionneurs ne travaillent pas tous dans la même direction. Il faut en tenir compte pour leur excitation:

pieds	v_x	v_y
1	+	-
2	-	+
3	+	+

Table 4-1 Orientation des actionneurs.

Bien que les vitesses selon X des pieds 2 et 3 soient identiques, il faut inverser le signe de l'excitation car les actionneurs travaillent dans des directions opposées.

4.3.2.5 Interface électronique

La vitesse des actionneurs 'stick and slip' peut être ajustée par l'amplitude de l'excitation, par sa fréquence ou par une combinaison des deux. Dans le cas de notre robot, nous devons régler de façon indépendante les vitesses de six actionneurs². Nous avons choisi une solution synchrone, c'est-à-dire que tous les actionneurs sont excités à la même fréquence. La vitesse de chacun est ainsi réglée individuellement en modifiant l'amplitude de son excitation.

Nous avons développé une interface électronique pour piloter notre micro-robot [Rebmann 1995]. Ses fonctions principales sont les suivantes:

- i) générer 8 signaux en dents de scie synchrones, d'amplitudes variables individuellement (de 0 V à ± 140 V);
- ii) modifier la fréquence synchrone (de 150 Hz et 15 kHz);
- iii) commuter du mode pas-à-pas au mode à balayage;
- iv) amplifier les tensions des signaux générés.

1. TCP est l'acronyme anglais pour 'Tool Center Point'.

2. Selon ce qui a été dit au paragraphe 4.3.2.4, cinq sont suffisantes. Pratiquement, il s'avère utile de pouvoir ajuster la vitesse de chaque pied indépendamment, leur vitesse n'étant pas parfaitement identique à excitation égale.

Les fonctions sont commandées par un PC relié à l'interface électronique par un port parallèle.

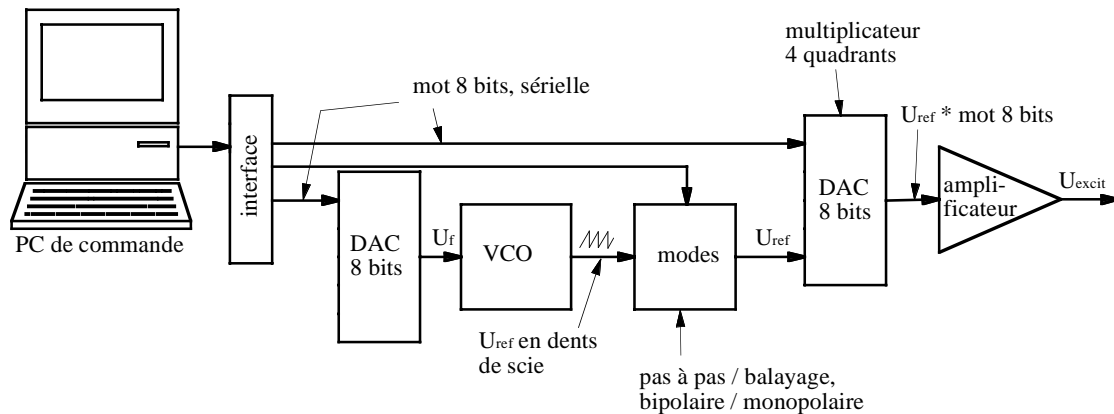


Figure 4-30 Schéma de principe de la génération d'un signal d'excitation. Les 8 canaux sont équivalents.

La génération des signaux d'excitation se fait par multiplication d'un signal de référence en dents de scie d'amplitude constante, U_{ref} (commun aux huit canaux), et de huit valeurs digitales de 8 bits (mots) définissant individuellement les amplitudes de sorties des signaux (figure 4-30).

Le signal de référence, U_{ref} , est généré par un oscillateur à fréquence commandée par tension (VCO)¹, contrôlée par le PC grâce à un convertisseur numérique analogique (DAC)² de 8 bits (mot).

U_{ref} est utilisée comme tension de référence par un autre DAC fonctionnant en multiplicateur 4 quadrants³. Le signal ainsi obtenu⁴ est amplifié aux niveaux utiles pour les piézo-électriques. Les mots de 8 bits sont introduits de façon sérielle dans les convertisseurs. Le signal de référence est adapté au mode activé (balayage/pas-à-pas, bipolaire/monopolaire).

Le canal 8 a été modifié pour piloter l'ouverture et la fermeture de la micro-pince.

4.3.2.6 Système de mesure de position

Une des particularités de l'assemblage des microsystèmes est que la précision mécanique de leurs composants est mauvaise en comparaison des tolérances d'alignement requises (paragraphe 1.5.1). Il est donc inutile d'avoir un micro-manipulateur parfaitement précis étant donné que la position de l'outil, par exemple une micro-pince, n'est pas la position requise pour l'assemblage. La seule position pertinente pour l'assemblage est celle relative entre les pièces.

1. 'Voltage Controlled Oscillator' (VCO), en anglais.
2. 'Digital Analog Converter' (DAC), en anglais.
3. Un multiplicateur 4 quadrants permet de multiplier des tensions positives ou négatives par un facteur (mot) positif ou négatif.
4. Le signal de référence U_{ref} , est modulé en amplitude.

Ainsi, seul un capteur extéroceptif, placé en fin de chaîne cinématique, pourra garantir la précision voulue.

Avec un tel capteur la précision des actionneurs devient secondaire, c'est leur résolution qui est primordiale. Idéalement, la précision relative entre les pièces à assembler ne devrait être limitée que par la résolution du capteur de position.

Nous avons choisi un système de mesure par vision sous microscope optique [Sulzmann 1995]. Le système permet de mesurer soit directement les pièces à assembler, soit la position du robot au moyen de cibles spéciales fixées à celui-ci en divers endroits (par exemple sur la plate-forme, sur l'axe vertical et sur la micro-pince).

La résolution du système, dans les conditions de nos tests d'assemblage, est de $0.8 \mu\text{m}$ selon les trois translations. Une mesure prend entre 10 et 20 secondes.

4.3.2.7 Installation expérimentale de micro-assemblage

L'installation expérimentale de micro-assemblage se compose:

- i) d'un micro-robot à 4 degrés de liberté;
- ii) d'une interface électronique;
- iii) d'un PC pour la commande du robot (PC1);
- iv) d'un PC pour le système de mesure (PC2);
- v) d'un microscope pilotable par PC.

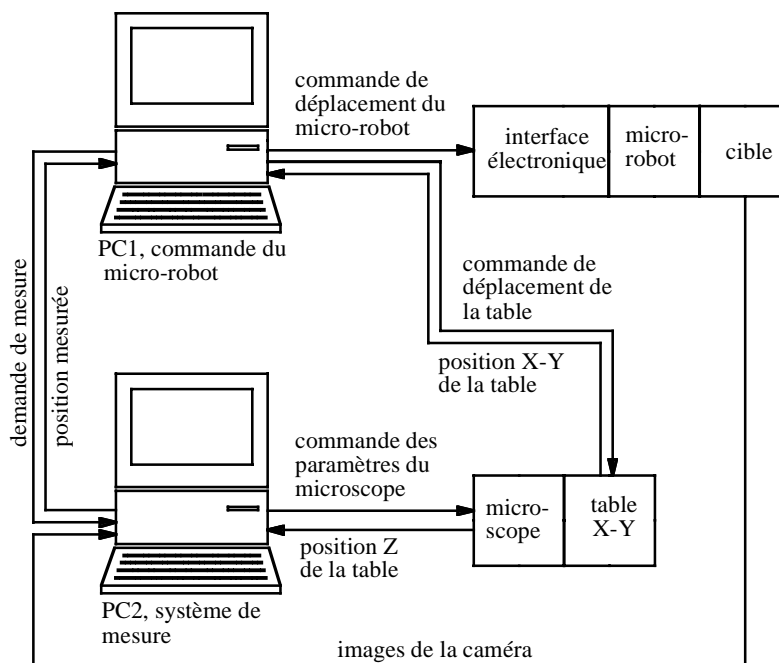


Figure 4-31 Installation expérimentale de micro-assemblage.

La commande du robot, implémentée sur LabVIEW, est centralisée dans le PC1 [Mericio

1996]. Elle a deux modes de fonctionnement principaux: le mode en télémanipulation et le mode automatique.

En mode télémanipulation, l'utilisateur pilote le micro-robot à l'aide d'un joystick. Un système de poursuite¹ indépendant de la commande du robot, déplace la table du microscope afin que le micro-robot soit toujours dans le champ de vision. La position du robot est affichée sur l'écran du PC1 et mise à jour à environ 1 Hz. L'utilisateur peut choisir arbitrairement la position du TCP sur le micro-robot.

En mode automatique, l'utilisateur indique la position finale du TCP désirée, ainsi que la précision avec laquelle il souhaite qu'elle soit atteinte. La commande calcule les trajectoires et les consignes à fournir au micro-robot (fréquence en fonction de la distance à parcourir, amplitude pour chaque actionneur et durée pendant laquelle les signaux sont générés). Lorsque le déplacement est terminé, la commande demande au système de vision une mesure de position. Si l'erreur est supérieure à la précision souhaitée, elle recalcule une nouvelle trajectoire. Ainsi, par itérations successives, la position finale² est atteinte avec la précision souhaitée².

La commande du robot gère aussi les déplacements en X,Y et Z de la table du microscope qui garantit que la cible, ou la pièce à mesurer, soit toujours visible. Entre deux mesures, le micro-robot se déplace en boucle ouverte. Lors de longs déplacements, par exemple plusieurs millimètres, la commande les segmente pour assurer que le micro-robot reste dans le champ de vision, malgré les imprécisions de déplacement³.

La commande sélectionne le grossissement minimum permettant la précision de mesure voulue. Lors d'un long déplacement, la précision de la trajectoire n'est pas critique, aussi la commande sélectionne-t-elle un objectif de petit grossissement afin d'avoir un champ de vision aussi grand que possible. Ainsi de plus longs déplacements entre deux mesures sont possibles. Pour les itérations finales, où la précision est importante, la commande sélectionne l'objectif requis.

4.3.2.8 Résultats expérimentaux

La figure 4-32a montre un déplacement de dix pas du micro-robot à la vitesse de 1 mm/s, correspondant à environ 1 μm . La figure 4-32b représente sa position à une vitesse lente de

-
1. Ce système est implémenté sur le PC2. Il a été développé par A. Sulzmann lors de son travail de doctorat.
 2. Typiquement une vingtaine d'itérations sont nécessaires pour un déplacement de 6 mm avec une précision finale en x, y de $\pm 0.5 \mu\text{m}$ et en θ_z de $\pm 0.5^\circ$.
 3. Cette distance dépend de la grandeur du champ de vision, donc de l'objectif utilisé, donc de la précision souhaitée. Plus le champ est petit, meilleure est la résolution de mesure, plus court est le déplacement autorisé entre les mesures.

5 $\mu\text{m/s}$. De ces mesures on peut déduire la fréquence propre du micro-robot ainsi que le temps d'amortissement.

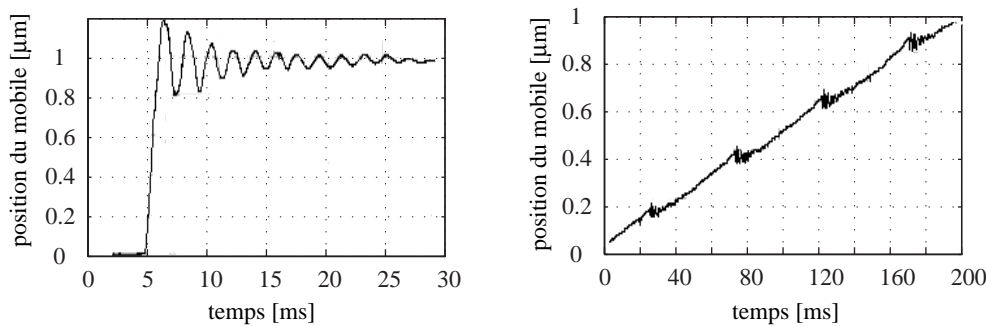


Figure 4-32 Position du micro-robot en fonction du temps: a) 10 pas à la vitesse de 1 mm/s, b) vitesse lente de 5 $\mu\text{m/s}$.

Ces résultats, complétés par des mesures sur des déplacements millimétriques nous donnent les caractéristiques principales du micro-robot de la table 4-2.

4 degrés de liberté:	X, Y, Z, θ_z
vitesse maximale (selon X et Y à 10 kHz):	3 mm/s
balayage maximum:	± 187 nm
résolution (mode balayage):	< 5 nm
résolution (mode pas-à-pas):	100 nm
mouvement selon X ou Y 500 μm , $f_{\text{exc}} = 1$ KHz	
écart type selon le déplacement principal:	15 μm
écart type relatif:	± 3 %
dérive perpendiculaire au déplacement principal:	30 μm
dérive en rotation:	0.5 deg.
fréquence propre (selon X ou Y):	500 Hz
masse totale du micro-robot:	15 gr
fréquence cahotique:	20 Hz
fréquence d'excitation maximale:	10 kHz
rigidité des pieds (selon X ou Y):	50 10^3 N/m
amortissement (selon X ou Y):	0.94 kg/s

Table 4-2 Caractéristiques principales du micro-robot.

La répétabilité dépend fortement de l'amplitude des pas. Par exemple elle double lorsque la tension d'excitation est divisée par deux.

Le micro-robot a deux défauts principaux en termes de précision: l'écart de vitesse entre les deux directions est important (jusqu'à 50 %), les translations sont accompagnées d'une rotation non négligeable (typiquement 1° par millimètre). Ces deux défauts sont liés et peuvent être corrigés partiellement par calibration du robot en introduisant des facteurs correctifs pour chaque

actionneur.

Idéalement ces facteurs devraient être dépendants de la direction de déplacement du robot¹, de la fréquence et de l'amplitude d'excitation.

4.3.2.9 Conclusion sur le micro-robot mobile à 4 degrés de liberté

Le micro-robot a démontré qu'il est possible d'accomplir des tâches automatiques de micro-assemblage, avec une précision submicronique, en utilisant des actionneurs 'stick and slip'.

Un capteur de position est nécessaire pour atteindre les précisions désirées. Nous avons vu les avantages d'utiliser un système de vision à cet effet (mesure directe de la position relative des pièces à assembler, mesure tri-dimensionnelle, ...). En revanche, ce système de mesure est lent. Il serait judicieux de combiner deux systèmes. Le premier, rapide, mais ayant une résolution de quelques micromètres seulement permettrait de contrôler les déplacements rapides du robot en temps réel. Le système de vision ne serait utilisé qu'en phase finale d'approche, lorsqu'une haute précision et la position relative des pièces à assembler sont nécessaires.

