



**HAL**  
open science

# Étude du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'Andromède

Nicolas Hauchecorne

► **To cite this version:**

Nicolas Hauchecorne. Étude du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'Andromède. Mécanique [physics.med-ph]. 2011. dumas-00692439

**HAL Id: dumas-00692439**

**<https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-00692439>**

Submitted on 30 Apr 2012

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

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

CONSERVATOIRE NATIONAL DES ARTS ET METIERS

PARIS

---

MEMOIRE

présenté en vue d'obtenir

le **DIPLOME D'INGENIEUR CNAM**

**SPECIALITE : Mécanique**

**OPTION : Mécanique des structures et des systèmes**

par

Nicolas HAUCHECORNE

---

**Etude du mouvement d'objet du spectromètre de masse  
d'ANDROMEDE**

Soutenu le 30 septembre 2011

---

**JURY**

**PRESIDENT :**

M Jean-François Deü, Professeur au Cnam de Paris.

**MEMBRES :**

M Olivier De Smet, Maître de Conférences au Cnam Paris.

M Georges Venizelos, Maître de Conférences au Cnam Paris.

M Philippe Rosier, Responsable du service R&D détecteurs de l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay.

M Jean Peyré, Responsable de la division instrumentation et informatique de l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay.

M Serge Della-Negra, porteur du projet Andromede, Physicien de l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay.

## Remerciements

Mes remerciements vont en premier lieu à Philippe Rosier pour son aide précieuse, sa disponibilité et l'intérêt qu'il a porté à mon travail. D'un point de vue organisationnel, je souhaite également souligner son soutien qui m'a permis d'aller, sans excuse possible, jusqu'au bout de mon projet au CNAM.

Je tiens également à remercier M Della-Negra Serge de m'avoir proposé cet intéressant sujet de mémoire.

Merci à M Jean-François Deü, tuteur de mon mémoire, pour son accompagnement et ses conseils.

Enfin, par-dessus tout, merci à tous ceux qui m'ont soutenu pendant mon parcours, qu'ils fassent parti de mon environnement professionnel, personnel ou de mon groupe d'amis rencontré au CNAM.

# Table des matières

Remerciements .....	2
Table des matières .....	3
Introduction .....	6
Chapitre 1 : Présentation générale.....	8
1.1. L'institut de Physique Nucléaire d'Orsay.....	8
1.1.1. Le laboratoire .....	8
1.1.2. Les activités techniques.....	9
1.2. Le projet ANDROMEDE.....	11
1.2.1. Domaine d'activité et objectifs du projet .....	11
1.2.2. Structure et composition.....	12
1.2.3. Cahier des charges initial et limite de l'étude .....	13
1.2.4. Planning prévisionnel .....	14
Chapitre 2 : Nano positionnement du porte échantillons .....	15
2.1. Cahier des charges.....	15
2.2. Introduction aux systèmes de nano positionnement.....	18
2.2.1. Quelle technologie choisir ? .....	18
2.2.1.1. Effet piézoélectrique .....	19
2.2.1.2. Systèmes piézoélectrique direct .....	20
2.2.1.3. Système piézoélectrique inertiel, actionneur "stick and slip" .....	23
2.2.1.4. Système piézoélectrique hybride.....	25
2.2.1.5. Tableau comparatif des trois technologies .....	27
2.2.1.6. Conclusion.....	27
2.2.2. Quelle architecture choisir ?.....	28
2.2.2.1. Cinématique série .....	28
2.2.2.2. Cinématique parallèle.....	29
2.2.2.3. Conclusion.....	30
2.2.3. Comment comparer, évaluer les performances, choisir une table de nano positionnement .....	31
2.3. Estimation de l'erreur globale de positionnement .....	32
2.3.1. Objectif.....	32
2.3.2. Précision, répétabilité et résolution .....	32
2.3.2.1. Précision .....	32
2.3.2.2. Répétabilité.....	33
2.3.2.3. Résolution.....	33

2.3.3. Evaluation des erreurs et perturbations pouvant affecter la précision .....	33
2.3.3.1. Les erreurs de conception.....	34
2.3.3.2. Les perturbations extérieures .....	34
2.3.4. Principe d'Abbe.....	35
2.3.5. Evaluation de l'erreur de positionnement relative aux erreurs de chaque table .....	36
2.3.5.1. Méthode.....	36
2.3.5.2. Définition de la matrice HTM pour une table linéaire .....	36
2.3.5.3. Définition de la matrice HTM pour une table XYZ.....	40
2.3.5.4. Application à une table linéaire de type SmarAct.....	44
2.3.5.5. Résultats .....	47
2.3.5.6. Conclusion concernant le choix de la cinématique .....	48
2.3.6. Mauvaise tolérance de forme et géométrie .....	49
2.3.6.1. Définition .....	49
2.3.6.2. Application.....	49
2.3.6.3. Résultats .....	50
2.3.7. Erreurs liées aux chargements.....	51
2.3.7.1. Définition .....	51
2.3.7.2. Application.....	51
2.3.7.3. Résultats .....	54
2.3.8. Erreurs liées aux dilatations thermiques.....	55
2.3.8.1. Définition .....	55
2.3.8.2. Application.....	55
2.3.8.3. Conclusion.....	56
2.3.9. Erreurs liées aux vibrations .....	57
2.3.10. Répartition de l'erreur de positionnement .....	58
2.3.11. Conclusion.....	58
2.4. Asservissement du porte échantillons .....	60
2.4.1. Interférométrie laser .....	60
2.4.2. Mise en place.....	61
2.4.3. Conclusion.....	63
2.5. Conception mécanique du porte échantillons.....	65
2.5.1. Isolation électrique du porte échantillons.....	66
2.5.1.1. Classification des décharges électriques .....	66
2.5.1.2. Vide en tant que milieu isolant.....	67
2.5.1.3. Isolateur solide entre le porte échantillons/cinématique XYZ.....	68
2.5.1.4. Isolation par le vide entre le porte échantillons/électrode/cinématique de positionnement .....	70
2.5.1.5. Conclusion.....	70
Chapitre 3 : Introduction du porte échantillons.....	72

3.1. Mise à jour du planning prévisionnel .....	72
3.2. Cahier des charges.....	72
3.3. Design de la chambre sous atmosphère contrôlé .....	74
3.4. Méthode d'introduction du porte échantillons .....	75
3.4.1. Méthode de transfert du porte échantillons .....	75
3.4.2. Couplage isostatique .....	76
3.4.3. Mécanisme de préhension .....	77
3.4.4. Systèmes de transfert.....	81
3.4.5. Conclusion.....	83
3.5. Les mécanismes flexibles.....	84
3.5.1. Présentation .....	84
3.5.1.1. Qu'est-ce qu'un mécanisme flexible .....	84
3.5.1.2. Classification.....	84
3.5.2. Mise en œuvre .....	87
3.5.2.1. Procédé de fabrication .....	87
3.5.2.2. Limites technologiques .....	88
3.5.2.3. Matériaux utilisés .....	89
3.5.3. Critère de plastification .....	90
3.5.4. Endommagement par fatigue .....	90
3.5.5. Dimensionnement de la pince flexible .....	91
3.5.5.1. Méthode analytique .....	91
3.5.5.2. Modélisation par éléments finis .....	97
3.5.6. Conclusion.....	100
Conclusion générale .....	101
Bibliographie.....	103
Table des figures .....	105
Liste des tableaux .....	107
Sommaire des annexes .....	109

## Introduction

Le projet Andromède a pour objectif de construire une nouvelle génération d'instrument d'analyse des propriétés de la matière par spectroscopie de masse. Cet objectif sera atteint en utilisant des nanoparticules de haute énergie bombardant des échantillons de matière avec une résolution de l'ordre de 100 nm. Dans le domaine des nanotechnologies, il y a un grand besoin d'outils d'analyse des propriétés de surface à très haute résolution, complémentaires des spectromètres de masse ou microscopes électroniques. Le principal avantage d'Andromède réside d'une part, dans la simplicité de préparation des échantillons par rapport aux techniques habituelles et d'autre part, dans la possibilité d'analyser ces échantillons à la pression atmosphérique. Ce nouvel instrument aura un impact important dans le domaine de la santé mais aussi dans les domaines de l'astronomie et de l'énergie, au niveau industriel il conduira à la commercialisation de sous-ensembles comme des implanteurs de nanoparticules.

Le projet Andromède, lauréat des Equipex, est porté par l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay avec pour coordinateur du projet M Della-Negra Serge. Destiné à financer l'achat d'équipements de taille intermédiaire jusqu'à 20 millions d'euros, Equipex est doté d'un fonds d'un milliard d'euros, sur les 22 milliards consacrés à l'enseignement supérieur et à la recherche dans le cadre du grand emprunt. Pour cette première vague de lauréat, Andromède fait partie des 52 projets sur les 336 proposés qui ont été retenus par un jury international. Il a obtenu un financement à hauteur de 3 millions d'euros.

L'étude du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'Andromède, débutée avant même que le projet fut lauréat des Equipex, offre des problématiques communes à beaucoup d'instrument de physique. C'est pourquoi, l'intérêt de ce travail ne se limite pas au seul cadre de ce projet et qu'il a été intéressant de le commencer avant l'obtention des financements. Ces problématiques, traitées tout au long de ce mémoire concernent par exemple les cinématiques de nano-positionnement et les mécanismes flexibles. Dans les instruments de physique les courses nécessaires au positionnement d'échantillons sont croissantes et les exactitudes de positionnement tendent à devenir nanométriques à l'image de la cinématique d'Andromède. Celle-ci doit couvrir un volume de travail de 50 mm par 50 mm par 20 mm et avoir une résolution nanométrique. Quant aux mécanismes flexibles ils présentent les avantages d'être exempts : de frottement, d'usure, de jeu et de ne pas nécessiter de lubrification ce qui correspond pleinement aux applications sous vide.

J'ai décidé de structurer ce mémoire en trois chapitres. Après une présentation succincte du laboratoire porteur de ce projet, l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay, je m'attarderai sur la présentation du projet Andromède et plus particulièrement sur l'étude du mouvement d'objet du spectromètre de masse. Ce point permettra de définir clairement les objectifs et limites de cette étude. Le second chapitre abordera les problèmes de nano positionnement d'objet dans l'espace. Il sera alors nécessaire d'introduire les systèmes de nano

positionnement, de présenter une méthode pouvant estimer l'erreur globale de positionnement mais également de présenter les problèmes relatifs à la conception mécanique de ce type de cinématique. Enfin, la troisième partie sera consacrée à la méthode d'introduction du porte échantillons. Des thèmes tels que les mécanismes flexibles ainsi que la conception d'enceinte à vide y seront abordés.



## Chapitre 1 : Présentation générale

### 1.1. L'institut de Physique Nucléaire d'Orsay

#### 1.1.1. Le laboratoire

Créé en 1956 à l'initiative de Irène et Frédéric Joliot Curie, l'Institut de Physique Nucléaire d'Orsay est une unité mixte de Recherche (UMR8608) du CNRS (Centre National de la Recherche Scientifique) de l'IN2P3 (Institut de Physique Nucléaire et de Physique des Particules) et de l'Université Paris-Sud (UPS). Composé à ses débuts de 200 personnes, chercheurs et administratifs compris, l'Institut s'est développé puisque aujourd'hui, c'est 100 chercheurs et enseignants-chercheurs, 83 ingénieurs, 192 techniciens, 30 thésards et une cinquantaine de stagiaires, que l'on compte en son sein.

A la pointe de la recherche sur la matière et ses constituants ultimes, l'institut de physique est un acteur central de la recherche en physique du noyau au niveau international. Plus de 100 chercheurs et enseignants-chercheurs ainsi qu'une trentaine de thésards conduisent des recherches sur les propriétés de la matière dense et chaude de l'univers primordial, l'origine des gerbes cosmiques, la limite de cohésion des noyaux atomiques, les propriétés des assemblages éphémères de protons et neutrons formés dans la fournaise stellaire, la structure ultime en quarks et gluons de ces mêmes briques élémentaires que sont le proton et le neutron. Ces expériences sont conduites au sein de grandes collaborations internationales auprès du CERN, GANIL (France), GSI (Allemagne), MSU-NSCL et TJNAF (USA), RIKEN (Japon).

#### *Une diversification d'activités qui s'ouvre à d'autres disciplines*

Le groupe de radiochimie, l'un des plus importants de France, a en charge la chimie des éléments les plus lourds de la table de Mendeleïev, la mise au point des céramiques nouvelles pour confiner les déchets nucléaires et la recherche de solutions innovantes pour l'aval du cycle électronucléaire.

D'autres physiciens utilisent des faisceaux d'agrégats du Tandem d'Orsay, comme les fullerènes, et déposent des densités d'énergie considérables lors des collisions de ces espèces avec les gaz ou les solides. Ils ouvrent ainsi la voie à de nouveaux matériaux.