Finalement, ajoutons encore que l'utilisation en télémanipulation de ce micro-robot est très intéressante. Nous avons utilisé avec succès ce mode pour l'assemblage de la micro-pince. Le fait de pouvoir choisir arbitrairement le centre de rotation facilite grandement la tâche de l'opérateur. De plus, la grande plage de vitesse permet de pouvoir travailler dans un volume de plusieurs millimètres cubes sans que les temps de déplacements soient excessifs.

Le micro-robot pouvant être déplacé manuellement sans dommage est un avantage supplémentaire offert par les actionneurs 'stick and slip', très agréable pour la télémanipulation. L'opérateur peut pousser le manipulateur dans la zone de travail d'une manière rapide et simple.

4.4 Micro-robots utilisant le concept de structures flexibles monolithiques

Dans ce paragraphe nous proposons un concept innovateur permettant une simplification ultérieure des actionneurs 'stick and slip'.

Les prototypes présentés jusqu'ici utilisent des actionneurs en cisaillement. Nous allons voir qu'il peut être avantageux de travailler avec des actionneurs transversaux. La solution proposée permet de combiner dans une même pièce de céramique piézo-électrique les fonctions d'actionneurs et de liaisons mécaniques. Suivant la disposition des ces éléments on peut obtenir plusieurs degrés de liberté dans une seule plaque.

1. Ainsi on compense aussi les erreurs provoquées par la non planéité de la table de microscope.

4.4.1 Concept

Nous proposons de découper par laser, dans une seule plaque de céramique piézo-électrique, des actionneurs transversaux (paragraphe 2.6.4.2), des articulations flexibles et des liaisons mécaniques [Breguet 1997]. La disposition des électrodes définit les parties de la céramique fonctionnant comme actionneurs. La déformation transversale est isotrope, on peut ainsi choisir arbitrairement la direction des actionneurs et combiner plusieurs degrés de liberté dans la même plaque (figure 4-33).

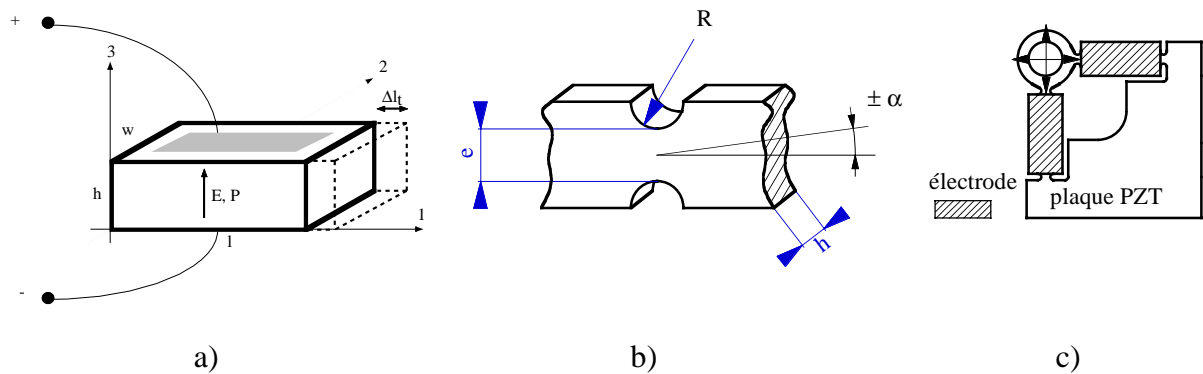


Figure 4-33 Concept de structures flexibles monolithiques: a) actionneur transversal, b) articulation flexible, c) structure à 2 degrés de liberté (X, Y).

La déformation d'un actionneur transversal a été calculée au chapitre 2 (équation 2-11). En négligeant l'effet d'une force extérieure elle devient:

$$\Delta l_t = d_{31} \cdot U \cdot \frac{l}{h} \quad (\text{équation 4-10})$$

où d_{31} est la constante piézo-électrique, U la tension, l la longueur de l'actionneur et h son épaisseur.

L'angle de rotation α de l'articulation flexible est limité par la contrainte maximale, σ_{max} , dans l'articulation [Paros 1965]:

$$\alpha \leq \frac{3 \cdot \pi}{16} \cdot \frac{\sigma_{max}}{E_{11}} \cdot \sqrt{\frac{R}{e}} \quad (\text{équation 4-11})$$

où R est le rayon de courbure du cou de l'articulation et e son épaisseur et E_{11} le module de Young (figure 4-33b)¹.

4.4.2 Micro-robot mobile à 3 degrés de liberté (X, Y, θ_z) à 6 actionneurs

On reprend la même configuration de base du micro-robot décrit au paragraphe 4.3, mais en utilisant cette fois-ci le concept de structures flexibles monolithiques. On réalise les trois pieds

1. Dans la figure 4-33a, E représente le champ électrique.

dans une seule plaque de céramique piézo-électrique. Ceci permet de simplifier sensiblement la construction du robot, de faciliter son montage et d'améliorer ses performances.

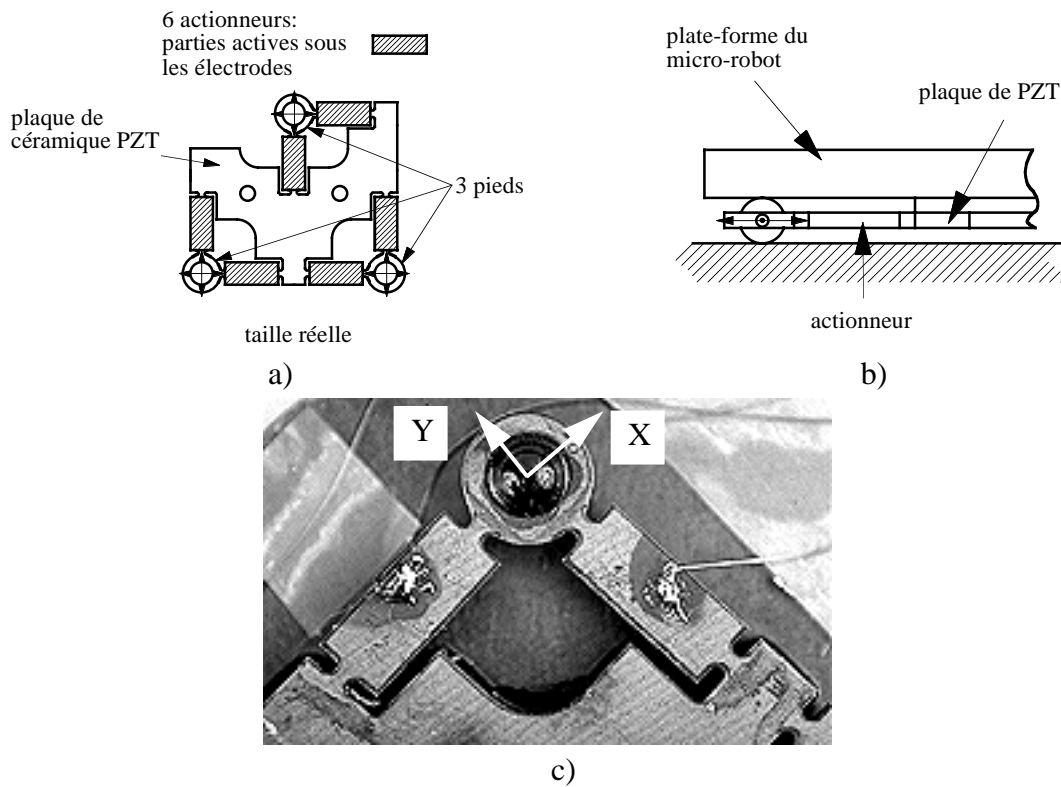


Figure 4-34 a) plaque de céramique piézo-électrique découpée pour obtenir les trois pieds du micro-robot (6 actionneurs 'stick and slip'), b) vue de profil d'un pied, c) photo de détail d'un pied avec ses connections électriques.

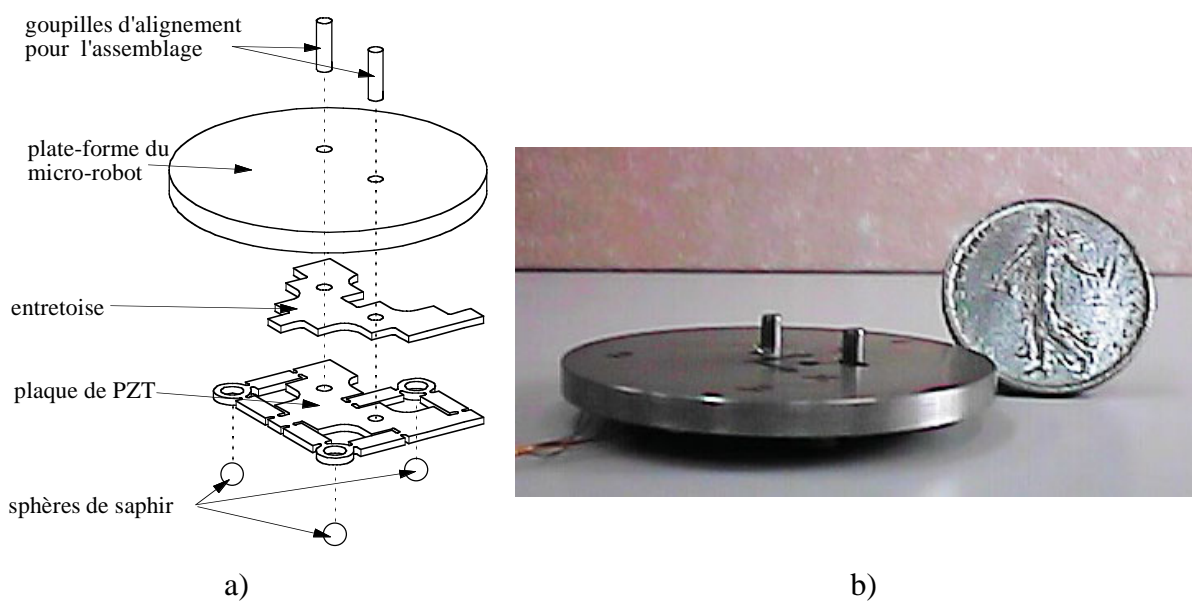


Figure 4-35 a) vue éclatée du micro-robot mettant en évidence sa simplicité, b) photo du micro-robot complet.

4.4.2.1 Cinématique

La cinématique est la même que celle du robot décrit au paragraphe 4.3. Ses pieds sont composés d'une sphère de saphir et de deux actionneurs transversaux. Les liaisons entre la sphère et les actionneurs sont directement réalisées dans une plaque de céramique piézo-électrique. Les trois pieds sont découpés dans une plaque unique, ils sont ainsi directement et précisément positionnés. La rigidité verticale est obtenue par glissement de la sphère sur la base du robot (figure 4-34).

Ce concept permet de réduire le nombre de pièces mécaniques à six (trois sphères, la plaque céramique, une entretoise et une plaque de base), auxquelles peuvent s'ajouter trois aimants servant à augmenter la force d'appui. L'assemblage est rapide et aisé (figure 4-35).

4.4.2.2 Résultats expérimentaux

Les performances de ce robot sont nettement supérieures à celles du robot décrit au paragraphe 4.3. La rigidité des pieds a été multipliée par 7.5 alors que l'amortissement est près de dix fois plus grand. Malgré une masse plus élevée (40gr. contre 15gr.), ce robot a une fréquence cahotique 3.5 fois plus élevée (70 Hz contre 20 Hz). La déformation maximale des pieds, pour une tension de $\pm 150V$, est de $\pm 430nm$.

La figure 4-36 montre la réponse indicielle du robot et un déplacement continu à une fréquence d'excitation de 7.8 Hz. Ces graphiques mettent en évidence la rapide atténuation des oscillations ainsi que le faible recul par rapport aux pas (environ 10% alors que l'autre robot avait un recul proche de 30% selon la figure 4-32). Jusqu'à 1 kHz, la différence de vitesse entre les deux sens est inférieure à 2%.

Aucune différence de comportement n'a été détectée entre les directions X et Y.

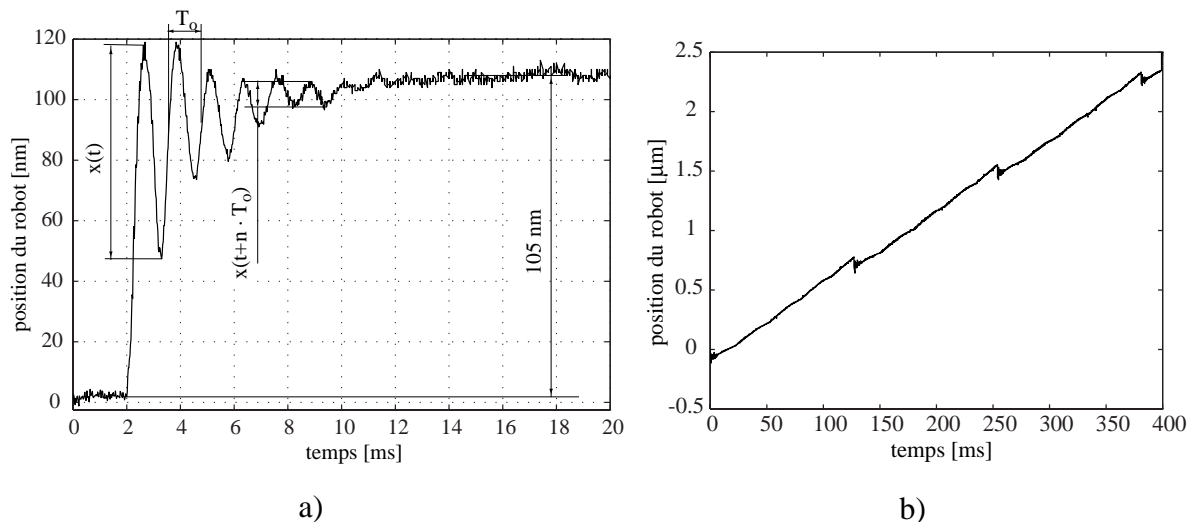


Figure 4-36 Mouvement du micro-robot selon X ou Y: a) réponse indicielle du robot, b) déplacement lent (7.8 Hz).

La table 4-3 résume les principales caractéristiques du micro-robot.

3 degrés de liberté:	X, Y, θ_z
vitesse maximale (selon X et Y à 10 kHz):	5 mm/s
balayage maximum:	± 430 nm
résolution (mode balayage):	< 5 nm
résolution (mode pas-à-pas):	50 nm
fréquence propre (selon X ou Y):	833 Hz
masse totale du micro-robot:	40 gr
fréquence cahotique:	70 Hz
fréquence d'excitation maximale:	10 kHz
rigidité des pieds (selon X ou Y):	$370 \cdot 10^3$ N/m
amortissement (selon X ou Y):	9 kg/s

Table 4-3 Caractéristiques principales du micro-robot.

4.4.3 Micro-robot mobile à 3 degrés de liberté (X, Y, θ_z) à 3 actionneurs

Ce micro-robot a été partiellement développé et testé lors d'un travail de semestre [Claude 1997]. Sa cinématique s'inspire du micro-robot 'ABALONE' actionné par 'impact drive' [Zesch 1995] (figure 1-12).

4.4.3.1 Cinématique

La cinématique du micro-robot précédent demande six actionneurs pour trois degrés de liberté. Il y a donc redondance. Celle proposée ici permet d'obtenir les mêmes degrés de liberté avec seulement trois actionneurs, d'où une simplification importante de l'électronique de commande.

L'idée est de réaliser un robot n'ayant qu'un seul pied à trois degrés de liberté (figure 4-37). Une étude des mobilités de cette cinématique montre qu'elle a les trois degrés de liberté souhaités dans le plan [Claude 1997].

La partie centrale, en forme de triangle, est fixée à la plate-forme du micro-robot qui sert de masse inertielle. L'anneau extérieur y est lié par l'intermédiaire de trois actionneurs longitudinaux. Il peut ainsi bouger selon trois degrés de liberté

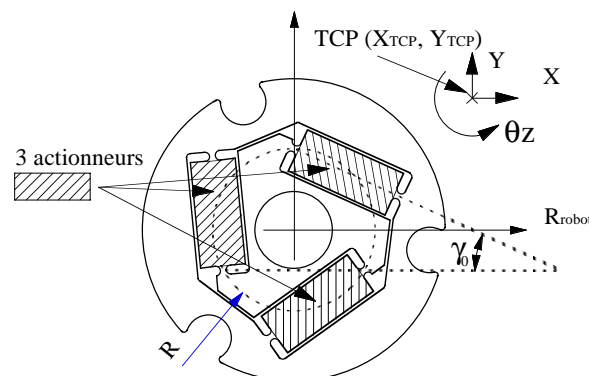


Figure 4-37 Pied du micro-robot à trois degrés de liberté (X, Y, θ_z).

relativement à la plate-forme du micro-robot. Trois sphères de saphir sont fixées à l'anneau ex-

térieur. Elles servent de guidage selon l'axe Z ainsi que de points de contact au sol pour le micro-robot.

On calcule les valeurs des commandes pour les trois actionneurs, q_i , correspondant aux déplacements selon les trois degrés de liberté X, Y et θ_z . Après linéarisation autour du point d'équilibre et en tenant compte que les déplacements sont très faibles par rapport aux dimensions considérées [Claude 1997], on obtient les commandes suivantes:

$$q_i = -X \cdot \cos \beta_i + Y \cdot \sin \beta_i + (R \cdot \cos \gamma_0 - X_{TCP} \cdot \sin \beta_i - Y_{TCP} \cdot \cos \beta_i) \cdot \theta \quad (\text{équation 4-12})$$

avec:

$$\beta_i = \gamma_0 + i \cdot \frac{2 \cdot \pi}{3} \quad i = 0, 1, 2 \quad (\text{équation 4-13})$$

R et γ_0 sont de constantes constructives du micro-robot (figure 4-37), X_{TCP} et Y_{TCP} sont les coordonnées dans le référentiel robot du centre de rotation et X, Y et θ sont les déplacements désirés.

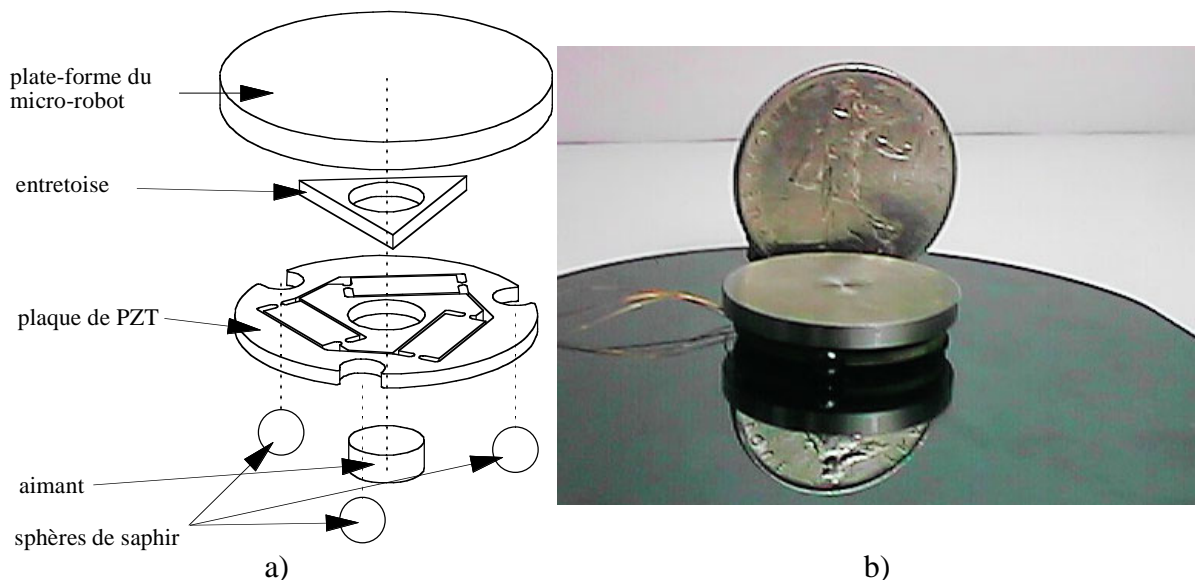


Figure 4-38 a) vue éclatée du micro-robot, b) photo du micro-robot complet.

4.4.3.2 Résultats expérimentaux

Nous avons mesuré la vitesse du micro-robot selon la direction X du référentiel robot (figure 4-37), en fonction de la fréquence et de l'amplitude d'excitation. Les mesures ont été effectuées pour des déplacements d'une durée de 10 secondes.

Jusqu'à environ 1.5 kHz, la vitesse croît linéairement avec la fréquence. Au-dessus, la croissance dépend de la tension. Si cette dernière est inférieure à ± 100 V, la vitesse augmente peu. Pour des tensions supérieures, la vitesse continue de croître relativement linéairement (figure 4-39a).

Au-dessous d'environ ± 25 V, la vitesse est nulle. Tout le pas est absorbé par la flexibilité du pied. Ensuite la vitesse croît linéairement avec la tension (figure 4-39b).

On constate expérimentalement que les translations sont accompagnées d'une rotation parasite d'environ 5° pour des déplacements de 30 mm.

Qualitativement ce micro-robot est moins précis que ceux décrits précédemment. Il ne permet pas une calibration aussi efficace car les trois actionneurs sont dépendants les uns des autres. Pour la même raison, seul le mode synchrone est possible avec cette cinématique.

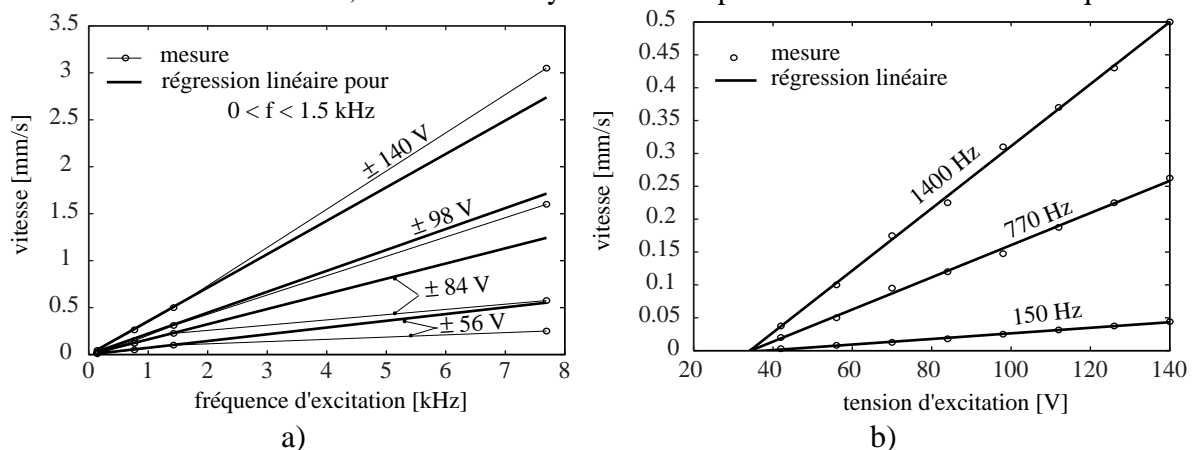


Figure 4-39 a) vitesse en fonction de la fréquence d'excitation, b) vitesse en fonction de l'amplitude de l'excitation (fréquence d'excitation < 1.5 kHz).

4.4.3.3 Conclusion sur les micro-robots utilisant des structures flexibles monolithiques

L'utilisation du concept de structures flexibles monolithiques permet une simplification importante des actionneurs 'stick and slip' et en facilite l'assemblage. En outre, comme les résultats expérimentaux l'ont démontré, les performances sont améliorées (rigidité, amplitudes des déformations ou encore la symétrie des deux sens de marche).

La dernière cinématique présentée est intéressante en termes de simplicité, mais ceci au détriment des performances du micro-robot.

4.5 Structure parallèle à 6 degrés de liberté

Une structure parallèle montée sur 3 actionneurs 'stick and slip' à 2 degrés de liberté chacun, permet de déplacer une plate-forme selon 6 degrés de liberté. Ce prototype a été réalisé par un étudiant lors de son travail de semestre [Aymon 1996]. Sa cinématique est décrite dans [Breguet 1996a, Pernette 1996].

4.5.1 Objectif

Il s'agit de démontrer que des actionneurs 'stick and slip' peuvent être intégrés de façon optimale dans une cinématique parallèle.

4.5.2 Construction

Le prototype est constitué de 3 actionneurs 'stick and slip' à 2 degrés de liberté chacun et d'une structure parallèle portant une plate-forme.

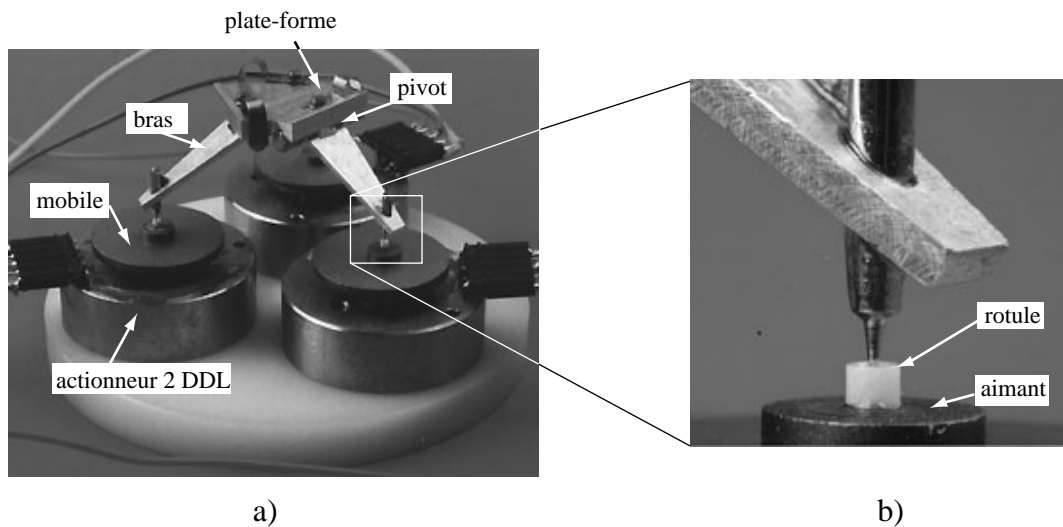


Figure 4-40 a) prototype de la structure parallèle à 6 degrés de liberté, b) détail des rotules.

4.5.2.1 Actionneurs à deux degrés de liberté

Ces actionneurs sont de type fixe selon la définition du paragraphe 3.3. Le mobile est une rondelle pouvant se déplacer selon X et Y sur trois points d'appui. Il n'y a qu'un seul pied par actionneur. Il est composé de deux éléments piézo-électriques superposés travaillant en cisaillement. L'interface mécanique mobile-pied est constituée de trois demi-sphères de saphir, collées sur l'élément piézo-électrique supérieur. Un aimant permanent agit comme système de charge (figure 4-41).

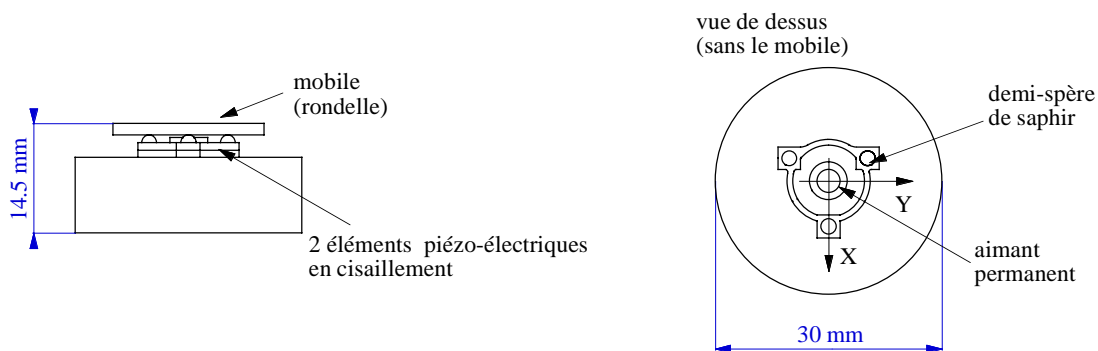


Figure 4-41 Actionneur 'stick and slip' à 2 degrés de liberté, course ± 5 mm. Trois actionneurs similaires sont intégrés à la structure parallèle.

La forme particulière des éléments piézo-électriques permet un montage plus aisé en réduisant le nombre de pièces au minimum.

De tels actionneurs pourraient aussi être utilisés comme table X, Y sous un microscope.

Notons encore que pour certaines applications le blocage de la rotation θ_z de la rondelle peut être nécessaire.

4.5.2.2 Structure parallèle

La structure parallèle consiste en une plate-forme attachée à trois bras par des pivots (figure 4-40a). Les autres extrémités des bras sont elles-mêmes attachées aux mobiles des actionneurs par l'intermédiaire de rotules.