#### *Une mission de formation*

L'IPN accueille, au sein de ses équipes de recherche, des étudiants qui viennent de deux écoles doctorales qui sont : Modélisation et Instrumentation en Physique, Energies, Géosciences et Environnement" et l'Ecole doctorale "Particules, Noyaux, Cosmos"

Environ 50 stagiaires et visiteurs étrangers participent chaque année aux recherches menées à l'Institut.

### 1.1.2. Les activités techniques

Pour mener à bien ces projets et expériences, 83 ingénieurs et 192 techniciens développent aujourd'hui à l'IPN les outils spécifiques de la discipline avec une forte tradition dans la conception et la réalisation d'accélérateurs de particules et une instrumentation étendue (détecteurs de particules, sources d'ions, cryogénie et supraconductivité, micro-électronique, informatique temps réel,...).

#### *La Division Accélérateurs*

La Division Accélérateurs comprend 99 personnes : 42 ingénieurs, 20 assistants ingénieurs, 29 techniciens, 3 physiciens et 5 étudiants.

Sa mission est de mener les recherches technologiques applicables aux accélérateurs des prochaines décennies : technologie de cavités accélératrices supraconductrices, injecteurs de faisceaux de protons à haute intensité, technologies cryogéniques. La Division continue de développer des activités pluridisciplinaires autour de l'accélérateur Tandem et s'apprête à délivrer un nouveau faisceau d'électrons à 50 MeV avec ALTO, dispositif en phase d'achèvement.

#### *La Division instrumentation et informatique*

Créée en mars 2008, la Division Instrumentation et informatique (D2I) a pour mission l'étude et la réalisation de dispositifs expérimentaux dans lesquels les physiciens du laboratoire sont impliqués. L'accroissement, en taille et complexité, de ces expériences conduit à une demande de diversification dans les qualifications des ingénieurs et techniciens et à la nécessité de phases parfois longues de R&D. Le regroupement dans une même division facilite la collaboration entre personnes aux compétences complémentaires et permet de mieux prendre en charge des projets comportant différents aspects technologiques. La D2I a des compétences dans les domaines de la détection, de la mécanique et de l'électronique ainsi que sur des aspects transversaux tels que les simulations, les mesures et les tests. Elle comprend un Service détecteurs de 26 personnes et un Service d'Electronique de 16 personnes.

#### *Le service R&D détecteurs*

L'étude et la conception de détecteurs pour la physique nucléaire sont au cœur de la mission du service R&D détecteurs. Fruit d'une réflexion entamée dans les années 90 sur le développement des études en détection, ce service a à cœur de renforcer le dialogue entre les ingénieurs et les physiciens en confrontant les connaissances de chacun dans des domaines complémentaires tels que la détection, la mécanique et l'électronique. De sa création à aujourd'hui le service a vu son activité croître d'année en année. Assurant des tâches allant de la définition des détecteurs à leur fabrication en passant par des simulations, des tests, des études mécaniques et thermiques ainsi que l'intégration. Le service R&D détecteurs est donc capable de fournir des outils sûrs et performants aux physiciens. Pour prendre en charge

toutes ces tâches, le service R&D détecteurs se compose de : un collectif de sept ingénieurs responsables de projets, un bureau d'études en mécanique de quatre personnes, un bureau d'études en électronique constitué de deux personnes, un atelier de construction de détecteurs de six personnes, trois personnes associées à un atelier de construction mécanique / CFAO, un groupe métier détecteurs à semi-conducteurs de trois personnes et un secrétariat.

## 1.2. Le projet ANDROMEDE

### 1.2.1. Domaine d'activité et objectifs du projet

Le projet Andromède a pour objectif de construire une nouvelle génération de système d'analyse des propriétés de la matière en utilisant des nanoparticules de haute énergie qui bombardent des échantillons de matière.

Dans le domaine des nanotechnologies, il y a un grand besoin d'outils d'analyse des propriétés de surface à très haute résolution, complémentaires des spectromètres de masse ou microscopes électroniques. Le principal avantage d'Andromède réside d'une part, dans la simplicité de préparation des échantillons par rapport aux techniques habituelles et d'autre part, dans la possibilité d'analyser ces échantillons à la pression atmosphérique.

L'information moléculaire, c'est à dire la masse et structure des molécules, sera obtenue à partir de l'impact d'une nanoparticule, NP, par exemple Au<sup>4004+</sup> jusqu'à Au<sup>2000</sup>, mais aussi fullerènes C<sub>60</sub><sup>n+</sup> accélérés dans le domaine du MeV par une structure de type Van de Graaff de 1 à 4 MV. L'impact de NP cause la désorption de la matière sur une superficie d'une dizaine de nanomètres de diamètre. Cet accélérateur est connecté à un spectromètre de masse par temps de vol de haute résolution ainsi que d'un microscope à émission électronique qui permettra de localiser l'impact de la nano-gouttelette d'or avec une précision inférieure à 1 µm. Les ions éjectés sont extraits pour être analysés soit :

- par un spectromètre de masse par temps-de-vol linéaire. C'est-à-dire que les ions et électrons sont accélérés et ensuite parcourent un espace libre de champ avant d'être détectés. Le temps séparant la détection de l'impact du projectile sur l'échantillon et l'impact des électrons et ions sur un second détecteur est mesuré précisément, ce temps est relié à la racine carrée de la masse sur la charge de l'ion éjecté et accéléré.
- par spectromètre de masse où l'accélération est orthogonale. Dans ce cas, les ions sont aussi accélérés de la surface bombardée. Cependant ils pénètrent avec une faible vitesse entre deux électrodes perpendiculaire à la cible et lorsque cet espace est rempli longitudinalement une impulsion est appliquée sur les électrodes ce qui permet d'accélérer une deuxième fois les ions pour les analyser de nouveau par temps de vol. Ici, le départ de la mesure est donné par l'impulsion.

Andromède aura un impact important dans le domaine de la santé mais aussi dans les domaines de l'astronomie et de l'énergie. Au niveau industriel, il conduira à la commercialisation de sous-ensembles comme des implanteurs de nano-particules. Unique en Europe, cet équipement implanté sur un seul site en Ile-de-France, sera le fruit d'une collaboration entre l'IPN, l'ICMMO, le CSNSM, l'IAS, l'IGM et Orsayphysics (industriel spécialiste des faisceaux d'ions focalisés) avec la contribution pour la partie sources, de deux entreprises : Orsayphysics et Pantechnik.

Andromède sera accessible à tous les chercheurs du territoire mais aussi aux doctorants et post doctorants, à la fois pour une meilleure compréhension des propriétés de la matière mais également pour le domaine de l'instrumentation haute résolution. En outre, l'ensemble des faisceaux sera ouvert à la communauté des solides irradiés qui aura ainsi la possibilité de poursuivre les expériences de modifications de matériaux dans des conditions extrêmes obtenues avec les agrégats de hautes énergies actuellement proposés sur ALTO. De plus, la disponibilité de cet ensemble permettra d'envisager dans un futur proche un développement R&D pour une post accélération par des cavités RF, étendant ainsi son domaine d'application au domaine de l'astrochimie (étude des matières carbonées dans le milieu interstellaire).

### 1.2.2. Structure et composition

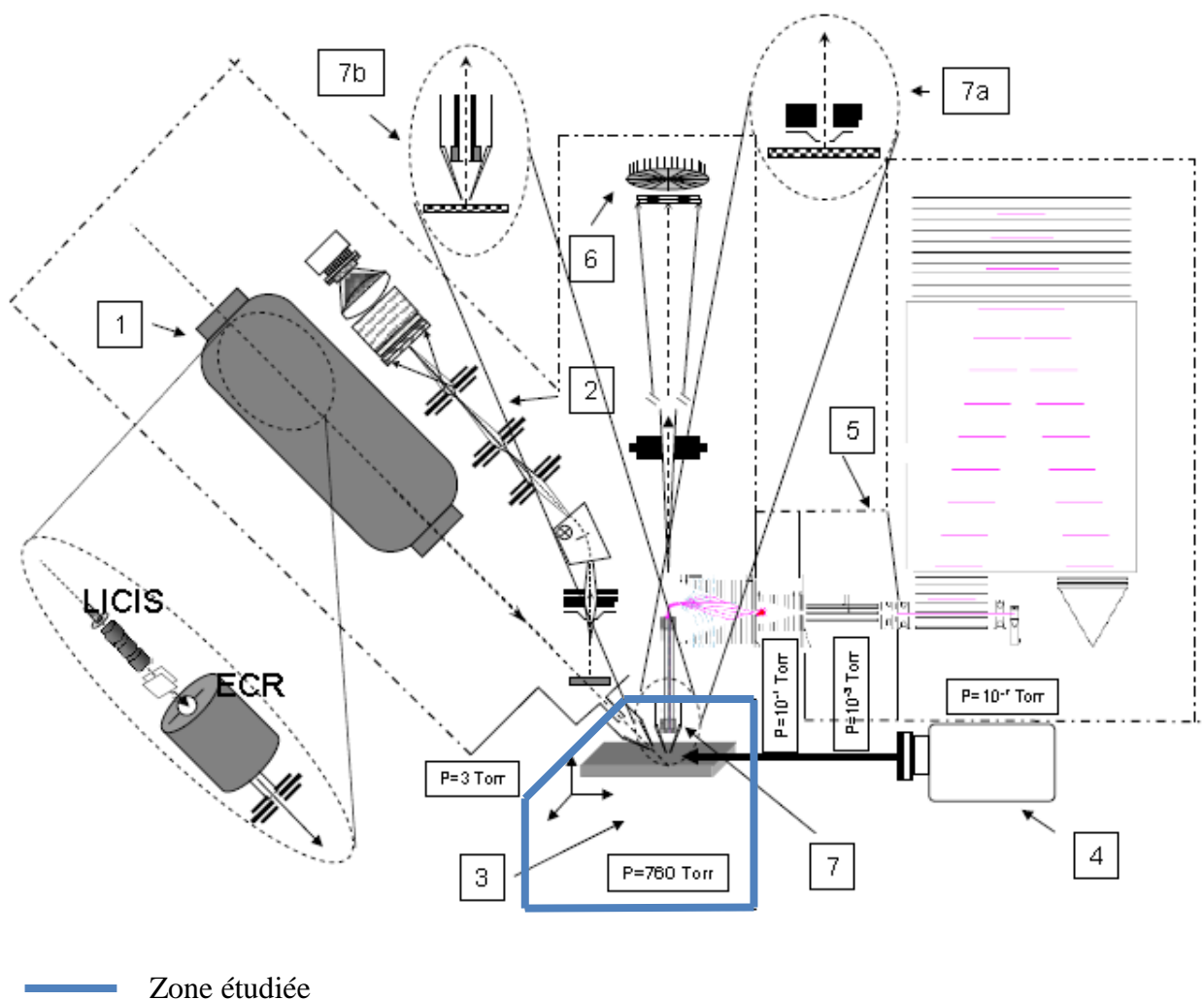


Figure 1 : Installation Andromède.

L'installation Andromède sera constituée des éléments suivants :

1. Pelletron de 4 MeV ainsi que la source d'ions placés à la fin de l'accélérateur.
2. Microscope à émission électronique.
3. Chambre d'analyse et d'irradiation qui peut être utilisée à pression atmosphérique ou sous atmosphère contrôlée.
4. Laser VUV pour la post-ionisation.
5. Résultat d'injection du micOTOF du Bruker Daltonics et de l'association du spectromètre de masse.
6. Spectromètre de masse HR pour les expériences sous vide.
7. Electrode d'extraction pour le faisceau d'ions secondaire.

L'ensemble des éléments constituant ce projet seront nouveaux. Dans le cadre de ce mémoire, la partie étudiée est localisée dans la zone de la chambre sous atmosphère contrôlée d'analyse et d'irradiation qui correspond à la partie encadrée en bleu de la [Figure 1].

### 1.2.3. Cahier des charges initial et limite de l'étude

L'objectif premier de cette étude est d'évaluer la faisabilité technique du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'ANDROMEDE. C'est-à-dire prouver que le projet est techniquement faisable et économiquement adapté à l'estimation faite par le physicien lors de son appel à projet EQUIPEX. Dans une optique plus large, les études techniques seront complétées d'un état de l'art et d'une présentation de la démarche ayant mené aux choix techniques. Le second objectif est de rédiger un nouveau cahier des charges adapté aux exigences techniques du physicien et aux possibilités techniques en intégrant la contrainte de coût. Ce mémoire sera décomposé en deux parties : le nano-positionnement du porte échantillon et la méthode d'introduction du porte échantillon dans la chambre d'analyse. Chaque chapitre débutera par une présentation détaillée du cahier des charges initial.