Chaque rotule est constituée d'une pointe en acier déposée dans une pierre conique. Un aimant permanent empêche la pointe de ressortir (figure 4-40b).

L'étude de la cinématique de cette structure est détaillée dans [Pernette 1996]. Elle ne sera pas abordée ici.

4.5.2.3 Résultats expérimentaux

Nous avons fait peu de tests sur ce prototype. La commande du micro-robot a été adaptée afin de pouvoir contrôler la plate-forme par joystick. Un premier mode permet de contrôler chaque pied individuellement. Un second mode active simultanément les trois pieds. On peut ainsi effectuer des rotations θ_z ou des translations Z.

Le prototype travaille indifféremment à l'endroit ou à l'envers. Son volume de travail est d'environ 140 mm³. La charge qu'il peut transporter dépend de sa position en Z. Plus elle est basse, plus la charge est faible. Elle vaut au minimum 10 gr dans tout l'espace de travail.

Les translations sont de l'ordre de ± 5 mm selon les trois axes et $\pm 5^\circ$ selon les trois rotations.

La résolution dépend non seulement de celle des actionneurs, mais aussi de la position de la plate-forme dans son espace de travail. Théoriquement elle doit y être meilleure que 30 nm, en supposant que la résolution des actionneurs est de 10 nm [Breguet 1996a]. En pratique, cette résolution est limitée par les frottements des articulations. Elle n'a pas été mesurée.

4.5.2.4 Conclusion sur la structure parallèle à 6 degrés de liberté

Ce prototype a mis en évidence la simplicité d'intégration d'actionneurs 'stick and slip' dans une cinématique parallèle. Cette combinaison offre les avantages de tirer le meilleur parti de leur résolution et de leur rigidité.

Il faudrait maintenant implémenter le modèle cinématique de la structure dans la commande. Un système de mesure par vision permettrait de positionner précisément la plate-forme. Il est probable qu'il doive être complété d'une mesure, moins précise, de la position des pieds.

4.6 Plate-forme d'échantillon pivotante pour AFM¹

L'institut de métrologie à Berne désirait équiper son microscope AFM d'une plate-forme d'échantillon pivotante motorisée. Un prototype utilisant des actionneurs 'stick and slip' a été réalisé en collaboration avec l'institut de microtechnique de l'EPFL lors d'un travail de diplôme [Kissling 1997].

Il nous est apparu intéressant de présenter brièvement ce prototype, le seul actionneur 'stick and slip' rotatif de ce travail de thèse.

4.6.1 Objectif

La plate-forme doit pouvoir s'incliner selon 5 angles prédéfinis: -10° , -6° , 0° , 6° et 10° . La répétabilité de positionnement doit être de $4''$ (soit $20 \mu\text{rad}$). Le déplacement d'un angle extrême à l'autre doit se faire en moins d'une minute.

Pour compenser l'effet de la gravité, le couple maximum à transmettre est de 1 mNm .

4.6.2 Construction

Au vu des caractéristiques demandées -haute résolution et grand déplacement- et de la place à disposition, une solution basée sur le 'stick and slip' a été retenue.

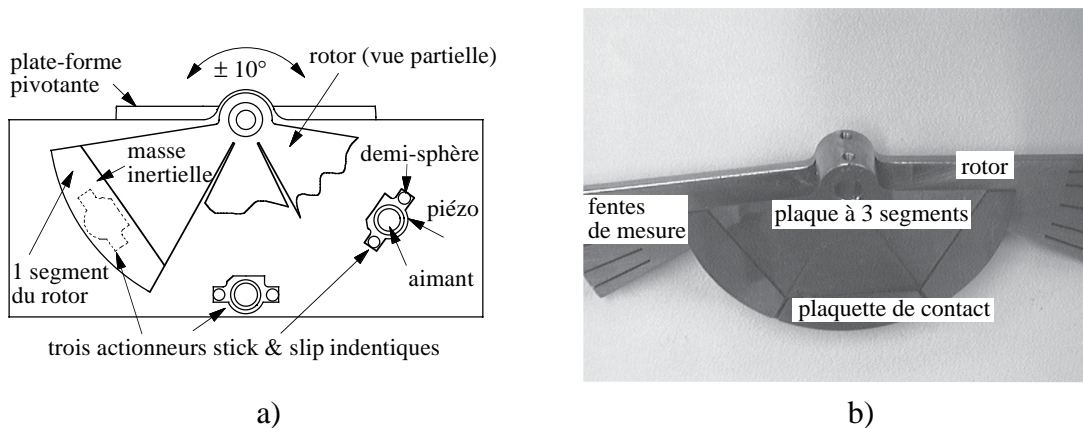


Figure 4-42 Actionneur 'stick and slip' rotatif: a) stator avec ses trois éléments piézo-électriques, b) rotor composé d'une lame ressort à 3 segments.

Trois actionneurs identiques ont été utilisés pour obtenir le couple désiré. Chacun d'eux est composé d'un élément piézo-électrique travaillant en cisaillement, sur lequel sont collées deux demi-sphères de saphir. La forme de l'élément piézo-électrique ménage une place pour un aimant permanent entre les demi-sphères (figure 4-42a). Le mouvement 'stick and slip' est transmis à la table via un rotor composé d'une plaque mince en forme d'éventail, découpée en 3 segments. La force de contact entre le rotor et les demi-sphères est donnée par des aimants.

1. Acronyme de 'Atomic Force Microscope' (microscope à force atomique).

La géométrie du stator évite l'hyperguidage tout en garantissant une bonne rigidité angulaire. Des fentes, usinées dans le rotor aux angles souhaités, permettent de mesurer la position par un système de barrière optique (figure 4-42b).

4.6.2.1 Résultats expérimentaux

L'actionneur, avec son système de mesure de position, a été testé à l'institut de métrologie de Berne.

Le couple maximum est d'environ 5 mNm. Pour une fréquence d'excitation de 3 kHz, le déplacement d'une extrémité à l'autre prend moins de 40 s.

Les 5 positions sont atteintes avec une répétabilité meilleure que 1.35". Le mode balayage n'est pas nécessaire, la résolution en mode pas-à-pas étant nettement suffisante.

4.6.2.2 Proposition pour une autre conception

Dans le système décrit précédemment, les fonctions de guidage et d'entraînement ne sont pas combinées.

La solution présentée à la figure 4-43 permet de mieux tirer profit des avantages des actionneurs 'stick and slip'. Elle simplifie grandement le système tout en conservant, voire améliorant, ses performances.

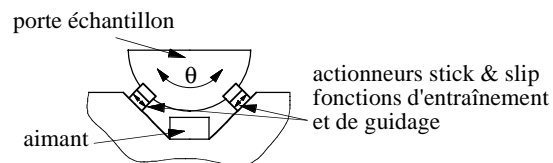


Figure 4-43 Plate-forme d'échantillon pivotante à actionneurs 'stick and slip' intégrés.

4.6.2.3 Conclusion sur la table d'inclinaison

Ce prototype, le seul utilisant un actionneur rotatif, illustre bien par une application concrète les performances que l'on peut attendre du 'stick and slip'.

Ce cas est optimal pour l'utilisation d'un actionneur 'stick and slip' pour les raisons suivantes: l'actionneur et le système de mesure sont tous les deux d'une grande simplicités.

4.7 Réduction active des frottements secs

Nous proposons dans ce paragraphe une autre application du 'stick and slip' permettant une réduction active des frottements secs par effet Dither [Armstrong 1996].

La non linéarité des frottements secs limite la résolution de tout système mécanique. Il existe de nombreux travaux de recherche pour en réduire les effets [Karnopp 1985, Armstrong 1996, Altpeter 1997].

On peut agir sur la mécanique en réduisant au minimum les masses en jeu tout en maximisant

sant la rigidité. Les guidages et leur lubrification ont un impact important sur la résolution.

On peut aussi agir sur le régulateur. Un gain élevé permet de compenser en partie les frottements secs, par contre s'il est trop grand, il risque de conduire à une instabilité de la boucle de réglage.

Une autre approche consiste à introduire une vibration à haute fréquence dans le système. Elle peut provenir soit du régulateur lui-même (comme par exemple dans les servo-valves) soit d'un système mécanique externe (systèmes de pointage lourd, comme un télescope, par exemple).

La vibration peut être donnée selon la direction du déplacement, perpendiculairement à ce dernier ou encore orthogonalement (respectivement X, Y et Z, figure 4-44a). Dans les deux premiers cas, on améliore les performances en modifiant l'influence du frottement en moyennant les non-linéarités, alors que dans le troisième cas on modifie le coefficient de frottement lui-même, grâce à la compliance de l'interface de contact (paragraphe 3.6.4.1, [Armstrong 1996]).

La configuration de l'axe linéaire du paragraphe 4.2 est adaptée au 'Dither' parallèle -c'est-à-dire que la vibration est dans la direction du déplacement X-. Si les pieds sont excités avec un signal triangulaire symétrique, la force de frottement agira 50% du temps dans un sens et 50% dans l'autre. Le mobile subira une petite oscillation dont l'amplitude dépendra, entre autres, de la fréquence d'excitation. Son déplacement net sera nul. La vitesse relative de contact est toujours différente de zéro, on s'attend donc à éliminer les frottements secs.

4.7.1 Résultats expérimentaux

Pour évaluer l'efficacité de la réduction des frottements, l'axe linéaire a été relié à un point fixe avec un ressort calibré, de constante $k_{res} = 47 N/m$ (figure 4-44b).

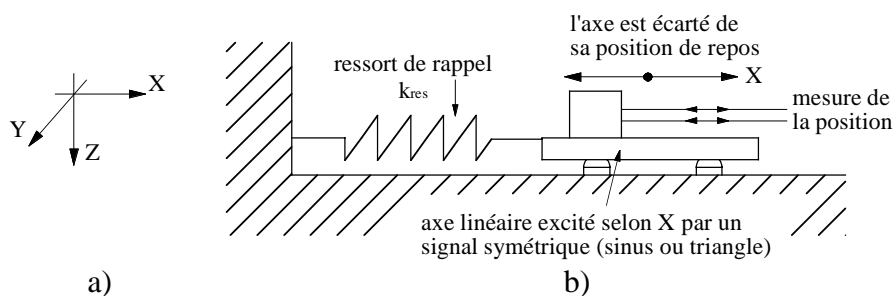


Figure 4-44 Dispositif de mesure de la réduction des frottements secs.

Nous avons écarté manuellement l'axe de sa position d'équilibre puis mesuré son mouvement de retour (relaxation, figure 4-45). A partir de l'écart final par rapport à la position neutre, on calcule la force résiduelle correspondante. Nous avons répété cette procédure dix fois, alternativement dans la direction X positive puis négative.

La figure 4-45 donne une allure typique des mouvements mesurés pour une fréquence d'excitation de 5 kHz. Ces mesures ont été conduites pour des excitations sinusoïdales et triangulaires.

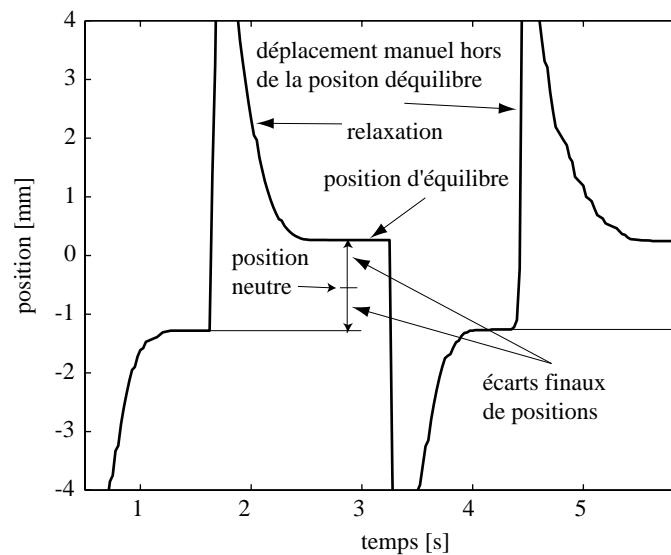


Figure 4-45 Mesure de la réduction des frottements par l'effet 'Dither'. Excitation triangulaire à 5 kHz.

Commentaires:

- l'effet de réduction des frottements secs est sensible à partir d'une excitation de 2 kHz;
- la vitesse de relaxation est d'autant plus rapide que le fréquence est élevée;
- aux fréquences supérieures à 6 kHz il y a risque de grippage¹.

On mesure une réduction des frottements secs de près de 90% (figure 4-46).

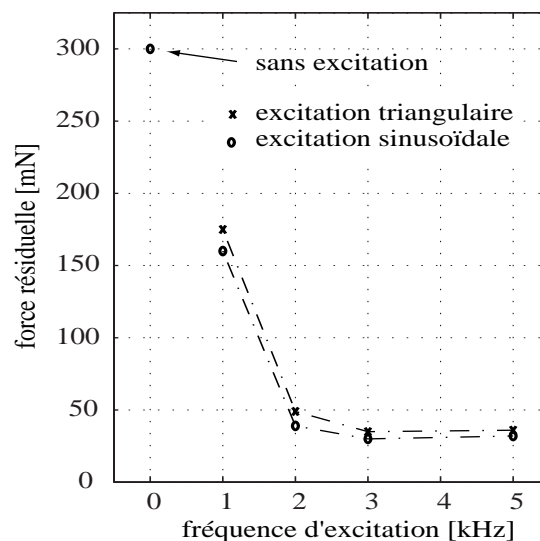


Figure 4-46 Force résiduelle en fonction de la fréquence d'excitation.

1. Les matériaux en contact sont du saphir et de l'acier, sans lubrifiant.

Ces résultats expérimentaux démontrent l'efficacité du système. Il faut toutefois noter que l'excitation des pieds génère une oscillation de l'axe dans la direction X. Avec l'axe linéaire, l'amplitude de cette dernière est typiquement de 100 nm. Il faudrait optimiser le système pour la réduire en diminuant la force magnétique et augmentant la masse du mobile.

4.8 Proposition alternative pour la génération des signaux d'excitation

Dans bien des applications ne demandant pas une résolution inférieure à 100 nm, le mode à balayage n'est pas nécessaire (voir paragraphe 4.6). Dans ces cas, il est inutile d'utiliser des amplificateurs linéaires hautes tensions, ceux-ci étant coûteux¹.

Nous avons testé le principe d'un générateur de signaux hautes tensions en dents de scie dans le cadre d'un travail de semestre [Ballif 1995].