### 1.2.4. Planning prévisionnel

Afin de permettre la visualisation dans le temps des diverses tâches liées à cette pré-étude mais également de représenter graphiquement l'avancement du projet, j'ai décidé d'utiliser un diagramme de Gantt. L'objectif principal de ce diagramme sera d'éviter les dérives en matière de délais. Les diverses tâches à accomplir ainsi que les délais seront mis à jour tout au long de l'étude.

Définition du cahier des charges	■								
Design de l'environnement	■								
Etude de l'existant		■							
Cinématique XYZ		■	■				■		
Sas d'introduction			■	■	■	■	■		
Transfert du porte échantillons			■	■	■	■	■		
Conception mécanique			■				■	■	■
Rédaction du mémoire									■
	Jan	Fev	Mar	Avr	Mai	Jui	Jui	Aou	Sep

Tableau 1 : Diagramme de Gantt au temps  $t = 0$

A ce stade du projet, le cahier des charges étant déjà défini mon rôle sera d'obtenir un maximum d'informations afin d'être le plus cohérent possible lors de la poursuite de l'étude.

Le design de l'environnement extérieur à la partie étudiée a pour but de définir la position de tous les éléments de l'expérience afin d'évaluer les volumes, l'encombrement et d'éviter les interférences entre les objets.

L'étude de l'existant devra reprendre toutes les expériences déjà réalisées pour lesquelles des problèmes techniques similaires ont été posés. Ma démarche sera de comprendre et d'évaluer les choix techniques qui ont été fait mais j'essaierai également d'obtenir un maximum de retour d'expérience des utilisateurs.

L'étude de la cinématique XYZ se déroulera en plusieurs temps. Une première étape sera consacrée à l'acquisition d'une culture technologique dans le domaine d'activité du positionnement de haute précision. Dans un second temps, j'effectuerai une prise de contact et une sélection des différentes entreprises proposant ce type de matériel. Afin de répondre au mieux aux caractéristiques du cahier des charges, je mettrai au point un outil d'aide à la décision. Et enfin, j'évaluerai l'impact des perturbations extérieures sur la cinématique comme les perturbations d'origine thermique et vibratoire.

L'étude du sas d'introduction ainsi que du mode de transfert du porte échantillons sera en parallèle à l'étude de la cinématique XYZ car ils influent l'un sur l'autre. Les problèmes à traiter porteront sur la conception du sas, le choix de la cinématique du mode de transfert, les mécanismes de mise et maintien en position de l'échantillon, l'isolation électrique du porte échantillons et le choix des matériaux.

La conception mécanique ainsi que la rédaction du mémoire seront réalisées par étape en fonction de l'avancement de l'étude. L'ensemble du mémoire devra être terminé pour le mois de Septembre 2011.

## Chapitre 2 : Nano positionnement du porte échantillons

### 2.1. Cahier des charges

Dans les deux cas d'analyse précédemment cités au paragraphe 1.2.1. , il y a un échantillon qui est bombardé avec une électrode en face. Une différence de potentiel est appliquée entre cet échantillon et l'électrode. Le support d'échantillon est porté à un potentiel qui varie de quelques centaines de volts à 20 kV. L'électrode d'accélération est à la masse c'est-à-dire au potentiel 0 V. Ce point nécessite que l'échantillon soit isolé par rapport à la masse. L'isolement doit permettre l'application de  $\pm 20$  kV, ce qui représente la tension maximum envisagée pour la première utilisation. Lors de la seconde utilisation, cette tension sera inférieure à  $\pm 1$  kV.

Les dimensions de l'échantillon seront millimétriques. L'analyse s'effectuera sur une surface réduite de quelques centaines de micromètres. L'analyse complète de celui-ci nécessite son déplacement en X&Y avec une reproductibilité correcte pour effectuer un balayage de l'échantillon. Le pas de déplacement pourra être au minimum d'une centaine de nanomètres. Ce déplacement doit s'effectuer selon un plan et le parallélisme entre l'électrode d'accélération et l'échantillon doit-être quasi parfait. Il ne doit pas excéder 5  $\mu\text{m}$  sur 5 mm et 50  $\mu\text{m}$  sur 50 mm. Plusieurs échantillons seront placés sur le support pour minimiser les introductions. Un mouvement dans la troisième dimension est nécessaire pour deux raisons :

- l'ajustement de la distance entre le support d'échantillons pour s'adapter aux inhomogénéités possibles d'épaisseur de celui-ci en cas de microparticules.
- l'ajustement de la distance d'extraction pour le microscope par émission électronique en fonction du point d'impact du faisceau d'ions incidents.

Ce mouvement en Z doit être de 10 mm minimum à 20 mm maximum. Il doit avoir une bonne reproductibilité afin de parfaire les mesures d'émission électroniques et les mesures de temps de vol.

Axe	Course (mm)	Résolution (nm)	Répétabilité (nm)	Vitesse max (mm/s)
<b>X</b>	50	100	100	10
<b>Y</b>	50	100	100	10
<b>Z</b>	10-20	100	100	10

Tableau 2 : Rappel des caractéristiques de base du mouvement XYZ



Le faisceau incident et les ions secondaires sont dans un plan horizontal et l'angle entre ces deux directions est d'environ  $45^\circ$ . Le plan de la cible est perpendiculaire à ce plan et la normale à la surface de la cible définit la direction des ions secondaires.

Le mouvement XY peut se décomposer en un mouvement X horizontal et un mouvement Y vertical, le mouvement Z s'effectue dans la direction des ions secondaires.

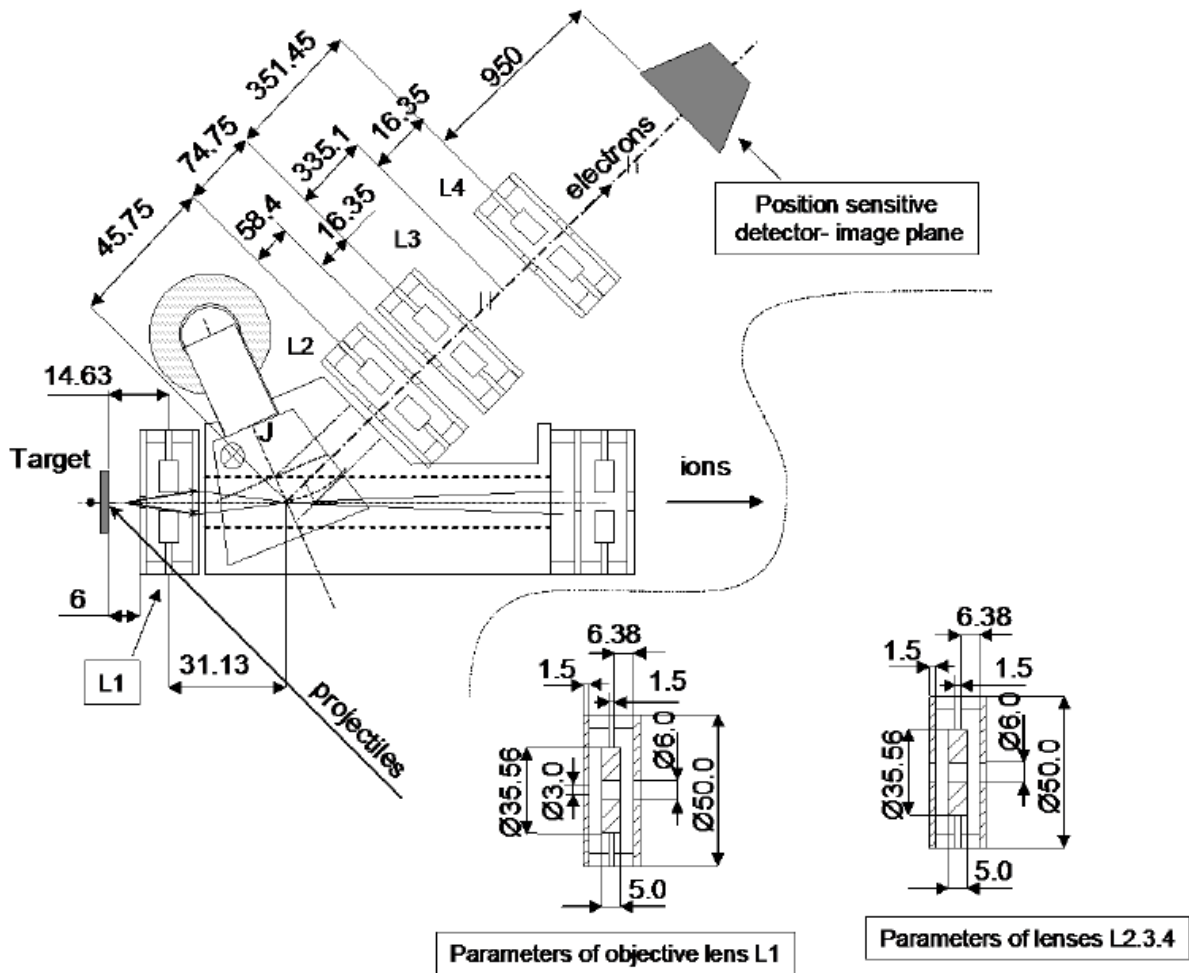


Figure 2 : Microscope à émission électronique et début du spectromètre.

En ce qui concerne le porte échantillons, la distance entre chaque échantillon sera au minimum de 5 mm et en standard de 10 mm. Le support d'échantillons sera au minimum un carré de 50 mm x 50 mm ce qui explique la tolérance de parallélisme précédemment explicitée.

L'échantillon sera constitué d'un grand nombre de positions « cible » repérées, au minimum 4. Il pourra y avoir 16 à 64 positions ce qui serait un maximum raisonnable. Il y aura différents supports : plaque pleine et lisse, plaque avec trou permettant l'enchâssement de cristaux, plaque avec réceptacle d'échantillon de différentes dimensions allant jusqu'à des pastilles de 20 mm de diamètre et 3mm d'épaisseur.

Dans le cas de support d'échantillons indépendants et « pleins » ceux-ci devront être montés par l'arrière sur le porte-échantillons. Ils seront, en principe, tous à la même hauteur définie par la face avant du porte-échantillons.

Les portes échantillons auront une forme standardisée pour s'introduire dans un support isolé associé au mouvement XYZ.

Le contrôle premier de la position de la cible s'effectuera sous vide avec une observation directe via une caméra dont le positionnement et le mode de fonctionnement (fibre, optique) doivent être définis.

Le chapitre qui suit à pour objectif de traiter l'ensemble des contraintes techniques explicitées dans le cahier des charges. Il s'articulera en quatre sous parties :

- l'introduction aux systèmes de nano positionnement : les technologies et techniques ainsi que l'architecture des cinématiques de positionnement seront abordées. L'objectif sera triple : acquérir une culture technologique dans le domaine d'activité du positionnement de haute précision, effectuer une prise de contact avec les entreprises proposant ce type de matériel et orienter ma recherche afin de proposer un outil de comparaison des différentes tables présentes sur le marché.
- l'estimation de l'erreur globale de positionnement : la finalité étant de cerner et d'évaluer les sources d'erreurs avant la conception du système. Les erreurs et perturbations liées aux tables de positionnement, aux mauvaises tolérances géométriques, aux chargements, aux dilatations thermiques et vibratoires seront traités. Cette estimation, aura également pour objectif d'être un outil d'aide à la décision concernant le choix du système de positionnement.
- l'interférométrie laser : après une brève présentation du principe de fonctionnement des interféromètres lasers, cette partie développera les sources d'erreurs pouvant affecter la mesure ainsi qu'une proposition d'architecture de contrôle du positionnement du porte échantillons.
- la conception mécanique du porte échantillons : le but sera de traiter le problème de différence de potentiel entre les éléments et de définir les règles de conception à appliquer.

## 2.2. Introduction aux systèmes de nano positionnement

Actuellement, différents domaines d'activité exigent des positionnements de haute précision, c'est à dire des précisions atteignant le domaine nanométrique. Ces domaines sont la fabrication des semi-conducteurs, l'inspection optique mais également dans la production et la biotechnologie. Cette précision doit être obtenue pour des courses de positionnement relativement importantes pouvant atteindre quelques centaines de millimètres. Avec ces caractéristiques, il n'est pas toujours simple de trouver des solutions d'entraînement adéquates. Aujourd'hui, plusieurs solutions commerciales comblent cette lacune technique de positionnement. Ces solutions reposent sur des technologies et architectures différentes qu'il est utile de connaître. C'est pourquoi j'ai décidé de présenter un bref aperçu de ces techniques.

### 2.2.1. Quelle technologie choisir ?

Plusieurs technologies permettent de fournir la puissance nécessaire au mouvement d'un système de positionnement. Elles sont au nombre de quatre : les systèmes hydraulique et pneumatique, les systèmes électromécaniques, les actionneurs électrostatique et les actionneurs à déformation de matériaux. Ces systèmes ont été sélectionnés avec pour critère d'être capable d'avoir une résolution de 0,1  $\mu\text{m}$ , permettre une course de plusieurs centimètres, être rigide et facilement intégrable.

#### *Les systèmes hydraulique et pneumatique*

Ils offrent 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. Les actionneurs pneumatiques sont généralement réservés aux applications tout-ou-rien, comme par exemple des préhenseurs. Grâce à un réglage sophistiqué, il est possible d'obtenir avec ce type d'actionneur une résolution inférieure à 1  $\mu\text{m}$  sur une course de plusieurs millimètres pour un manipulateur à 2 ou 3 degrés de liberté. De part la source d'énergie nécessaire à leur fonctionnement, ces systèmes sont incompatibles au vide.

#### *Les systèmes électromécanique*

Les actionneurs électromécaniques sont certainement les plus répandus. 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 très rapidement prohibitif. Pour pallier ces inconvénients, les entraînements directs peuvent être utilisés avec succès. Par exemple, l'entreprise *ETEL SA*, développe des axes linéaires électromécaniques permettant un positionnement submicronique et des vitesses extrêmement élevées. Malheureusement la plupart de ces systèmes nécessitent

un refroidissement par air ou eau ce qui les rendent difficilement compatible à l'utilisation sous vide.

### *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. Malheureusement de tels actionneurs ont une puissance beaucoup trop limitée pour être utilisés en micro-assemblage. Au maximum, il est possible de générer des forces de l'ordre de 20 N, pour un volume d'environ 70 cm<sup>3</sup>, ceci en construisant une pile d'une dizaine d'actionneurs montés en parallèle. Les inconvénients majeurs de cet actionneur est la tension d'alimentation pouvant aller jusqu'à 1 kV et l'incompatibilité avec une application sensible au champ magnétique.

### *Les actionneurs à déformation de matériaux*

Il existe une large gamme d'actionneurs à déformation de matériaux. Ils reposent tous sur l'effet piézoélectrique mais ne l'utilisent pas de la même manière. Ainsi, les paragraphes suivants seront consacrés à un survol de ces actionneurs. Certains de ceux-ci nous semblent correspondre à nos besoins.

#### 2.2.1.1. Effet piézoélectrique

L'effet piézo-électrique a été découvert par Jacques et Pierre Curie en 1880. Ils montrèrent que certains matériaux 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. 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 [Nogarede]. 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.

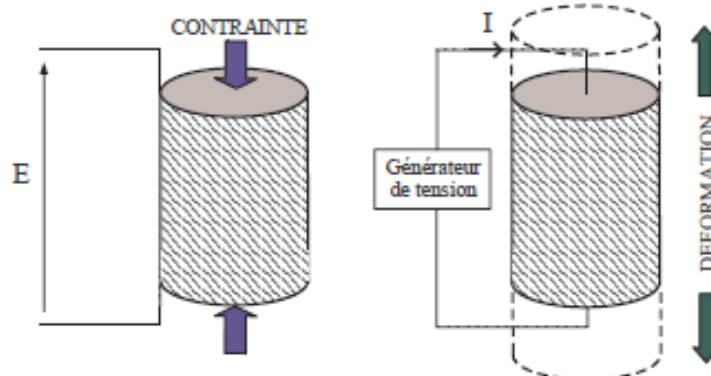


Figure 3 : Illustration des effets piézoélectriques : à gauche l'effet direct, à droite l'effet inverse.

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. Il s'agit du quartz qui est un cristal naturellement piézoélectrique, de certains polymères tel que le polyfluore de vinylidène<sup>1</sup> et des céramiques piézoélectrique comme par exemple le PTZ<sup>2</sup>. Il existe de nombreuses technologies permettant la réalisation de table de positionnement, néanmoins les plus couramment utilisés sont les systèmes :

- piézoélectrique direct
- piézoélectrique inertiel
- hybride

### 2.2.1.2. Systèmes piézoélectrique direct

Dans le cas des actionneurs piézoélectrique direct, c'est le second effet décrit précédemment, l'effet piézo-électrique inverse, qui est utilisé. Néanmoins, l'élongation des éléments piézoélectriques par rapport à leurs dimensions est insuffisante dans la plupart des applications. Aussi doit-on recourir à divers principes pour en augmenter la course, les plus courants sont les suivants [Breguet] :

#### *Elément piézoélectrique bimorphe*

Le principe est le même que les éléments bimétal utilisant le phénomène de dilation thermique des matériaux. Ici, on lie une fine céramique et un matériau non piézoélectrique ou 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 XYZ proposée par Matey et al. [Matey 1987].

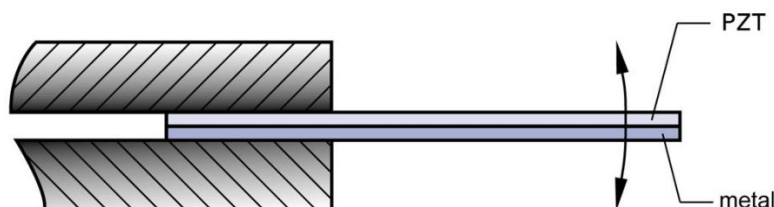


Figure 4 : Principe d'un bimorphe.

---

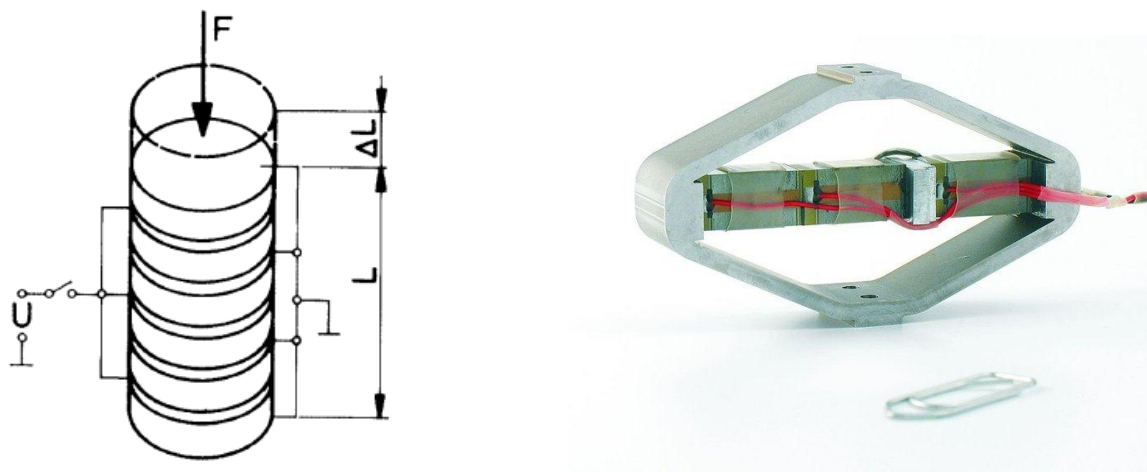
<sup>1</sup> PVF<sub>2</sub>

<sup>2</sup> Pour Plomb, Zirconium et Titane

### *Piézoélectriques multicouches*

Sachant que 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.

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.



*Figure 5 : Principe d'un actionneur multicouches et exemple d'application, actionneur piézoélectrique amplifiés breveté par le groupe CEDRAT.*

### *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.

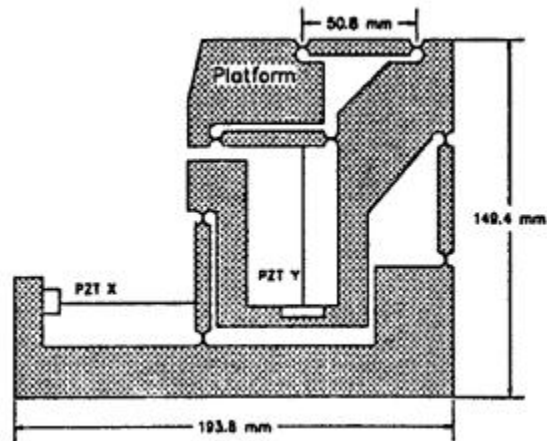


Figure 6 : Table XY avec amplification de mouvements par leviers [Chen 1992].

#### *Amplification par effet de grenouillère*

L'amplification par effet grenouillère est un système monolithique d'amplification du mouvement par leviers. Les actionneurs, les articulations ainsi que le système de leviers sont découpés directement dans une plaque de céramique piézo-électrique. Ce qui évite ainsi de coûteuses et délicates opérations d'assemblage. L'effet d'amplification du mouvement est obtenu par un léger décalage, de l'axe des articulations. En allongeant et contractant, respectivement les actionneurs, on obtient une rotation d'angle par effet de grenouillère [Figure 7]. Avec ce principe, des déplacements de 0.25 à 0.35% sont possibles pour 100 V [Breguet 1997].

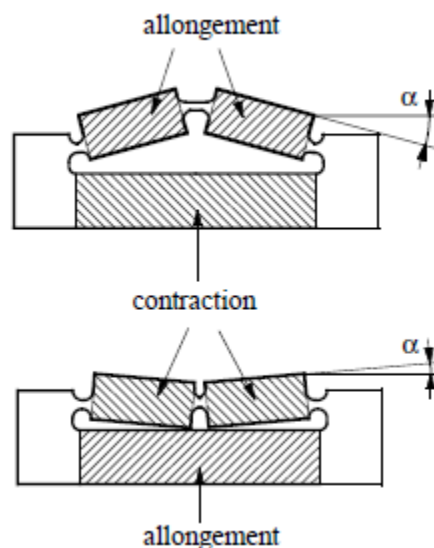


Figure 7 : Principe de l'amplification de mouvement par effet grenouillère [Breguet 1997].

Au moment de la rédaction, le positionneur linéaire utilisant une technologie piézoélectrique directe et offrant les meilleures performances était la table Physik instrumente P-629.1 CD dont voici les caractéristiques :

	Axes actifs	Course en X (mm)	Résolution (nm)	Répétabilité unidirectionnelle (nm)
<b>P-629.1 CD</b>	X	1,8	3	14

Tableau 3 : Caractéristiques de la table XYZ Physik instrumente P-587.6.

### 2.2.1.3. Système piézoélectrique inertiel, actionneur "stick and slip"

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. Ainsi, ce sont les céramiques piézo-électriques qui offrent les meilleures performances dynamiques.

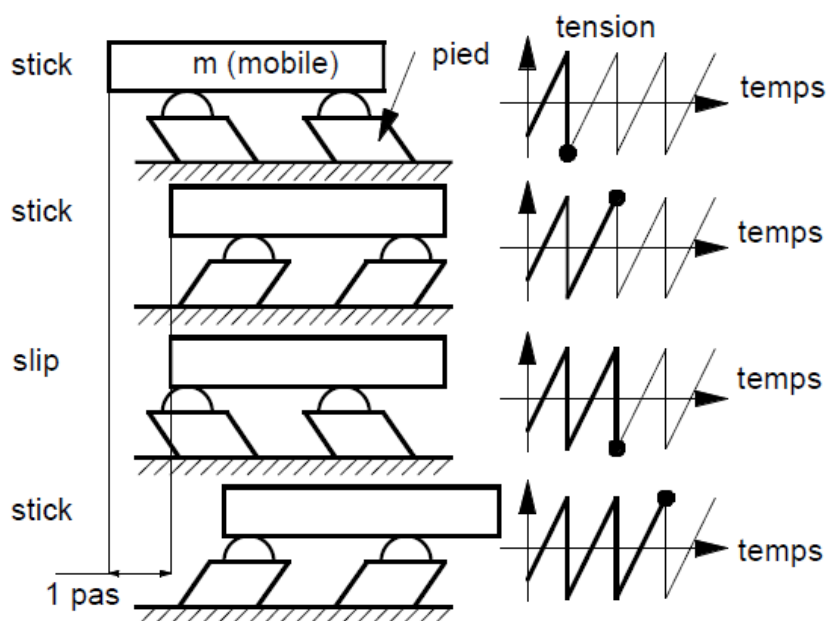


Figure 8 : Principe de fonctionnement en mode pas à pas [Breguet1998].

Un actionneur « stick and slip » fonctionne selon deux modes distincts. Le premier est le mode pas-à-pas pour des courses macroscopiques à haute vitesse c'est à dire allant de quelques centimètres à une vitesse de quelques millimètres par seconde. Le second est le mode de balayage pour les micro-déplacements à haute résolution c'est à dire de quelques centaines de nanomètres à quelques micromètres avec une résolution nanométrique. Dans le premier mode, un pas consiste en une lente déformation des pieds suivi 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 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.