4.8.1 Générateur à charge et décharge de capacité

Un signal en dents de scie est caractérisé par une rampe, suivie d'un saut de tension. Avec le générateur proposé, la rampe de tension est générée en chargeant avec un courant constant la capacité du piézo-électrique. Ensuite elle est déchargée abruptement pour générer le saut de tension. La figure 4-47a illustre le principe et la 4-47b donne le schéma électrique simplifié correspondant.

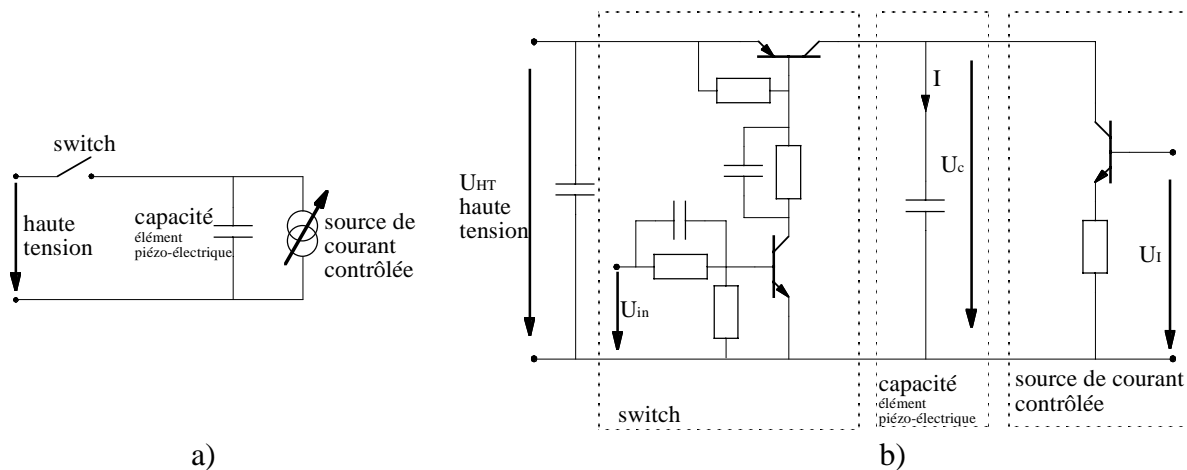


Figure 4-47 Générateur de signaux en dents de scie: a) schéma de principe, b) schéma électrique simplifié.

La tension U_I permet de commander le courant de charge dans le piézo-électrique alors que U_{in} commande sa décharge en ouvrant le switch. U_{in} définit donc la fréquence du signal alors que U_I règle son amplitude (figure 4-48)².

1. Typiquement de 100 à 150 Fr / pièce en fonction de la quantité.
2. En réalité, on règle l'amplitude de l'ondulation de tension. Du point de vue de l'actionneur 'stick and slip' c'est équivalent.

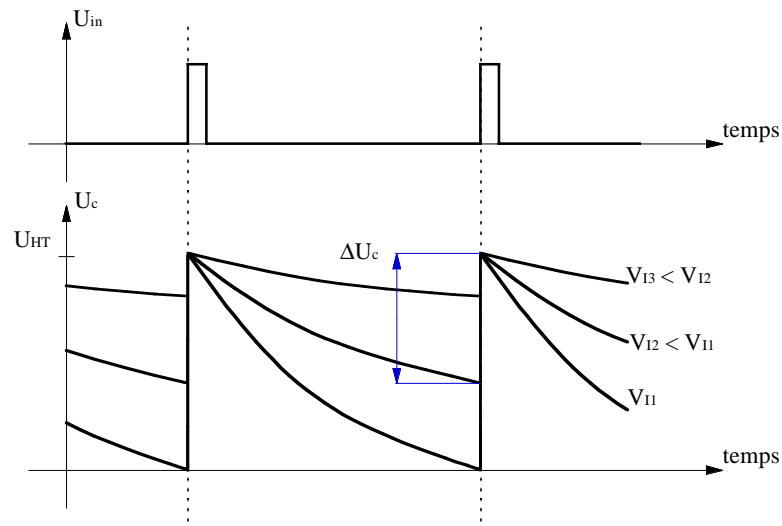


Figure 4-48 Signaux de commande et de sortie du générateur.

Pour éviter qu'une variation de la fréquence n'entraîne celle de l'amplitude du signal, U_c doit être ajustée en fonction de U_{in} . Un simple circuit électronique permettrait de le faire automatiquement.

Ce circuit ne permet pas une alimentation bipolaire du piézo-électrique. Pour inverser la direction de l'actionneur il faut prévoir un commutateur permettant d'inverser les connexions.

4.8.2 Résultats expérimentaux

La figure 4-49 donne l'allure du signal généré à une fréquence de 10 kHz pour une amplitude de 300 V. Le 'slewrate' mesuré est meilleur que 1000 V/ μ s avec une charge de 3 éléments piézo-électriques (axe linéaire de référence, 300 pF).

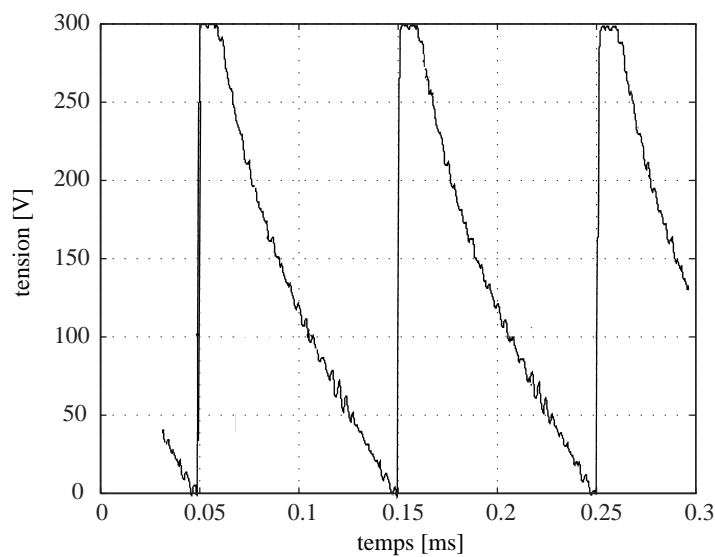


Figure 4-49 Signal de sortie avec 3 éléments piézo-électriques. Fréquence 10 kHz, amplitude 300 V.

Ce générateur nous a permis de valider le principe. L'axe linéaire fonctionne normalement avec lui. Il pourrait être amélioré, notamment en réduisant les oscillations qui apparaissent lors de la rampe.

4.9 Conclusion

L'étude de ces prototypes nous a permis de mettre en évidence les avantages et les limites des actionneurs 'stick and slip'.

La précision en boucle ouverte est de $\pm 2\%$ dans le meilleur des cas. Une force d'entraînement de 200 mN est facilement obtenue. Au -dessus, la construction doit être repensée, en particulier à l'interface pieds-mobile, afin de ne pas dépasser les pressions de contact admissibles.

Les actionneurs 'stick and slip' présentent des performances tout à fait remarquables en termes de résolutions et de précision en boucle fermée ($< 5 \text{ nm}$)¹. Ils ont une rigidité élevée (typiquement $6.5 \text{ N}/\mu\text{m}$) et une plage de vitesse très grande (de 0 à plus de 3 mm/s).

Le concept de structures flexibles monolithiques présenté dans ce chapitre permet une grande simplification des actionneurs 'stick and slip'², tout en améliorant leurs performances.

Au chapitre 3, nous avons démontré théoriquement par les lois de similitude que le principe du 'stick and slip' restait valable aux petites dimensions. Grâce au concept de structures flexibles monolithiques et aux technologies des microsystèmes, il sera possible de développer des actionneurs miniatures.

Ce chapitre a aussi permis de comparer les résultats expérimentaux avec les simulations et de démontrer ainsi la validité de nos modèles théoriques.

Nous avons présenté une autre utilisation du 'stick and slip' qui permet de diminuer sensiblement l'effet des frottements secs par effet Dither. Nous avons démontré expérimentalement qu'ils peuvent être réduits d'un facteur 10 lorsque le système est excité à une fréquence comprise entre 2 et 6 kHz.

Finalement, un générateur de signaux en dents de scie simple a été étudié et testé.

1. 5 nm est la limite de résolution du système de mesure utilisé.

2. Le micro-robot à 3 DDL n'est composé que de 6 pièces simples.

5 CONCLUSION

5.1 Résumé des points importants

Nous avons démontré théoriquement et expérimentalement que les actionneurs ‘stick and slip’ pouvaient être utilisés avantageusement pour des micro-manipulateurs de haute précision.

Notre étude a aussi mis en évidence que leur miniaturisation était possible.

La simplicité de ces actionneurs, ainsi que leur facilité d’intégration dans des micro-manipulateurs en font des candidats très intéressants aussi pour la télé-manipulation sous microscope, même si leur résolution nanométrique n’est pas nécessaire dans ce cas.

Les paragraphes suivants résument brièvement les points importants abordés dans ce travail.

5.1.1 Matériaux piézo-électriques

Parmi les divers matériaux piézo-électriques, les céramiques d’oxyde de plomb, ou PZT, sont particulièrement bien adaptées aux besoins de la micro-manipulation. Elles sont facilement disponibles, d’un coût raisonnable et leurs coefficients piézo-électriques sont parmi les plus élevés.

Toutefois, les déplacements piézo-électriques restent bien trop petits pour beaucoup d’applications et doivent par conséquent être amplifiés. Pour s’affranchir de cette limite, nous avons proposé dans ce travail de thèse d’utiliser le principe du ‘stick and slip’ qui permet des déplacements pas-à-pas sur de grandes distances (actionneurs ‘stick and slip’).

Les céramiques piézo-électriques offrent une grande rigidité et des temps de réponses extrêmement brefs, deux atouts déterminants pour les actionneurs ‘stick and slip’.

Leur hystérésis d’environ 15% ainsi que leurs dérives sont comparables à la plupart des autres matériaux piézo-électriques. Ces deux défauts n’ont que peu d’importance pour les actionneurs ‘stick and slip’ développés ici, car l’amplitude de leur pas n’est que de quelques centaines de nanomètres. Ainsi, les erreurs qui sont liées à l’hystérésis ou à la dérive ne représentent que quelques dizaines de nanomètres.

5.1.2 Modélisation des actionneurs ‘stick and slip’

Le modèle rigide, caractérisé par une accélération bornée des pieds et une rigidité infinie, nous a permis de bien comprendre qualitativement le fonctionnement des actionneurs ‘stick and slip’. Ce modèle est quantitativement valable pour des fréquences d’excitation inférieures à la fréquence limite du régime cahotique (fréquence cahotique) et permet une bonne prédiction des fréquences limites. Il nous a aussi servi de base pour l’étude par les lois de similitude.

Le modèle flexible, tenant compte des flexibilités et des amortissements du système, a mis

en évidence l'importance de la rigidité des pieds. Il a en outre permis de démontrer l'apparition d'un régime cahotique au-delà d'une fréquence limite. Une attention particulière a été portée à la modélisation du frottement, cruciale pour la validité des résultats.

Les deux modèles sont complémentaires et prédisent fidèlement le comportement des actionneurs 'stick and slip', ceci dans les limites de leurs hypothèses initiales.

5.1.3 Avantages des actionneurs 'stick and slip'

Les actionneurs 'stick and slip' concilient grandes courses et très hautes résolutions. Par exemple, l'axe linéaire présenté dans ce travail (modèle de référence) permet des positionnements sur plusieurs millimètres avec une précision de ± 5 nm, limitée actuellement par le système de mesure.

La rigidité du système permet de maintenir la position finale, ceci en dépit de perturbations telles que vibrations ou forces d'attachement. L'axe linéaire se déplace d'environ 30 nm lorsqu'une force de 200 mN y est appliquée¹. Nous verrons au paragraphe 5.3.1 quelques voies à prospecter pour augmenter encore sensiblement la rigidité du système.

Les fonctions d'entraînement et de guidage peuvent être combinées, simplifiant ainsi beaucoup la construction. Certains micro-robots à 3 degrés de liberté présentés dans ce travail ne sont composés que de six pièces mécaniques.

La variante à pieds fixes des actionneurs 'stick and slip'² permet de s'affranchir des fils électriques liant le mobile aux amplificateurs de tension et qui peuvent poser des problèmes pour les micro-robots mobiles.

Le principe même des actionneurs 'stick and slip' permet de les déplacer par une force extérieure sans risquer de les endommager. On pourrait utiliser un entraînement conventionnel pour les grandes courses à haute vitesse (plusieurs centimètres par secondes)³, les pieds du 'stick and slip' fonctionnant comme paliers lisses⁴. Le mouvement fin à haute résolution serait ensuite réalisé par 'stick and slip'.

L'intégration des actionneurs 'stick and slip' dans des structures cinématiques est aisée et élégante.

-
1. Elle correspond à la force d'entraînement maximale du prototype.
 2. C'est-à-dire celle où les pieds sont fixés sur la base (paragraphe 3.3.2). C'est le cas de l'axe linéaire, de la plate-forme à six degrés de liberté et de l'actionneur rotatif pour la plate-forme d'échantillon pour AFM.
 3. On peut aussi imaginer que l'opérateur déplace manuellement le micro-manipulateur.
 4. Eventuellement excités pour réduire les frottements secs par effet 'Dither' (paragraphe 4.7).

5.1.4 Limites des actionneurs ‘stick and slip’

La précision en boucle ouverte des actionneurs ‘stick and slip’ est fortement influencée par la charge entraînée. La précision mesurée avec l’axe linéaire de référence, travaillant horizontalement et sans charge, est de l’ordre de $\pm 2\%$.

Toute modification au niveau des frottements aux interfaces pieds-mobile (usure, poussières, température, ...) modifie le comportement de l’actionneur et dégrade sa précision. Un capteur de position est donc indispensable pour permettre des tâches de micro-assemblages qui nécessitent des précisions submicroniques. Le capteur devra être extéroceptif pour supprimer les erreurs liées aux imprécisions de la cinématique. Dans certains cas on pourra aussi utiliser directement l’information provenant des composants à assembler, comme cela pourrait être le cas lors de l’alignement d’une fibre optique sur une diode laser ou un capteur optique. Ici, c’est la résolution du manipulateur qui est primordiale et non plus sa précision.

Des forces d’entraînement jusqu’à 200 mN peuvent être obtenues sans difficulté. Pour aller au-delà, la mécanique se complique considérablement. Des tentatives dans ce sens ont été faites [Connus 1997]. Le projet consistait à déplacer verticalement des masses de plus de 100 gr. par ‘stick and slip’. Les résultats expérimentaux sont satisfaisants, mais la complexité de la mécanique est telle que le système n’offre plus de réels avantages par rapport à un entraînement conventionnel.