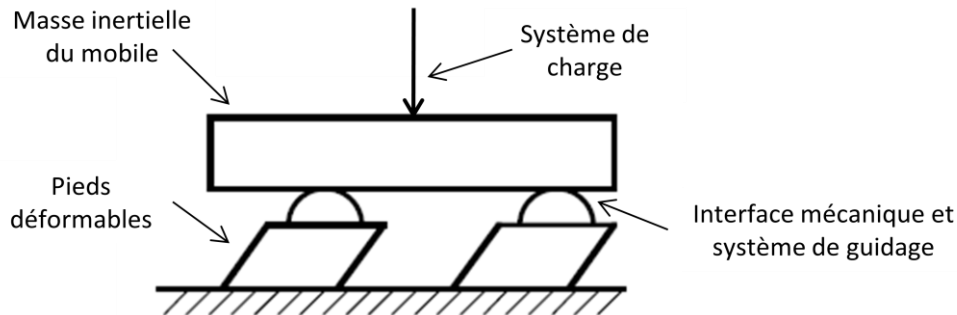


Figure 9 : *Eléments constitutifs des actionneurs "stick and slip".*

Les actionneurs 'stick and slip' comprennent cinq éléments principaux :

- une masse inertielle du mobile : c'est cette masse qui, par son inertie, permet d'obtenir le glissement des pieds lors de leur brusque retour. Dans le cas de la Figure 9, 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 ».
- un ou plusieurs pieds déformables : les pieds convertissent l'énergie électrique en énergie mécanique (effet piézo-électrique inverse). Ils peuvent être réalisés de différentes manières. Suivant les cas, ils peuvent avoir un, deux ou trois degrés de liberté. Plus le mouvement des pieds sera proche de la déformation idéale, meilleur sera le comportement de l'actionneur « stick and slip ». Les pieds sont fixés soit à la base, soit à la masse inertielle.
- une interface de contact mécanique : c'est avec cette interface que le mouvement des pieds est transmis au mobile. Elle doit être conçue de manière à éliminer tout hyperstatisme. 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). La modélisation des frottements est cruciale pour l'analyse des actionneurs « stick and slip ».

- un système de guidage : Le guidage doit bloquer les degrés de liberté inutiles au mouvement du mobile. Il est courant de le combiner avec la fonction d'entraînement afin d'éviter les hyperstatismes et de simplifier la construction.
- un 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. C'est un système délicat à réaliser. Les meilleurs résultats ont été obtenus avec une force magnétique.

Au moment de la rédaction, le positionneur linéaire utilisant une technologie piézoélectrique de type "stick and slip" et offrant les meilleures performances était la table SmarAct SLC-1780 dont voici les caractéristiques :

	Axes actifs	Course en X, Y et Z (mm)	Résolution (nm)	Répétabilité unidirectionnelle (nm)
SmarAct SLC-2445-S	X	100	2	5

Tableau 4 : Caractéristiques du positionneur linéaire SmarAct SLC-1780.

### 2.2.1.4. Système piézoélectrique hybride

Les systèmes de nano-positionnement dits hybrides offrent des conditions idéales [Figure 10] lorsque l'on doit réaliser un positionnement à des vitesses constantes avec une haute résolution. Ils sont constitués de dispositifs de positionnement linéaires à vis sans fin précis accompagnés d'un système piézoélectrique intégré. Un même contrôleur pilote le moteur et les actionneurs piézoélectriques. Il est possible de réaliser des courses de positionnement de plusieurs centaines de millimètres avec des résolutions de quelques nanomètres (typiquement 2 nm sont possibles) et une vitesse de positionnement supérieure à 100 mm/s. Les deux systèmes d'entraînement sont régulés en commun et de façon continue par le même capteur à haute résolution. De ce fait, les précisions de répétition atteignent environ 30 nm sur toute la course de positionnement, avec des durées transitoires de quelques millisecondes. Ces systèmes hybrides concernent les applications qui nécessitent d'atteindre une position avec une très grande précision et une très grande répétabilité, comme par exemple l'inspection de surfaces, la microscopie, la technologie laser et l'interférométrie. Des systèmes de nano-positionnement hybrides ont été présentés pour la première fois au public en 2006 et sont aujourd'hui disponibles en série sous forme de 2 tables de micro-positionnement. Un plateau d'élévation existe, il permet de déplacer en Z, sur 7 mm, une charge allant jusqu'à 20 kg. Il existe également une table de translation de course 100 mm pouvant déplacer une charge allant jusqu'à 20 kg à des vitesses allant jusqu'à 125 mm/sec. Il est possible d'atteindre des précisions supérieures en incorporant des encodeurs linéaires de plus haute résolution.

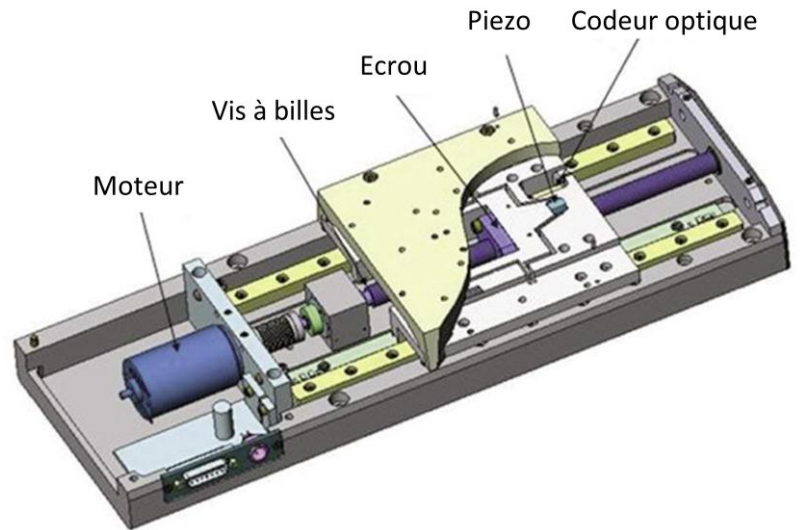


Figure 10 : Principe d'une table hybride de nano-système de positionnement. L'entraînement piézoélectrique est découplé de l'entraînement à moteur par des articulations solides.

Au moment de la rédaction, le positionneur linéaire utilisant une technologie piézoélectrique hybride et offrant les meilleures performances était la table Physik instrumente PI - M511.HD dont voici les caractéristiques :

	Axes actifs	Course en X, Y et Z (mm)	Résolution (nm)	Répétabilité unidirectionnelle (nm)
<b>PI - M511.HD</b>	X	150	4	0,4

Tableau 5 : Caractéristiques de la table linéaire Physik instrumente PI - M511.HD.

### 2.2.1.5. Tableau comparatif des trois technologies

	Piézoélectrique direct	Stick and slip	Système hybride
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bonne répétabilité, précision et résolution</li> <li>• Faible source de chaleur</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bonne répétabilité, précision et résolution</li> <li>• Course importante</li> <li>• Faible source de chaleur</li> <li>• Moteur, réducteur et frein d'immobilisation</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Course importante</li> <li>• Vitesse de déplacement</li> </ul>
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Course faible</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fragile</li> <li>• Faible charge embarquée</li> <li>• Durée de vie limitée</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Source de chaleur</li> </ul>

Tableau 6 : Comparaison des diverses technologies de motorisation

### 2.2.1.6. Conclusion

Cette présentation se limite aux technologies les plus couramment utilisées et disponibles dans le commerce. On constate que le système piézoélectrique direct présente plusieurs avantages. Ils sont couramment employés dans l'industrie ainsi leur coût présente l'avantage d'être peu élevé. Ils sont facilement disponibles et peuvent être façonnées aisément (frittage). Leur grande rigidité fait qu'ils ont des temps de réponses très rapides. Néanmoins, ils offrent des courses très réduites dépassant rarement quelques millimètres, ce qui m'oblige à les éliminer.

Les systèmes hybrides affichent des caractéristiques compatibles avec le cahier des charges. Néanmoins deux inconvénients seront à étudier : le prix important de ces systèmes et la source de chaleur relative à l'ensemble moteur-vis.

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 et 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. Néanmoins cette technologie demeure fragile, par exemple une trop haute tension, température ou contrainte mécanique peut entraîner une dépolarisation permanente des éléments piézoélectriques. Malgré cet inconvénient, la technologie "stick and slip" offre des caractéristiques conformes au cahier des charges.

Par la suite, les deux technologies retenues et étudiées seront les systèmes hybrides et les actionneurs « stick and slip ».

### 2.2.2. Quelle architecture choisir ?

Une fois l'actionneur défini, un élément déterminant à la qualité du système de positionnement doit être également défini : il s'agit de l'architecture. On recense deux types d'architecture dans les systèmes de positionnement multi-axiaux : la chaîne cinématique série et la chaîne cinématique parallèle.

#### 2.2.2.1. Cinématique série

Une chaîne série est réalisée par l'empilement en série de systèmes permettant chacun d'obtenir en principe un degré de liberté, translation ou rotation [Figure 11]. L'empilement de modules affaiblit la rigidité globale de la structure. La réalisation de mouvements complexes par combinaison de déplacements est possible mais cela exige la présence d'un système de pilotage simultané de plusieurs déplacements.

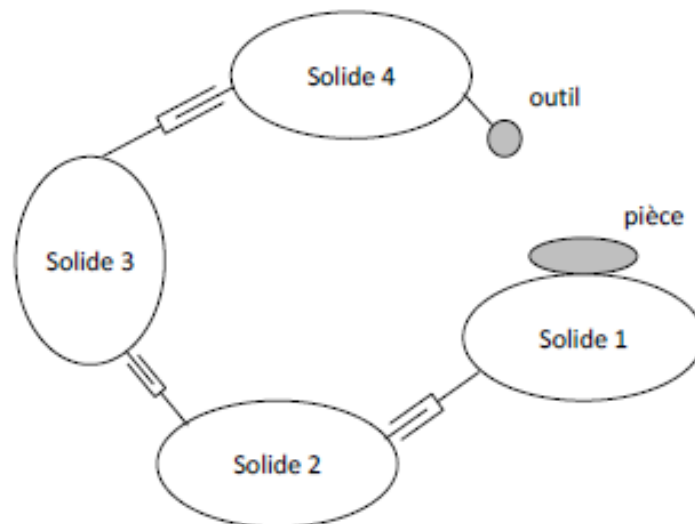


Figure 11 : Chaîne métrologique série [Lahousse2005].

La notion de chaîne métrologique met en évidence le fait que la distance outil/pièce, dont la valeur est très petite, subit les perturbations qui agissent sur une chaîne beaucoup plus longue. La qualité de la conception d'une machine à structure « série » passe donc par la simplicité et une envergure réduite de cette chaîne.

### 2.2.2.2. Cinématique parallèle

La structure d'une chaîne parallèle est généralement composée d'un seul étage avec la mise en œuvre de plusieurs liaisons identiques [Figure 12]. Ceci permet de faire varier plusieurs degrés de liberté. Le nombre de degrés de liberté est en général égal au nombre de liaisons. Tous les capteurs d'une chaîne parallèle mesurent la position de la plateforme en déplacement par rapport à une référence stationnaire. Ceci implique que tout mouvement est inclu dans la boucle d'asservissement, peu importe l'actionneur qui a provoqué le déplacement. Cette structure est idéale pour réaliser des corrections de position de faible amplitude suivant les six degrés de liberté. Elle permet d'éviter la sommation des erreurs de chaque liaison. La chaîne parallèle demande cependant une bonne conception des liaisons et une bonne maîtrise des phénomènes de frottement dans les articulations. Un exemple de chaîne métrologique parallèle est la plateforme de Stewart disposant de six actionneurs permettant de maîtriser les six degrés de liberté dans l'espace. La chaîne parallèle présente un intérêt majeur sur le plan de la rigidité.

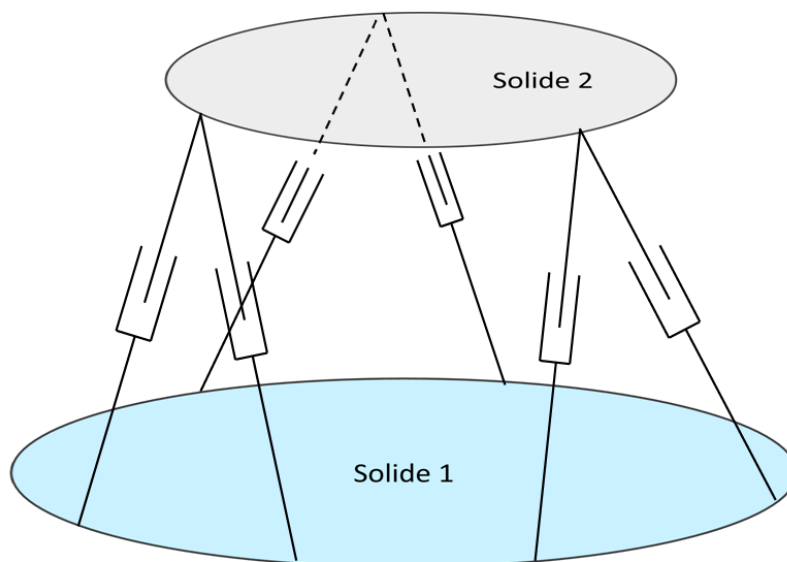


Figure 12 : Chaîne métrologique parallèle [Lahousse2005].

Le tableau ci-dessous récapitule quelques caractéristiques distinguant les chaînes séries des chaînes parallèles :

	<b>Cinématique série</b>	<b>Cinématique parallèle</b>
<b>Avantages</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prix</li> <li>• Grandes courses</li> <li>• DDL au choix</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Absence d'erreurs et dérives cumulées</li> <li>• Pas de bras de leviers par construction</li> <li>• Faible inertie</li> <li>• Rapport masse sur raideur élevé</li> <li>• Absence de câblage mobile</li> </ul>
<b>Inconvénients</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cumul des erreurs de guidage</li> <li>• Somme des résolutions des étages</li> <li>• Erreurs des étages inférieurs amplifiés par des bras de leviers importants</li> <li>• Grande inertie</li> <li>• Rapport masse sur raideur très faible</li> <li>• Câblage mobile</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nombre de DDL imposé</li> <li>• DDL couplés, impact sur les caractéristiques</li> <li>• Prix</li> <li>• Courses plus faible</li> </ul>

*Tableau 7 : Comparaison entre chaîne série et chaîne cinématique*

### 2.2.2.3. Conclusion

Au vu de notre cahier des charges, les caractéristiques des cinématiques parallèles sont séduisantes. Ce type d'architecture offre une rigidité importante avec une faible inertie et une absence d'erreur cumulée. Néanmoins, ces avantages doivent être confrontés aux problèmes liés aux degrés de liberté couplés et au prix élevé de ces systèmes. Quant aux cinématiques séries, elles offrent l'avantage de grande course et d'un prix modéré mais ont l'inconvénient d'un manque de précision lié au cumul des erreurs de guidage associé à la somme des résolutions des étages.

Pour la suite de l'étude, au vu des caractéristiques de chaque architecture, je ne souhaite pas orienter mes recherches vers un type de cinématique en particulier. Néanmoins ce travail de comparaison, entre chaîne série et chaîne parallèle, m'aidera dans ma prise de décision lors du choix de ma cinématique XYZ (paragraphe 2.3.5.6. ).

### 2.2.3. Comment comparer, évaluer les performances, choisir une table de nano positionnement

Maintenant que les choix technologiques sont clairement établis, j'ai décidé de proposer un outil de comparaison des différentes tables présentes sur le marché et d'effectuer une prise de contact avec les entreprises proposant ce type de matériel. Ma comparaison s'effectuera selon les critères suivants :

- Mouvement : axe actif, course et vitesse de déplacement.
- Positionnement : les critères affectant le plus la qualité d'un système de positionnement sont : la précision, la répétabilité et la résolution. C'est pourquoi mes critères de positionnement seront l'incrément mini, la précision, la résolution et technologie du capteur de positionnement ainsi que la répétabilité unidirectionnelle.
- Propriétés mécaniques : charge normale maximale, charge latérale maximale, charge axiale maximale.
- divers : plage de température de fonctionnement, masse, matériaux utilisés, prix approximatif avec contrôleur, niveau de vide sous lequel le système peut fonctionner.

Le tableau comparatif comprend dix systèmes de nano positionnement. Ces systèmes sont des tables linéaires, des cinématiques série XY ou XYZ et des cinématiques parallèles XYZ de type hexapode. Les fabricants fournissant ces tables sont Newport, Physik instrumente, Photonitech, Aerotech, SmarAct et Mechnics. Ce comparatif a été effectué sur le site web socialcompare<sup>3</sup> afin de permettre un accès libre [Annexe A].

Néanmoins, cet outil montre rapidement ses limites car il ne permet pas de comparer les performances techniques des produits selon les mêmes critères. En effet, confronter les caractéristiques techniques de positionnement d'une table linéaire à un hexapode n'est pas cohérent. Ces valeurs correspondent à des relevés effectués en bout de chaîne cinématique, il est alors impossible de savoir, avec ce tableau, si trois tables linéaires assemblées en cinématique série offrent de meilleures performances qu'un hexapode pour des valeurs de course identiques. Il serait alors utile de mettre en place un outil permettant de définir l'erreur de positionnement en bout de chaîne cinématique dans le cas d'une architecture de type série.

---

<sup>3</sup> <http://socialcompare.com>



## 2.3. Estimation de l'erreur globale de positionnement

### 2.3.1. Objectif

L'estimation de l'erreur globale de position a un double objectif. Dans un premier temps, l'objectif est d'aider à la décision concernant le choix de la cinématique de positionnement. Dans un second temps, le but sera d'estimer la qualité finale d'un système de positionnement ce qui impose de définir l'erreur de positionnement en bout de chaîne cinématique. Cette qualité dépend directement de la capacité du concepteur à cerner et estimer les sources d'erreurs avant la construction du système. Ainsi, l'ensemble des principes physiques qui caractérisent le comportement du système doivent être connus et maîtrisés.

L'estimation de l'erreur globale de positionnement repose intégralement sur une méthode générale présentée dans l'ouvrage *Precision machine design* [Slocum].

### 2.3.2. Précision, répétabilité et résolution

Avant d'évaluer l'erreur globale du système, il est nécessaire de définir les critères permettant d'évaluer la façon dont un système de positionnement positionne l'effecteur. Ces critères sont au nombre de trois : la précision, la répétabilité et la résolution.

#### 2.3.2.1. Précision

La précision est par définition la différence entre la position réelle dans l'espace et la position mesurée ou l'erreur maximale en translation ou rotation entre deux points dans le volume de travail de la machine. Comme présenté à la [Figure 13] ci-dessous, la précision peut également être représentée comme la différence entre la moyenne de la position normée de tous les points et le point cible.

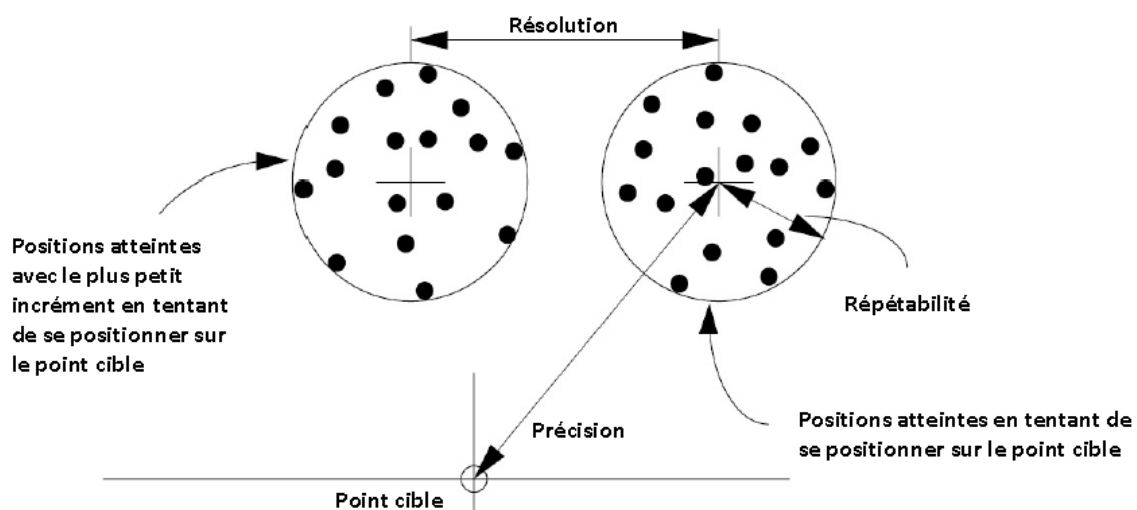


Figure 13 : Illustration de la précision, répétabilité et résolution [Slocum 1992].

### 2.3.2.2. Répétabilité

La répétabilité est définie comme l'ensemble des positions atteintes lorsque le système est commandé à plusieurs reprises à un endroit donné dans des conditions identiques. La répétabilité unidirectionnelle est mesurée par approche du point dans une direction et ignore les effets de jeu ou d'hystérésis dans le système. La répétabilité bidirectionnelle mesure la capacité à revenir au point dans les deux directions. De nombreux fournisseurs spécifient la répétabilité comme plus ou moins la résolution, ce qui signifie qu'il s'agit de la répétabilité telle que mesurée au niveau du codeur. C'est pourquoi il est nécessaire d'être vigilant car ces valeurs n'incluent pas les effets de l'erreur abbé, friction, etc. Elles sont donc basées sur des concepts théoriques qui sont des valeurs irréalisables et non sur des conditions réelles de fonctionnement et d'utilisation. Lorsque seule la répétabilité unidirectionnelle est donnée, il est commun de considérer la répétabilité bidirectionnelle comme égale à 4 fois la valeur unidirectionnelle.

Il est important de noter qu'on ne peut pas obtenir une répétabilité inférieure au plus petit pas que l'on peut réaliser. Comme présenté dans la [Figure 13] ci-dessus, la répétabilité peut également être représentée comme le rayon du cercle englobant l'ensemble des positions atteintes en tentant de se positionner sur le point cible.

### 2.3.2.3. Résolution

La résolution est le plus petit mouvement possible d'un système. Elle est déterminée par le dispositif de rétroaction et les capacités de mouvement du système. La résolution peut être définie de deux manières. La première est la résolution théorique, dans ce cas la résolution est définie par les caractéristiques du capteur de positionnement. La seconde est la résolution pratique, dans ce cas la résolution est définie par les caractéristiques du système motorisé. Il est utile de noter que la résolution théorique peut dépasser la résolution pratique.

## 2.3.3. Evaluation des erreurs et perturbations pouvant affecter la précision

Les paramètres pouvant affecter la précision et la répétabilité d'un système peuvent se classer en deux catégories : les erreurs de conception et les perturbations extérieures. L'association de ces deux catégories représentent l'erreur globale du système. L'objectif est donc d'effectuer l'analyse systématique des types d'erreurs pouvant se produire lors de l'utilisation du système, et par la suite, utiliser les matrices de transformation afin de quantifier ces erreurs au niveau du porte échantillons. L'ensemble des données d'entrées nécessaires aux applications numériques sont extraites du cahier des charges du projet.

### 2.3.3.1. Les erreurs de conception

Les erreurs de conception dans lesquelles l'erreur de positionnement trouve sa source sont les suivantes :

- Le non-respect du principe d'Abbe (erreur sinus).
- Erreur cosinus.
- Les erreurs de mouvement d'une table linéaire ou erreurs cinématiques liés aux jeux et défauts de roulis, lacet, tangage.
- Mauvaise tolérance de forme et géométrique.
- Les déformations liées aux chargements (statique, dynamique) qui génèrent de la flexion, du cisaillement qui recrée des erreurs d'Abbe.
- Imperfections des surfaces.
- Problèmes thermiques, non-respect des symétries thermiques et physique des pièces.
- Non-respect du découplage de la chaîne cinématique et métrologique.

### 2.3.3.2. Les perturbations extérieures

Les perturbations extérieures dans lesquelles l'erreur de positionnement trouve sa source sont les suivantes :

- Vibratoire.
- Thermique.

### 2.3.4. Principe d'Abbe

Le principe d'Abbe, également appelé erreur sinus, est la source principale d'erreur présente au sein des cinématiques de positionnement. Il décrit le grossissement de l'erreur angulaire sur la distance. Par définition, il exprime que, pour mesurer une distance en bénéficiant de toute la qualité de la règle, il suffit de placer la règle dans le prolongement de cette distance.

L'erreur d'Abbe peut s'exprimer par :

$$\delta_x = h \sin \theta$$

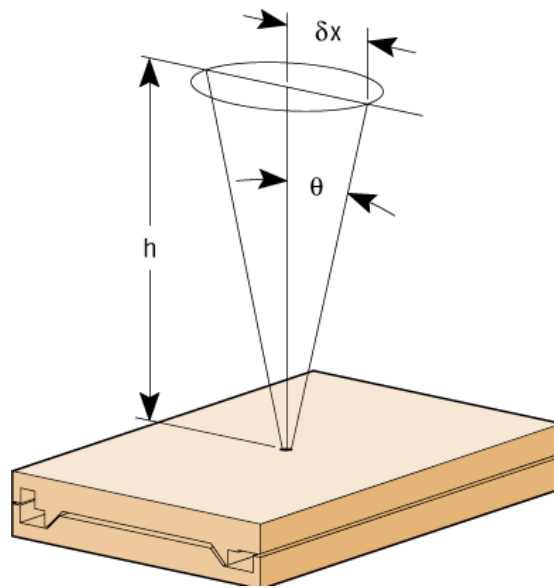


Figure 14 : Erreur d'Abbe [Newport].

Dans le cas de la figure ci-dessus, l'erreur d'Abbe peut être réduite en minimisant  $h$  ou même être inexistante si l'on mesure dans le prolongement de la longueur.