La vitesse des prototypes présentés est limitée à 2 ou 5 mm/s. Cette limite peut être augmentée jusqu’à quelques centimètres par seconde, sans sacrifier à la simplicité de la construction. Pour cela il faut augmenter la fréquence propre de l’actionneur en augmentant la rigidité des pieds et en diminuant la masse du mobile.

Les vibrations liées au fonctionnement pas à pas des actionneurs ‘stick and slip’ peuvent être un problème pour certaines applications, bien que leurs amplitudes ne dépassent pas quelques nanomètres. Nous avons montré comment les réduire au minimum. Ici encore, la rigidité des pieds est un paramètre clé.

Les tensions relativement élevées nécessaires au fonctionnement des actionneurs ‘stick and slip’, typiquement ± 150 V, peuvent interdire certaines applications. Elles ont un impact important sur le coût de l’ensemble actionneurs-amplificateurs. La miniaturisation permet aussi de diminuer les tensions d’excitation.

Une limitation peu abordée dans ce travail est la durée de vie de l’actionneur. Les prototypes présentés n’ont pas subi d’usure visible durant les tests, mais ils n’ont fonctionné que quelques heures. La durée de vie serait augmentée en adoptant les améliorations proposées au paragraphe 5.3.1, ceci principalement par la diminution de la pression de contact. Le choix des matériaux

sera aussi un élément fondamental.

L'usure des pièces en contact peut aussi générer des poussières indésirables dans un environnement propre nécessaire au micro-assemblage ou la manipulation d'échantillons biologiques. Là encore, les améliorations proposées limiteront ce problème.

Finalement, un aspect plus subjectif peut être le bruit généré par les actionneurs 'stick and slip'. Une bonne construction, c'est-à-dire rigide, permet de le réduire au minimum. La fréquence d'excitation est aussi importante et devra être choisie aussi en fonction de ce critère. Notons toutefois que le problème n'est sensible qu'aux fréquences supérieures à quelques kHz.

5.1.5 Miniaturisation

Nous avons démontré par l'étude des lois de similitude (paragraphe 3.9) que les performances des actionneurs 'stick and slip' s'améliorent lorsque leurs dimensions diminuent. De plus, en appliquant le concept de structures flexibles monolithiques (paragraphe 4.4), ils peuvent être réalisés avec les technologies des micro-systèmes. Ces deux conclusions nous permettent d'affirmer que les actionneurs 'stick and slip' peuvent être miniaturisés, ce qui leur ouvre de nouveaux champs d'applications¹.

La miniaturisation offre en outre l'avantage de réduire les tensions d'excitation², donc de simplifier l'électronique de commande et d'en réduire le coût.

5.1.6 Règles de conception à respecter

Pour profiter pleinement des avantages et performances des actionneurs 'stick and slip', le micro-manipulateur et ses actionneurs doivent être conçus ensemble. On peut ainsi combiner les fonctions d'entraînement et de guidage et leur intégration sera optimale.

Il y a trois règles fondamentales à respecter lors de la conception d'un actionneur 'stick and slip':

- 1) minimiser les masses en mouvement;
- 2) maximiser la rigidité des pieds et des interfaces de contacts;
- 3) éviter les hyperguidages.

Les règles 1) et 2) permettent de maximiser la fréquence propre de l'actionneur, donc de réduire l'effet du recul et d'augmenter la fréquence limite avant le régime cahotique.

Les hyperguidages sont mal tolérés par les actionneurs 'stick and slip' car les forces d'entraînement sont relativement faibles. La règle 3) demande de soigner particulièrement le systè-

1. Tels que, par exemple, des systèmes d'alignement intégrés aux micro-composants à assembler, ou la chirurgie mini-invasive.

2. Nous avons fait l'hypothèse que le champ électrique restait constant (paragraphe 3.9.3.4).

me de charge. Le plus efficace et aussi le plus simple est l'utilisation d'un aimant permanent. Dans certains cas, cette solution peut être interdite¹, car le champ magnétique pourrait perturber des mesures. De même, cela risque de poser des problèmes lors de la miniaturisation, les volumes disponibles ne permettant plus d'obtenir les forces magnétiques nécessaires [Jufer 1979]. Dans ces cas on utilisera un système de charge élastique par exemple.

Finalement, le choix des matériaux de l'interface mécanique joue un rôle fondamental. En plus de leur grande rigidité et d'un état de surface optimal, on sélectionnera des couples de matériaux pour lesquels la différence entre les coefficients de frottements sec et dynamique est maximale (paragraphe 3.7.4.3).

5.1.7 Originalité des solutions proposées

Bien que le principe des actionneurs 'stick and slip' ne soit pas nouveau, nous n'avons pas trouvé de littérature traitant de manière détaillée de leur fonctionnement ou de leur modélisation. A notre connaissance, en 1993, date à laquelle nos travaux de recherche ont débuté, personne n'avait encore envisagé de les utiliser pour des tâches de micro-assemblage. Actuellement, nous connaissons au moins deux groupes travaillant dans cette direction, un à l'université de Karlsruhe (Fakultät für Informatik, Institut für Prozessrechentchnik und Robotik) et l'autre à l'ETHZ (IfR). Ces deux groupes (comme nous-même) s'orientent maintenant plutôt vers les micro-télémanipulateurs.

Tout au long de ce travail nous avons cherché des solutions simplifiant au maximum la conception et la réalisation des micro-manipulateurs actionnés par 'stick and slip'.

Le concept de structures flexibles monolithiques en céramiques piézo-électriques est, à notre connaissance, original. Son utilisation pour la réalisation d'actionneurs 'stick and slip' permet d'atteindre notre objectif de simplification tout en améliorant leurs performances.

Ce concept permettra en outre une miniaturisation par l'utilisation des technologies des micro-systèmes.

On peut aussi envisager de réaliser un système monolithique intégrant des actionneurs 'stick and slip' et une amplification de mouvement par effet de genouillère (paragraphe 2.9.4, [Breguet 1997]). On obtiendrait ainsi un micro-manipulateur d'une grande simplicité pouvant se déplacer sur de longues distances pas-à-pas et ayant une course de balayage de plusieurs micromètres. Une application envisageable serait une sonde bon marché pour microscopie à balayage².

1. Par exemple en microscopie magnétique à balayage.

2. Par exemple pour un AFM ou STM.

Nous avons aussi proposé une solution originale, performante et simple pour le contrôle des actionneurs 'stick and slip'. Elle a l'avantage d'intégrer dans le même algorithme les modes pas-à-pas et à balayage. La synthèse du régulateur en est ainsi facilitée et ses performances améliorées.

5.2 Domaines d'applications

La faisabilité du micro-assemblage en utilisant des micro-robots actionnés par 'stick and slip' a été démontrée (paragraphe 4.3.2.7, [Breguet 1996a, Mericio 1996, Sulzmann 1996]).

Ces actionneurs peuvent aussi être utilisés pour des systèmes de micro-usinage. Nous avons réalisé avec succès un micro-usinage électrochimique de pièces en verre avec le micro-robot à 4 degrés de liberté du chapitre 4 [Langen 1997a].

D'autres applications sont aussi envisageables. La production et le contrôle de qualité des circuits intégrés et des 'MEMs' sont un autre exemple. Les micro-manipulateurs pourraient servir à aligner des masques ou à positionner des sondes de contrôle.

Les micro-manipulateurs 'stick and slip' sont aussi particulièrement bien adaptés à la télé-manipulation d'objets microscopiques. L'opérateur pilote le robot par 'joystick' et contrôle visuellement sa position. La télé-opération pourrait être facilitée par des fonctions d'aides, telles que le choix arbitraire d'un point de rotation, des déplacements prédéfinis, etc. Ici on est moins intéressé à la résolution des actionneurs qu'à leur grande simplicité. On peut imaginer un système extrêmement convivial, performant et d'un coût modeste. Une application qui semble prometteuse est la micro-manipulation d'échantillons biologiques.

Finalement, les résultats de cette thèse sont directement applicables à la microscopie à balayage. Ainsi, les actionneurs 'stick and slip' retrouveraient leur domaine d'application original.

5.3 Points non abordés ou à approfondir

Si ce travail a contribué à une meilleure connaissance du fonctionnement des actionneurs ‘stick and slip’, il est aussi évident que certains points mériteraient d’être approfondis. Dans les paragraphes suivants nous citons ceux qui nous paraissent les plus importants et qui pourraient faire l’objet de prochaines études.

5.3.1 Propositions d’améliorations de l’interface pieds-mobile

Nous avons vu au paragraphe 4.2.2.4 que la pression de contact à l’interface pieds-mobile est très élevée. Pour la réduire on pourrait augmenter le rayon de la bille. Par exemple un rayon de 5 mm donne une pression de contact d’environ 400 N/mm² (figure 4-6). On favorise aussi le fonctionnement de l’actionneur en diminuant la déformation avant glissement et en augmentant le rayon de contact, ce qui permet de diminuer la sensibilité du système à la rugosité. Pour garder les pieds aussi rigides et compacts que possible on utilisera uniquement la calotte d’une bille (figure 5-1a), seules les parties en contact étant importantes.

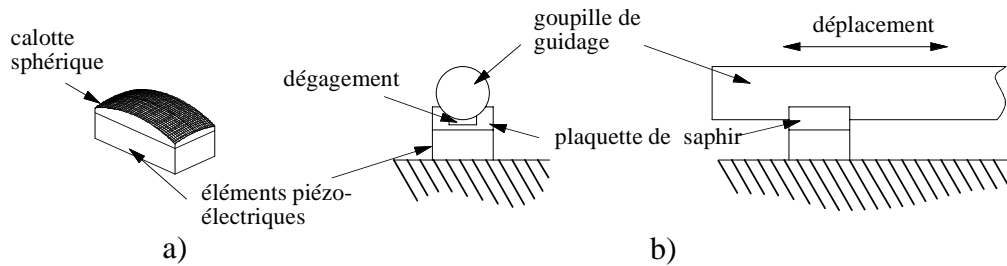


Figure 5-1 Guidages à basse pression de contact: a) calotte sphérique, b) guidages cylindriques auto-alignés.

Une autre solution consisterait à utiliser un guidage cylindrique auto-aligné comme illustré sur la figure 5-1b. Elle offre deux avantages: d’une part la pression est très faible, d’autre part la rigidité du pied est augmentée.

La réalisation pratique de ces solutions pourrait faire appel à la technologie développée par H. Langen [Langen 1997b]. Il s’agit d’un usinage chimique assisté par des décharges électriques générées entre deux électrodes. La pièce à usiner, une plaquette en saphir (ou pyrex) collée sur l’élément piézo-électrique, baigne dans une électrolyte de NaOH. Dans le cas a), une électrode concave permet l’usinage de la calotte sphérique. Dans le cas b), après un usinage grossier des dégagements, on utilise directement la goupille de guidage comme électrode. On obtient ainsi un auto-alignement parfait des pieds.

La solution b) permettrait une simplification ultérieure de l’actionneur ‘stick and slip’ (une seule goupille de guidage), tout en améliorant ses performances (grande rigidité, pression de contact réduite).

La fréquence avant le régime cahotique serait plus élevée grâce à l'augmentation de la rigidité du système et à la diminution de la masse du mobile¹. Ainsi la vitesse limite pourrait être augmentée. Finalement, la durée de vie de l'actionneur serait accrue par la réduction de la pression de contact.

5.3.2 Autres formes de signaux d'excitation

Dans toute cette étude, nous n'avons volontairement considéré que le signal d'excitation en forme de dents de scie², ceci pour respecter le postulat de simplicité énoncé au paragraphe 1.3. D'autres formes de signaux peuvent naturellement être envisagées. Smith et al. comparent les résultats expérimentaux obtenus avec des signaux cycloïdaux et en dents de scie [Smith 1996]. Selon Smith, et contrairement à son attente, les meilleurs résultats ont été obtenus avec ces derniers.

Toutefois, il serait intéressant de pousser plus loin les investigations dans ce sens. Le mobile se déplace pour autant que le signal soit asymétrique et que les accélérations soient suffisantes pour provoquer le glissement. Par exemple, on peut exciter le système avec un signal triangulaire de rapport cyclique différent de 50 %. Le rapport cyclique est d'ailleurs un autre moyen de contrôler la vitesse des actionneurs 'stick and slip' [Breguet 1996b].

Les outils de simulation développés au chapitre 3 peuvent parfaitement être utilisés pour des signaux d'excitation quelconques. Naturellement, les équations du modèle rigide ne sont plus valables dans ce cas.

5.3.3 Modulation de la force d'appui

Pour diminuer le recul du mobile durant le retour des pieds on peut moduler la force d'appui pour que celle-ci soit grande lors de leur accélération et petite lors de leur retour (paragraphe 3.5.5). Cette modulation pourrait être générée soit par le système de charge soit par un mouvement en forme d'ellipse du bout des pieds.

5.3.4 Excitations déphasées

En excitant les pieds de façon à ce que leurs retours ne soient pas simultanés on réduit sensiblement le recul du mobile (paragraphe 3.7.4.7 et 4.2.8.5).

Cette solution intéressante mériterait plus d'attention. Par exemple, ne génère-t-elle pas des mouvements parasites de rotation, ou perpendiculaires au déplacement?

1. Par conséquent, la fréquence propre de l'actionneur serait augmentée.

2. Excepté pour la réduction active des frottements du paragraphe 4.7.

5.3.5 Choix des matériaux et durée de vie

Nous n'avons pas poussé loin les investigations au niveau des matériaux. Les couples a) acier/saphir¹, b) saphir/saphir² et c) saphir/oxyde de silicium³ ont été utilisés avec succès. Le couple a) donne de bons résultats et l'usure est très faible malgré des très hautes pressions de contact (paragraphe 4.2.2.4). Le couple c) est bon mais nécessite une légère lubrification pour éviter le grippage, surtout aux hautes fréquences. L'oxyde de silicium s'use rapidement. Aucune usure n'a été constatée avec le couple b).

Cet aspect des actionneurs 'stick and slip' devra être impérativement approfondi pour envisager leur commercialisation.

5.3.6 Fonctionnement sous vide

De nombreuses applications en microscopie, ou dans le domaine spatial, nécessitent des actionneurs pouvant fonctionner dans un vide d'air poussé.

Pour ces applications, le choix des matériaux est extrêmement délicat. Il faut éviter le dégazage et la lubrification n'est pas possible. Les choix des adhésifs sera aussi particulièrement important.

5.4 Perspectives d'avenir

Suite à des publications et des articles de presse, quelques industriels et investisseurs ont montré leur intérêt pour nos travaux. Nous sommes toutefois conscient qu'un travail de développement important reste à faire pour arriver à un prototype industriel.