Un exemple explicite : lorsque l'on mesure un point qui est de 1 mètre à 45 degrés, une erreur angulaire de 1 degré correspond à une erreur de position de plus de 1,745 cm, ce qui équivaut à une erreur de distance de mesure de 1,745%.

Ce principe d'Abbe est important pour deux raisons. La première est qu'il permet de comprendre l'impact des offsets dans l'erreur de positionnement. Les offsets sont définis comme la distance entre l'axe du déplacement et la position de l'objet effectivement déplacé. Lors de l'assemblage de table de positionnement linéaire, il génère un grossissement de l'erreur. La seconde intervient lors de l'utilisation de système de mesure permettant de contrôler la position de l'effecteur. Comme indiqué dans la définition, la mesure doit s'effectuer dans le prolongement de la longueur à mesurer.

### 2.3.5. Evaluation de l'erreur de positionnement relative aux erreurs de chaque table

#### 2.3.5.1. Méthode

Dans le but de définir la position relative du porte échantillons par rapport aux autres éléments du système et plus particulièrement par rapport au faisceau d'ions incidents, l'erreur de position dans les 6 degrés de liberté de l'espace doit être définie numériquement. Dans cette démarche, la première étape consiste à développer un modèle cinématique du système étudié sous la forme d'un ensemble de matrices de transformation. L'étape suivante repose sur l'application numériquement de ce modèle à un assemblage de trois tables de positionnement linéaire et en une exploitation des données. Le résultat obtenu est la valeur globale de l'erreur de positionnement.

#### 2.3.5.2. Définition de la matrice HTM pour une table linéaire

Afin de représenter la position relative d'un solide rigide évoluant dans un espace à trois dimensions selon un repère donné, il est nécessaire de définir une matrice 4x4. Cette matrice représente la transformation permettant de passer du système de coordonnées de référence ( $X_r, Y_r, Z_r$ ) au système de coordonnées du solide rigide ( $X_n, Y_n, Z_n$ ). Cette matrice, extraite de l'ouvrage *Precision machine design* [Alexander Slocum], est appelé *homogeneous transformation matrix* (HTM). Les trois premières colonnes de la matrice HTM sont les **cosinus des directions** (vecteur unitaire  $i, j, k$ ), ils représentent l'orientation du solide rigide dans le repéré ( $X_n, Y_n, Z_n$ ). Les zéros représentent les facteurs d'échelles.  $P_s$  est un facteur d'échelle qui est couramment égale à 1.

$${}^R T_n = \begin{bmatrix} O_{ix} & O_{iy} & O_{iz} & P_x \\ O_{jx} & O_{jy} & O_{jz} & P_y \\ O_{kx} & O_{ky} & O_{kz} & P_z \\ 0 & 0 & 0 & P_s \end{bmatrix}$$

Ainsi, l'expression d'un point de la base n dans la base R est donnée par :

$$\begin{bmatrix} X_R \\ Y_R \\ Z_R \\ 1 \end{bmatrix} = {}^R T_n \begin{bmatrix} X_n \\ Y_n \\ Z_n \\ 1 \end{bmatrix}$$

En ce qui concerne la notation, le post-exposant (n) du T représente le système de coordonnées de référence, le pré-exposant (R) représente le système de coordonnées dans lequel on souhaite exprimer le résultat.

Ainsi, pour les six degrés de liberté, on obtient :

- Si le repère  $(X_1, Y_1, Z_1)$  effectue une translation d'une valeur  $x$  selon la direction  $X$ , la matrice de HTM dans le repère  $(X, Y, Z)$  sera :

$${}^{XYZ}T_{X_1Y_1Z_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Équation 1})$$

- Si le repère  $(X_1, Y_1, Z_1)$  effectue une translation d'une valeur  $y$  selon la direction  $Y$ , la matrice de HTM dans le repère  $(X, Y, Z)$  sera :

$${}^{XYZ}T_{X_1Y_1Z_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Équation 2})$$

- Si le repère  $(X_1, Y_1, Z_1)$  effectue une translation d'une valeur  $z$  selon la direction  $Z$ , la matrice de HTM dans le repère  $(X, Y, Z)$  sera :

$${}^{XYZ}T_{X_1Y_1Z_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Équation 3})$$

Je pose :

$$\text{Cos } \theta = C\theta$$

$$\text{Sin } \theta = S\theta$$

- Si le repère  $(X_1, Y_1, Z_1)$  effectue une rotation d'une valeur  $\theta_x$  autour de l'axe  $X$ , la matrice de HTM dans le repère  $(X, Y, Z)$  sera :

$${}^{XYZ}T_{X_1Y_1Z_1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C\theta_x & -S\theta_x & 0 \\ 0 & S\theta_x & C\theta_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- Si le repère  $(X_1, Y_1, Z_1)$  effectue une rotation d'une valeur  $\theta_y$  autour de l'axe Y, la matrice de HTM dans le repère  $(X, Y, Z)$  sera :

$${}^{XYZ}T_{X_1Y_1Z_1} = \begin{bmatrix} C\theta_y & 0 & S\theta_y & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -S\theta_y & 0 & C\theta_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- Si le repère  $(X_1, Y_1, Z_1)$  effectue une rotation d'une valeur  $\theta_z$  autour de l'axe Z, la matrice de HTM dans le repère  $(X, Y, Z)$  sera :

$${}^{XYZ}T_{X_1Y_1Z_1} = \begin{bmatrix} C\theta_z & -S\theta_z & 0 & 0 \\ S\theta_z & C\theta_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

La structure d'une table linéaire peut être décrite comme un assemblage de systèmes de coordonnées décrivant les six degrés de liberté définis précédemment. L'assemblage de ces matrices HTM permet de décrire le comportement d'une table linéaire.

*Table linéaire parfaite*

En considérant le cas d'une table linéaire parfaite ayant un décalage a, b et c selon X, Y et Z par rapport au système de coordonnées de référence (X<sub>r</sub>, Y<sub>r</sub>, Z<sub>r</sub>). On obtient par multiplication des équations 1, 2 et 3.

$${}^R T_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 1 & 0 & b \\ 0 & 0 & 1 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

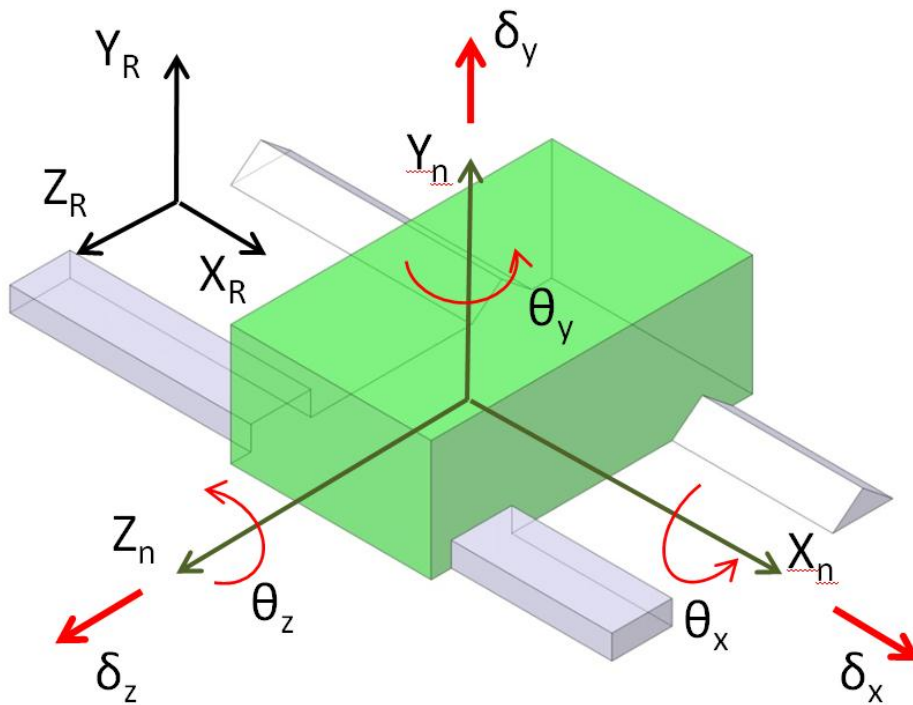


Figure 15 : Table linéaire avec ses 6 erreurs.

En considérant que chaque table linéaire a 3 erreurs de translation δ<sub>x</sub>, δ<sub>y</sub>, δ<sub>z</sub> et 3 erreurs de rotation θ<sub>x</sub>, θ<sub>y</sub>, θ<sub>z</sub>, associées à leur mouvement. On obtient par multiplication des matrices 1, 2, 3, 4, 5 et 6 :

$${}^R T_n = \begin{bmatrix} C\theta_y C\theta_z & -C\theta_y S\theta_z & S\theta_y & \delta_x \\ S\theta_x S\theta_y C\theta_z + C\theta_x S\theta_z & -S\theta_x S\theta_y S\theta_z + C\theta_x C\theta_z & -S\theta_x C\theta_y & \delta_y \\ -C\theta_x S\theta_y C\theta_z + S\theta_x S\theta_z & C\theta_x S\theta_y S\theta_z + S\theta_x C\theta_z & -C\theta_x C\theta_y & \delta_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

On linéarise au premier ordre en utilisant le développement de Taylor :

$$f(x) = a_0 + a_1(x - x_0) + a_2(x - x_0)^2 + \dots + a_n(x - x_0)^n$$



On pose :

$$\sin \theta_i = \theta_i$$

$$\cos \theta_i = 1$$

La matrice HTM s'écrit alors :

$${}^R T_n = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_z & \theta_y & \delta_x \\ \theta_z & 1 & -\theta_x & \delta_y \\ -\theta_y & \theta_x & 1 & \delta_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

### 2.3.5.3. Définition de la matrice HTM pour une table XYZ

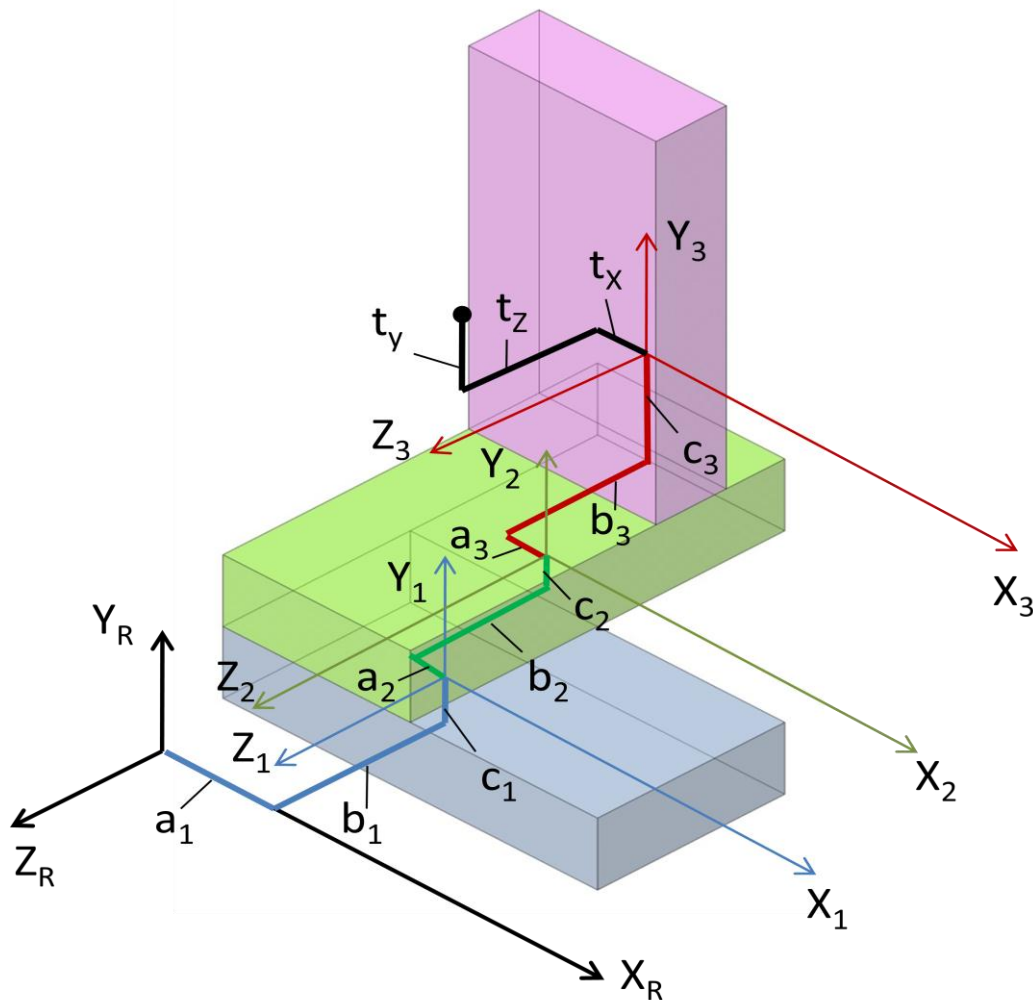


Figure 16 : Définition des repères de coordonnées pour une table XYZ.