Dans cette perspective nous devons sélectionner une, voire deux applications et trouver les partenaires industriels intéressés à mener à bien ces développements.

Les problèmes principaux auxquels nous serons confrontés concernent la durée de vie des actionneurs, leurs connections électriques et leur fiabilité. Il faudra aussi trouver des solutions économiquement viables pour les capteurs de positions. Leur choix dépendra directement des applications retenues.

Nous devons proposer au client potentiel un système complet, c'est-à-dire, le ou les micro-manipulateurs, l'électronique de commande ainsi que l'interface utilisateur adaptée à l'application considérée. Cette approche système accroît la valeur ajoutée et permet en plus une optimisation de l'ensemble.

1. Axe linéaire.
2. Actionneur rotatif pour plate-forme pivotante d'un AFM.
3. Tous les micro-robots et la plate-forme à 6 degrés de liberté.

Un système de télé-manipulation sous microscope optique pourrait servir valablement de banc d'essai pour les prochains développements.

5.5 Contribution

Ce travail de thèse est une contribution à l'assemblage des micro-systèmes et à la micro-manipulation.

Nous avons proposé des outils de conception de micro-manipulateurs. Les nombreux prototypes développés et testés durant ce travail ont démontré la validité de notre approche.

La grande simplicité des actionneurs proposés leur ouvre des champs d'application nouveaux, tels que l'instrumentation de laboratoires de biologie.

D'autre part, les résultats inattendus de l'étude par les lois de similitude, offrent de nombreuses perspectives pour la réalisation de manipulateurs miniatures et de microsystemes.

Finalement, nous souhaitons que les experts de la microscopie à balayage puissent bénéficier à leur tour des résultats présentés dans cette étude.

5.6 Conclusion

Nous espérons que le lecteur a maintenant une idée précise des performances et des avantages des actionneurs 'stick and slip'. Il doit aussi être conscient de leurs limites afin de ne les utiliser que lorsque leurs avantages principaux peuvent être exploités pleinement, à savoir leur grande résolution, leur simplicité et leur facilité d'intégration. Il est important de considérer les actionneurs 'stick and slip' comme une solution complémentaire, et pas nécessairement concurrente, aux actionneurs conventionnels.

Nous sommes persuadés que les actionneurs 'stick and slip' ont un bel avenir devant eux.

BIBLIOGRAPHIE

- [Agraït 1992] N. Agraït, "VERTICAL INERTIAL PIEZOELECTRIC TRANSLATION DEVICE FOR SCANNING TUNNELING MICROSCOPE", *Rev. Sci. Instrum.*, pp. 263-264, 1992.
- [Altpeter 1997] F. Altpeter, D. Neculescu et R. Longchamp, "FRICTION MODELING AND IDENTIFICATION ISSUES FOR ELECTRIC DRIVES", *Electromotion '97*, Cluj-Napoca, Romania, pp. 149-154, 8-9 mai, 1997.
- [Armstrong 1996] B. Armstrong et C. Canudas, "FRICTION MODELING AND COMPENSATION", pp. 1369-1382, *Miscellaneous Mechanical Control Systems*: CRC Press, 1996.
- [Aymon 1996] C. Aymon, "STRUCTURE EXPERIMENTALE A 6 DEGRES DE LIBERTE A ACTIONNEURS PIEZO-ELECTRIQUES INTEGRÉS", projet de 8ème semestre, DMT-IMT EPFL, Lausanne, juin 1996.
- [Badano 1992] F. Badano, M. Bétemps et A. Jutard, "MODELLING AND CONTROL OF A ROBOTIC ACTUATOR USING METAL BELLOWS", *Industrial Automation*, Montréal, Canada, pp. 13.29-13.33, 1-3 juin 1992.
- [Ballif 1995] J. Ballif, "AMPLIFICATEUR A HAUTE TENSION POUR ACTIONNEURS PIEZO-ELECTRIQUES", Projet de 8ème semestre, DMT-IMT EPFL, Lausanne, juin 1995.
- [Bellouard 1997] Y. Bellouard et R. Clavel, "A NEW DESIGN OF SHAPE MEMORY ALLOY MICRO-GRIPPER USED IN MICROOPTICS ASSEMBLY", *Shape Memory and Superelasticity Technologies*, Pacific Grove, mars 1997.
- [Besocke 1987] K. Besocke, "AN EASILY OPERABLE SCANNING TUNNELING MICROSCOPE", *Surface Science*, vol. 181, pp. 145-153, 1987.
- [Bexell 1995] M. Bexell et S. Johanson, "A HIGH TORQUE MINIATURE INCHWORM MOTOR", *Int. Conf. on Solid-State Sensors and Actuators Eurosensors IX*, pp. 69-70, juin 1995.
- [Bexell 1996] M. Bexell et S. Johansson, "MICROASSEMBLY OF A PIEZOELECTRIC MINIATURE MOTOR", *Microrobotics: Components and Applications*, SPIE's Photonics East, Boston, vol. 2906, pp. 151-161, 21-22 novembre 1996.
- [Blackford 1992] B. L. Blackford, M. H. Jericho et M. G. Bourdeau, "A VERTICAL/HORIZONTAL TWO-DIMENSIONAL PIEZOELECTRIC DRIVEN INERTIAL SLIDER MICROPOSITIONNER FOR CRYOGENIC APPLICATIONS", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 63, pp. 2206-2209, 1992.
- [Bleuler 1995] H. Bleuler et R. Siegwart, "MICRO- AND NANOROBOTICS IN SWITZERLAND", *IROS'95*, Nagoya, pp. 51-60, août 1995.

-
-
- [Bornand 1992]** E. Bornand, L. Paratte, G.-A. Racine et N. F. d. Rooij, "MICRO-MOTEURS ELECTROSTATIQUES: DEVELOPPEMENTS RECENTS ET PERSPECTIVES D'UTILISATION EN HORLOGERIE", IVe Congrès Européen de Chronométrie, Lausanne, Switzerland, pp. 45-48, 29-30 octobre 1992.
- [Breguet 1996a]** J.-M. Breguet, E. Pernette et R. Clavel, "STICK AND SLIP ACTUATORS AND PARALLEL ARCHITECTURES DEDICATED TO MICROROBOTICS", *Microrobotics: Components and Applications*, SPIE's Photonics East, Boston, vol. 2906, pp. 13-24, 21-22 novembre 1996.
- [Breguet 1996b]** J.-M. Breguet et P. Renaud, "A 4-DEGREES-OF-FREEDOM MICROROBOT WITH NANOMETER RESOLUTION", *Robotica*, vol. 14, pp. 199-203, 1996.
- [Breguet 1997]** J.-M. Breguet, S. Henein, R. Mericio et R. Clavel, "MONOLITHIC PIEZOCERAMICS FLEXIBLE STRUCTURES FOR MICROMANIPULATION", 9-IPES/UME 4, Braunschweig, 26-30 mai 1997.
- [Brissaud 1990]** M. Brissaud, J. L. Dion et L. Eyraud, "DOUBLE ACTION PIEZOELECTRIC MOTORS", 4th European Frequency and Time Forum, Neuchâtel, Switzerland, pp. 355-358, 13-15 mars 1990.
- [Büchi 1995]** R. Büchi, W. Zesch, A. Codourey et R. Siegwart, "INERTIAL DRIVES FOR MICRO- AND NANOROBOTS: ANALYTICAL STUDY", SPIE's, Intelligent Systems and Advanced Manufacturing, Philadelphia, USA, 23-26 octobre 1995.
- [Canudas 1991]** C. Canudas, P. Noël, A. Aubin et B. Brogliato, "ADAPTIVE FRICTION COMPENSATION IN ROBOT MANIPULATORS: LOW VELOCITIES", *The International Journal of Robotics Research*, vol. 10, pp. 189-199, 1991.
- [Canudas 1995]** C. Canudas, H. Olsson, J. Aström et P. Lischinsky, "A NEW MODEL FOR CONTROL OF SYSTEMS WITH FRICTION", *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 40, pp. 419-425, 1995.
- [Caubet 1964]** J. J. Caubet, "THEORIE ET PRATIQUE INDUSTRIELLE DU FROTTEMENT", Paris: Dunlop, 1964.
- [Chen 1992]** H. T. H. Chen, W. Ng et R. L. Engelstad, "FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A SCANNING X-RAY MICROSCOPE MICROPOSITIONING STAGE", *Rvv. Sci. Instrum.*, vol. 63, pp. 591-594, 1992.
- [Claude 1997]** S. Claude, "MICRO-ROBOT MOBILE A 3 DEGRES DE LIBERTE", projet de 8ème semestre, DMT-IMT EPFL, Lausanne, juin 1997.
- [Clavel 1987]** R. Clavel, "COMPOSANTS DE LA MICROTECHNIQUE", EPFL, Lausanne, 1987.

-
-
- [Colin 1992] J. Colin, H. Brenan, P. G. Charette et I. W. Hunter, "ENVIRONMENTAL ISOLATION PLATFORM FOR MICROROBOT SYSTEM DEVELOPMENT", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 63, pp. 3492-3498, 1992.
- [Connus 1997] T. Connus, "ENTRAÎNEMENT "STICK & SLIP" AVEC ACTIONNEUR PIEZO", projet de 8ème semestre, DGM-IA, EPFL, Lausanne, mai 1997.
- [CSEM 1996] CSEM, "ACTIONNEUR PIEZOELECTRIQUE DE TRES HAUTE PRECISION", brevet numéro EP 0 750 356 A1, CSEM, Neuchâtel, 20 juin 1996.
- [Del Pedro 1986] M. Del Pedro et P. Pahud, "MECANIQUE VIBRATOIRE", Lausanne, 1986.
- [Flamand 1978] L. Flamand, "FATIGUE DES SURFACES", pp. B 5055-1 - 19, *Techniques de l'ingénieur, Traité Mécanique et Chaleur*, 1978.
- [Fukuda 1991] T. Fukuda, H. Hosokai, H. Ohyama, H. Hashimoto et F. Arai, "GIANT MAGNETOSTRICTIVE ALLOY (SMA) APPLICATIONS TO MICRO MOBILE ROBOT AS A MICRO ACTUATOR WITHOUT POWER SUPPLY CABLES", MEMS'91, Nara, Japan, pp. 210-215, 30 janvier - 2 février 1991.
- [Furuta 1991] A. Furuta, K.-y. Ho et K. Uchino, "MECHANICAL CLAMPER USING SHAPE MEMORY CERAMICS", 7th International Symposium on Applications of Ferroelectrics, Urbana-Champaign, USA, pp. 528-534, 6-8 juin 1991.
- [Futami 1990] S. Futami, A. Furutani et S. Yoshida, "NANOMETER POSITIONING AND ITS MICRO-DYNAMICS", *Nanotechnology*, pp. 31-37, 1990.
- [Gengenbach 1996] U. Gengenbach, "AUTOMATIC ASSEMBLY OF MICROOPTICAL COMPONENTS", *Microrobotics: Components and Applications*, SPIE's Photonics East, Boston, vol. 2906, pp. 141-150, 21-22 novembre 1996.
- [Goto 1989] H. Goto, "XY STAGE CAPABLE OF POSITIONING IN SUBMICRON ORDER", *Journal of Robotics & Mechatronics*, pp. 333-337, 1989.
- [Guyenot 1995] V. Guyenot, C. Siebenhaar et C. Damm, "A KICKING STEP-BY-STEP-DRIVE FOR PRECISION ENGINEERING", 8th IPES, Compiègne, France, pp. 278-281, mai 1995.
- [Ho 1991] K.-Y. Ho, A. Furuta et K. Uchino, "DEVELOPMENT AND APPLICATION OF SHAPE MEMORY ALLOY CERAMIC ACTUATORS", 7th International Symposium on Applications of Ferroelectrics, Urbana-Champaign, USA, pp. 525-527, 6-8 juin 1991.

-
-
- [Hodac 1997]** A. Hodac, W. Zesch, R. Siegwart, S. Henein, S. Bottinelli et R. Clavel, "DESIGN AND CONTROL OF A FAST PRECISE MARCO/MICRO-MANIPULATOR", International Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment, Tokyo, pp. 231-237, 1997.
- [Honda 1994]** T. Honda, K. I. Arai et M. Yamaguchi, "FABRICATION OF ACTUATORS USING MAGNETOSTRICTIVE THIN FILMS", MEMS'94, Osio, Japan, pp. 51-56, 25-28 janvier 1994.
- [Howald 1992]** L. Howald, H. Rudin et H.-J. Güntherodt, "PIEZOELECTRIC INERTIAL STEPPING MOTOR WITH SPHERICAL ROTOR", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 63, pp. 3909-3912, 1992.
- [Howald 1993]** L. Howald, E. Meyer, R. Lüthi, H. Haefke, R. Overney, H. Rudin et H.-J. Güntherodt, "MULTIFUNCTIONAL PROBE MICROSCOPE FOR FACILE OPERATION IN ULTRAHIGH VACUUM", *App. Phys. Lett.*, vol. 63, pp. 117-119, 1993.
- [Ikuta 1991]** K. Ikuta, A. Kawahara et S. Yamazumi, "MINIATURE CYBERNETIC ACTUATORS USING PIEZOELECTRIC DEVICE", MEMS'91, Nara, Japan, pp. 131-136, 30 janvier- 2 février 1991.
- [Johansson 1994]** S. Johansson, "TECHNIQUES FOR THE FABRICATION OF MICROROBOTS SYSTEMS", *Symposium on Robot Control*, Capri, pp. 755-762, 19-21 septembre 1994.
- [Jufer 1979]** M. Jufer, "TRANSDUCTEURS ELECTROMECHANIQUES", Georgi, 1979.
- [Karamouk 1995]** E. Karamouk, "MICRO-ROBOT A 4 DEGRES DE LIBERTE", projet de 8ème semestre, DMT-IMT EPFL, Lausanne, juin 1995.
- [Karidis 1992]** J. P. Karidis, G. M. Vicker, J. P. Pawletko, L. C. Zai, M. Goldowsky, R. E. Brown et R. R. Comulada, "THE HUMMINGBIRD MINIPositionner PROVIDING THREE-AXIS MOTION AT 50 G'S WITH LOW REACTION", International Conference on Robotics and Automation, Nice, France, vol. 4, pp. 685-692, mai 1992.
- [Karnopp 1985]** D. Karnopp, "COMPUTER SIMULATION OF STICK-SLIP FRICTION IN MECHANICAL DYNAMICS SYSTEMS", *Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control*, vol. 107, pp. 100-103, 1985.
- [Kissling 1997]** C. Kissling, "PLATEFORME D'ECHANTILLON PIVOTANTE POUR AFM", projet de diplôme, DMT-IMT EPFL, Lausanne, mars 1997.
- [Langen 1997a]** H. Langen, J.-M. Breguet, M. Moscatelli, R. Mericio, P. Renaud et H. Bleuler, "STICK-SLIP ACTUATORS FOR MICROMACHINING OF GLASS", International Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment, Tokyo, Japan, pp. 261-264, 20-23 juillet 1997.

-
-
- [Langen 1997b] H. Langen, I. Ceausoglu, M. v. d. Meer, E. Lehmann, H. Bleuler et P. Renaud, "ELECTROCHEMICALLY MICROMACHINING OF GLASS USING MICRO-EDMED MICROTOOLS", *Progress in Precision Engineering and Nanotechnology*, Braunschweig, Germany, vol. 2, pp. 672-675, 26-30 mai 1997.
- [Lehr 1996] H. Lehr, S. Abel, J. Döpfer, W. Ehrfeld, B. Hagemann, K.-P. Kämper, F. Micehl, C. Schulz et C. Thürigen, "MICROACTUATORS AS DRIVING UNITS MICROROBOTIC SYSTEMS", *Microrobotics: Components and Applications*, SPIE's Photonics East, Boston, vol. 2906, pp. 202-210, 21-22 novembre 1996.
- [Lerch 1996] P. Lerch, K. Slimane, B. Romanowicz et P. Renaud, "MODELISATION AND CHARACTERIZATION OF ASYMMETRICAL MICRO-ACTUATORS", *Journal Micromachines Microengineering*, vol. 6, pp. 134-137, 1996.
- [Lin 1995] L. Y. Lin, S. S. Lee, M. C. Wu et D. S. J. Pister, "MICROMACHINED INTEGRATED OPTICS FOR FREE-SPACE INTERCONNECTIONS", *IEEE MEMS'95*, pp. 77-82, juin 1995.
- [MacKenzie 1996] M. MacKenzie, N. An, M. Giere, J. Stori et P. Wright, "EXPERIENCES WITH SHAPE MEMORY ALLOY: ROBOT GRIPPERS FOR SUB-MILLIMETER HARD DISC DRIVE COMPONENTS", *Microrobotics: Components and Applications*, Boston, USA, vol. 2906, pp. 25-36, 21-22 novembre 1996.
- [Madden 1996] J. D. Madden, P. G. Madden, I. W. Hunter, S. R. Lafontaine et C. J. H. Brenan, "MICROROBOTS: PRESENT AND FUTURE", *IROS'96, Workshop*, Tokyo, Japan, pp. 5-12, 4-8 novembre 1996.
- [Mason 1964] W. P. Mason, "PHYSICAL ACOUSTICS-PRINCIPLES AND METHODES", Academic Press, 1964.
- [Matey 1987] J. R. Matey, R. S. Crandall et B. Brycki, "BIMORPH-DRIVEN X-Y-Z TRANSLATION STAGE FOR SCANNED IMAGE MICROSCOPY", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 58, pp. 567-570, 1987.
- [Matsuda 1991] R. Matsuda et R. Kaneko, "MICRO-STEP XY-STAGE USING PIEZOELECTRIC TUBE ACTUATOR", *MEMS'91, NARA, JAPAN*, pp. 137-142, 30 janvier - 2 février 1991.
- [Meier 1993] A. Meier, "DISPOSITIF DE MICRO-POSITIONNEMENT X, Y, Z A DEPLACEMENT INERTIEL", projet de diplôme, DMT-IMT EPFL, Lausanne, mars 1993.
- [Mericio 1996] R. Mericio, "MICRO-ASSEMBLAGE A L'AIDE D'UN MICRO-ROBOT CONTROLE PAR VISION", projet de diplôme, échange ERASMUS avec le Politecnico di Milano, DMT-IMT EPFL, Lausanne, septembre 1996.
- [MINAST 1995] MINAST, "MICRO- AND NANO-SYSTEMS TECHNOLOGY, SWISS PRIORITY PROGRAM", 1995.

-
- [Mindlin 1949] R. D. Mindlin, "COMPLIANCE OF ELASTIC BODIES IN CONTACT", *Journal of applied mechanics*, vol. 16, pp. 259-268, 1949.
- [Minotti 1996] P. Minotti et V. Nocton, "ETUDE THEORIQUE D'UN MICRO-TRANSLATEUR PIEZO-ELECTRIQUE A ONDES STATIONNAIRES: UNE INTRODUCTION AUX FUTURS MICRO-ACTIONNEURS MULTI DEGRES DE LIBERTE", *Mech. Mach. Theory*, pp. 91-108, 1996.
- [Nakamura 1993] K. Nakamura, M. Kurosawa et S. Ueha, "DESIGN OF A HYBRID TRANSDUCER TYPE ULTRASONIC MOTOR", *IEEE Transaction on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency control*, vol. 40, pp. 395-401, 1993.
- [Nanotechnologie 1996] Nanotechnologie, "THE NANOMOTOR, VOLKER KLOCKE & STEPHAN KLEINDIEK NANOTECHNILOGIE GbR", Aachen, Allemagne, 1996.
- [Neal 1973] M. J. Neal, "TRIBOLOGY HANDBOOKS", Butterworths, 1973.
- [Niino 1992] T. Niino, S. Egawa, N. Nishiguchi et T. Higuchi, "DEVELOPMENT OF AN ELECTROSTATIC ACTUATOR EXCEEDING 10N PROPULSIVE FORCE", MEM's Syststems'92, Travemünde, Germany, vol. 7, pp. 122-127, 4-7 février 1992.
- [Olivier 1994] M. Olivier, I. W. Hunter, S. Lafontaine, C. J. H. Brenan, A. Lafferrière et L. R. B. Patterson, "A TELE-NANO-POSITIONING-ROBOT FOR MICRO-FABRICATION AND MICRO-ASSEMBLY", *IARP Proc. on Micromachine Technologies and Systems*, pp. 16-23, 26-28 octobre 1994.
- [Paratte 1986] P.-A. Paratte et P. Robert, "SYSTEMES DE MESURES", Presses polytechniques romandes, Lausanne, 1986.
- [Paratte 1991] L. Paratte, G.-A. Racine, N. F. d. Rooij et E. Bornand, "A RIGID RING ELECTROSTATIC HARMONIC WOBBLE MOTOR WITH AXIAL FIELD", *Transducers'91*, pp. 890-893, 23-27 juin 1991.
- [Paros 1965] J.-M. Paros et L. Weibord, "HOW TO DESIGN FLEXURE HINGES", *Machine Design*, pp. 151-156, 1965.
- [Péclat 1995] C. Péclat, "CONCEPTION ET REALISATION D'UN MICRO-MOTEUR PIEZOELECTRIQUE", Thèse N° 1434, DMT-IMT EPFL, Lausanne, juin 1995.
- [Pernette 1996] E. Pernette, R. Clavel, P. Minotti, P. L. Moal, A. Ferreira, W. Leflein, H. Porte et R. Ferrière, "MICROMANIPULATEUR POUR L'ALIGNEMENT OPTIQUE", 6ème Congrès Européen de Chronométrie, Bienne, Suisse, pp. 201-204, 17-18 octobre, 1996.
- [Philips 1991] Philips, "PIEZOELECTRIC CERAMICS PROPERTIES AND APPLICATIONS", Mullard House, London, 1991.

-
-
- [Philips 1995]** D. M. H. Philips, P. C. J. N. Rosielle et P. H. J. Schellekens, "DESIGN OF HIGH PRECISION ROTARY TABLE", 8th-IPES, Compiègne, France, pp. 221-224, mai 1995.
- [Physik Instrumente 1993]** Physik Instrumente, "PRODUCTS FOR MICROPOSITIONING: PRODUCT LINE CATALOG", 1993.
- [Pickelmann 1991]** D. L. Pickelmann, "THE HYDRAULIC MICROPOSITIONER HYDRAP", München, 1991.
- [Pohl 1987]** D. W. Pohl, "DYNAMIC PIEZOELECTRIC TRANSLATION DEVICES", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 58, pp. 54-57, 1987.
- [Prat 1995]** S. G. Prat, "TELESCOPE ROTATION MOTOR USING TANGENTIAL ACTUATORS", 8th-IPES, Compiègne, France, pp. 508-511, mai 1995.
- [Racine 1993]** G.-A. Racine, R. Luthier et N. F. d. Rooij, "HYBRID ULTRASONIC MICROMACHINED MOTORS", MEM's, Fort Lauderdale, USA, vol. 2, pp. 128-132, 7-10 février 1993.
- [Ragulskis 1988]** K. Ragulskis, R. Bansevicius, R. Baraukas et G. Kulvietis, "VIBROMOTORS FOR PRECISION MICROROBOTS", New York: Hemisphere publishing corporation, 1988.
- [Rebmann 1995]** P. Rebmann, "AMPLIFICATEURS ET ALIMENTATIONS INTEGRES POUR ACTIONNEURS PIEZO-ELECTRIQUES", projet de 7ème semestre, DMT-IMT EPFL, Lausanne, mars 1995.
- [Rossi 1986]** M. Rossi, "ELECTROACOUSTIQUE", Presses polytechniques romandes, Lausanne, 1986.
- [Roth 1990]** R. C. Roth, "THE ELASTIC WAVE MOTOR - A VERSATILE TERFONOL DRIVEN, LINEAR ACTUATOR WITH HIGH FORCE AND GREAT PRECISION", DynaMotive Corporation, Richmond, Canada, 1990.
- [Sashida 1993]** T. Sashida et T. Kenjo, "AN INTRODUCTION TO ULTRASONIC MOTORS", Oxford Science Publications, 1993.
- [Schläfli 1996]** D. Schläfli, "GENERATEUR DE SIGNAUX POUR ACTIONNEURS PIEZO-ELECTRIQUE", projet de 7ème semestre, DMT-IMT EPFL, Lausanne, février 1996.
- [Smith 1994]** S. T. Smith et D. G. Chetwynd, "FOUNDATIONS OF ULTRAPRECISION MECHANISM DESIGN", vol. 2. Warwick, UK: Gordon and Breach Science, 1994.
- [Smith 1996]** W. F. Smith, M. C. Abraham, J. M. Sloan et M. Switkes, "SIMPLE RETROFITTABLE LONG-RANG X-Y TRANSLATION SYSTEM FOR SCANNED PROBE MICROSCOPES", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 67, pp. 3599-3604, 1996.
- [Stoeckel 1991]** D. Stoeckel et W. Yuş, "SUPERELASTICITY Ni-Ti WIRE", *Wire journal international*, pp. 45-50, 1991.

-
- [Sulzmann 1995]** A. Sulzmann, J.-M. Breguet et J. Jacot, "MICROVISION SYSTEM (MVS): A 3D COMPUTER GRAPHIC-BASED MICRO-ROBOT TELEMANIPULATION AND POSITION FEEDBACK BY VISION", *SPIE's Photonics East Proceeding* vol. 2593, pp. 38-49, 23-26 octobre 1995.
- [Sulzmann 1996]** A. Sulzmann, J.-M. Breguet, J. Carlier et J. Jacot, "VIRTUAL REALITY AND HIGH ACCURATE VISION FEEDBACK AS KEY INFORMATION FOR MICRO ROBOT TELEMANIPULATION", *Microrobotics: Components and Applications*, SPIE's Photonics East, Boston, vol. 2906, pp. 38-57, 21-22 novembre 1996.
- [Wang 1992]** W. Wang et I. Busch-Vishniac, "A HIGH PRECISION MICRO-POSITIONNER BASED ON MAGNETOSTRICTION PRINCIPLE", *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 63, pp. 249-254, 1992.
- [Wavre 1992]** N. Wavre, "POSITIONNEMENT MICRO ET NANOMETRIQUE AVEC MOTEUR LINEAIRE SANS BALAIS SUR COUSSIN D'AIR", *Entreprise ETEL S. A.*, 1992.
- [Yamagata 1995]** Y. Yamagata et T. Higuchi, "A MICROPOSITIONNING DEVICE USING RAPID DEFORMATION OF PIEZOELECTRIC ELEMENTS", 8th-IPES, Compiègne, France, pp. 265-268, mai 1995.
- [Yamagata 1994]** Y. Yamagata, T. Higuchi, N. Nakamura et S. Hamamura, "A MICRO MOBILE MECHANISM USING THERMAL EXPANSION AND ITS THEORETICAL ANALYSIS", MEMS'94, Osio, Japan, pp. 142-146, 25-28 janvier 1994.
- [Zeiss 1994]** Zeiss, "BEETLE STM - UN MICROSCOPE INEDIT A EFFET TUNNEL", *La Revue Polytechnique*, vol. 1576, pp. 815, 1994.
- [Zesch 1995]** W. Zesch, R. Büchi, A. Codourey et R. Siegwart, "INERTIAL DRIVES FOR MICRO - AND NANOROBOTS: TWO NOVEL MECHANISMS", SPIE's, *Intelligent Systems and Advanced Manufacturing*, Philadelphia, USA, 23-26 octobre 1995.

CURRICULUM VITAE

Renseignements généraux

Nom: Breguet
Prénom: Jean-Marc
Né le: 7 août 1960
Lieu d'origine: Coffrane, Neuchâtel

Formation

août 1976: Certificat d'études secondaires
Section scientifique
Ecole secondaire du Locle
mars 1982: Diplôme d'ingénieur électrotechnicien ETS
Ecole d'ingénieurs du canton de Neuchâtel (EI-ETS)
Le Locle
janvier 1989: Diplôme d'ingénieur microtechnicien EPFL
Ecole polytechnique fédérale de Lausanne
Lauréat du prix SAP (3^e rang)

Activités professionnelles

1983 - 1985: Responsable du département d'électronique de l'entreprise
MINIMOTOR SA, Agno, Tessin
Réalizations principales: développement d'une nouvelle génération de
moteurs électriques, développement d'un système automatisé du contr-
ôle de qualité de moteurs à courant continu de petites tailles
1989 - 1990: Ingénieur de développement dans l'entreprise Toppan Technical
Research Institute, Toppan Printing Co., Saitama, Japon
(stage SATW)
Réalisation principale: caractérisation d'une tête d'imprimante à trans-
fert d'encre (dépôt d'un brevet)
1990 - 1993: Responsable du département R&D et substitut du directeur technique
de l'entreprise MINIMOTOR SA
Réalizations principales: réorganisation du département, élaboration
d'une stratégie de développement à moyen terme
dès 1993: Collaborateur scientifique à l'Institut de Microtechnique de l'EPFL