En considérant les offsets entre la table et le système de coordonnées de référence, on obtient la matrice HTM suivante :

$$E_n = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_z & \theta_y & a + \delta_x \\ \theta_z & 1 & -\theta_x & b + \delta_y \\ -\theta_y & \theta_x & 1 & c + \delta_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

*Formulation de l'erreur de positionnement pour une table de positionnement 3 axes.*

L'objectif de cette partie est de détailler la formulation de l'erreur de positionnement d'une table de positionnement à 3 axes qui sont répartis selon un repère orthonormé. De par sa conception, cette table est un assemblage de trois tables linéaires, permettant chacune une translation dans une direction. Les courses définies par le cahier des charges initiales sont de 50 mm pour les axes X et Y et 20 mm pour l'axe Z. Dans le but de faciliter les calculs, chaque table dispose de son propre système de coordonnées positionné selon l'axe de translation de la table et dont chaque axe est parallèle au système de coordonnées fixe (Xr, Yr, Zr).

$${}^R T_1 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z1} & \theta_{y1} & a_1 + \delta_{x1} \\ \theta_{z1} & 1 & -\theta_{x1} & b_1 + \delta_{y1} \\ -\theta_{y1} & \theta_{x1} & 1 & c_1 + \delta_{z1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^1 T_2 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z2} & \theta_{y2} & a_2 + \delta_{x2} \\ \theta_{z2} & 1 & -\theta_{x2} & b_2 + \delta_{y2} \\ -\theta_{y2} & \theta_{x2} & 1 & c_2 + \delta_{z2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$${}^2 T_3 = \begin{bmatrix} 1 & -\theta_{z3} & \theta_{y3} & a_3 + \delta_{x3} \\ \theta_{z3} & 1 & -\theta_{x3} & b_3 + \delta_{y3} \\ -\theta_{y3} & \theta_{x3} & 1 & c_3 + \delta_{z3} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Si n solides rigides sont assemblés en cinématique série et que la position du repère de chaque axe est connue, alors la position de l'effecteur en fonction du repère de référence sera le produit des matrices HTM. Alors, la matrice HTM globale s'exprime selon :

$${}^R T_3 = \prod_{m=1}^3 {}^{m-1} T_m = {}^0 T_1 {}^1 T_2 {}^2 T_3$$

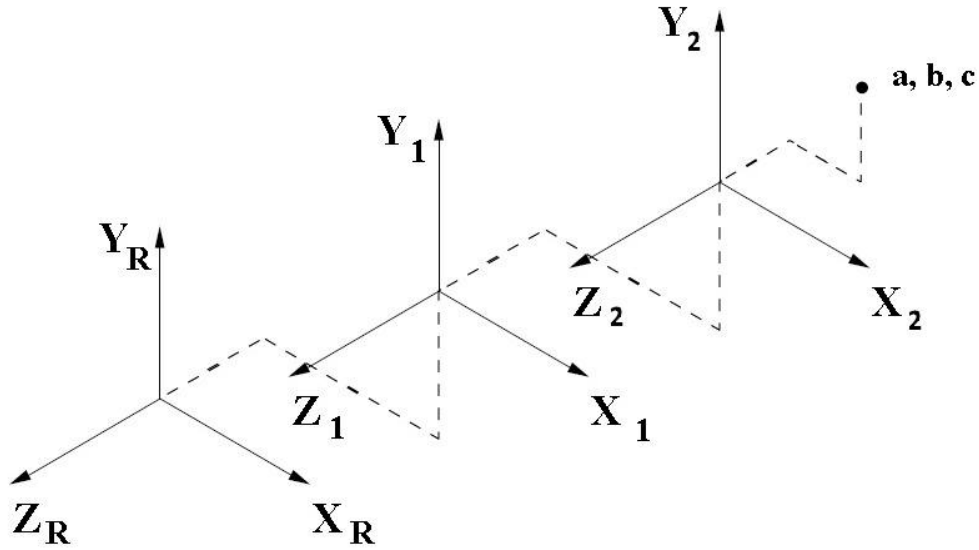


Figure 17 : Représentation d'une cinématique série.

Pour un porte échantillons localisé au point  $t_x$ ,  $t_y$ ,  $t_z$ , la coordonnée actuelle de celui-ci exprimée dans le repère globale est donnée par :

$$\begin{bmatrix} X_t \\ Y_t \\ Z_t \\ 1 \end{bmatrix}_{actuelle} = {}^R T_3 \begin{bmatrix} t_x \\ t_y \\ t_z \\ 1 \end{bmatrix}$$

La coordonnée idéale du porte échantillons doit être la somme de tous les composants individuels le long de leur axe respectif.

$$\begin{bmatrix} X_t \\ Y_t \\ Z_t \end{bmatrix}_{idéal} = \begin{bmatrix} a_1 + a_2 + a_3 + t_x \\ b_1 + b_2 + b_3 + t_y \\ c_1 + c_2 + c_3 + t_z \end{bmatrix}$$

L'erreur de translation au niveau du porte échantillons est donnée par :

$$\begin{bmatrix} \delta_{X_t} \\ \delta_{Y_t} \\ \delta_{Z_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_t \\ Y_t \\ Z_t \end{bmatrix}_{actuelle} - \begin{bmatrix} X_t \\ Y_t \\ Z_t \end{bmatrix}_{idéal} \quad (\text{Équation 4})$$

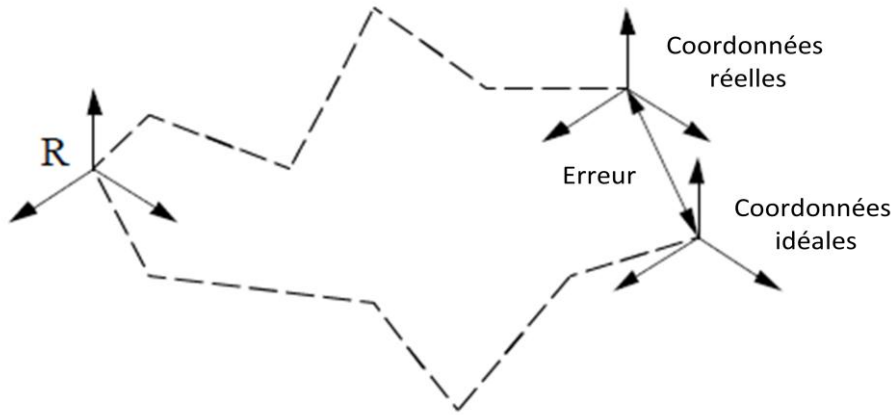


Figure 18 : Représentation de l'erreur de positionnement.

En utilisant l'Equation 1 et en négligeant les termes du second ordre on obtient :

$$\begin{bmatrix} \delta_{x_t} \\ \delta_{y_t} \\ \delta_{z_t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -t_y(\theta_{z_1} + \theta_{z_2} + \theta_{z_3}) + t_z(\theta_{y_1} + \theta_{y_2} + \theta_{y_3}) - b_3(\theta_{z_1} + \theta_{z_2}) + c_3(\theta_{y_1} + \theta_{y_2}) - b_2\theta_{z_1} + c_2\theta_{y_1} + \delta_{x_1} + \delta_{x_2} + \delta_{x_3} \\ t_x(\theta_{z_1} + \theta_{z_2} + \theta_{z_3}) - t_z(\theta_{x_1} + \theta_{x_2} + \theta_{x_3}) + a_3(\theta_{z_1} + \theta_{z_2}) - c_3(\theta_{x_1} + \theta_{x_2}) + a_2\theta_{z_1} - c_2\theta_{x_1} + \delta_{y_1} + \delta_{y_2} + \delta_{y_3} \\ -t_x(\theta_{y_1} + \theta_{y_2} + \theta_{y_3}) + t_y(\theta_{x_1} + \theta_{x_2} + \theta_{x_3}) - a_3(\theta_{y_1} + \theta_{y_2}) + b_3(\theta_{x_1} + \theta_{x_2}) - a_2\theta_{y_1} + b_2\theta_{x_1} + \delta_{z_1} + \delta_{z_2} + \delta_{z_3} \end{bmatrix}$$

L'amplification de l'erreur sont les coefficients de  $\delta_{x1}$ ,  $\delta_{y1}$ ,  $\delta_{z1}$ ,  $\theta_{x1}$ ,  $\theta_{y1}$ ,  $\theta_{z1}$ ,  $\delta_{x2}$ ,  $\delta_{y2}$ ,  $\delta_{z2}$ ,  $\theta_{x2}$ ,  $\theta_{y2}$ ,  $\theta_{z2}$ ,  $\delta_{x3}$ ,  $\delta_{y3}$ ,  $\delta_{z3}$ ,  $\theta_{x3}$ ,  $\theta_{y3}$ ,  $\theta_{z3}$ .

Pour une utilisation plus aisée, ces coefficients peuvent être présentés sous forme de tableau. On remarque que la position de la table 1 n'a aucun impact sur l'erreur de positionnement du porte échantillons.

	$\delta_{xt}$	$\delta_{yt}$	$\delta_{zt}$
<b>Erreurs de l'axe 3</b>			
$\theta_{x1}$	0	$-t_z - c_2 - c_3$	$t_y + b_3 + b_2$
$\theta_{y1}$	$t_z + c_3 + c_2$	0	$-t_x - a_3 - a_2$
$\theta_{z1}$	$-t_y - b_3 - b_2$	$t_x + a_3 + a_2$	0
<b>Erreurs de l'axe 2</b>			
$\theta_{x2}$	0	$-t_z - c_3$	$t_y + b_3$
$\theta_{y2}$	$t_z + c_3$	0	$-t_x - a_3$
$\theta_{z2}$	$-t_y - b_3$	$t_x + a_3$	0
<b>Erreurs de l'axe 1</b>			
$\theta_{x3}$	0	$-t_z$	$t_y$
$\theta_{y3}$	$t_z$	0	$-t_x$
$\theta_{z3}$	$-t_y$	$t_x$	0

Tableau 8 : Amplification de l'erreur pour une cinématique X Y Z.

### 2.3.5.4. Application à une table linéaire de type SmarAct

Dans le cadre d'une application permettant d'évaluer l'erreur de positionnement, les données d'entrées nécessaires correspondant à chaque table sont :

- les valeurs d'erreurs de lacet, roulis et tangage ( $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ )
- les valeurs d'erreurs de translation ( $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ )
- l'incrément minimum
- les offsets entre tables

L'application a été effectuée avec une table linéaire SmarAct de type SLC 117-80. C'est une table utilisant un système motorisé de type piézoélectrique-inertiel.

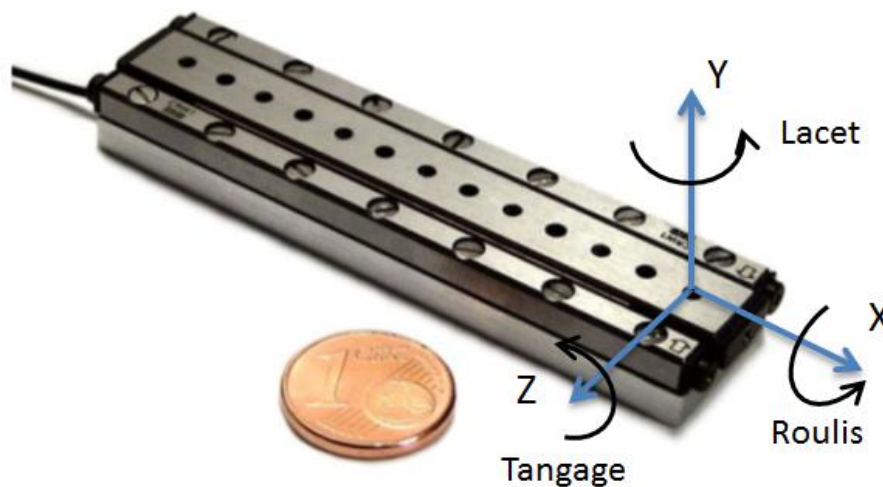


Figure 19 : Positionneur linéaire SmarAct de type SLC 117-80.

#### *Erreurs de translation*

Les erreurs de translation selon Y et Z correspondent au jeu maxi observé entre le bâti et le chariot. Quant à l'erreur selon Z, elle correspond au jeu maxi additionné à la valeur de la résolution pratique mini. Dans le cas présent, la résolution pratique est supérieure à la résolution théorique.

#### *Erreurs de rotations*

Les valeurs d'erreurs présentées ci-dessous sont issues de mesures par interférométrie laser effectuées au sein des laboratoires SmarAct. Les valeurs d'erreurs de rotation utilisées lors de l'application numérique sont issues des relevés suivant :

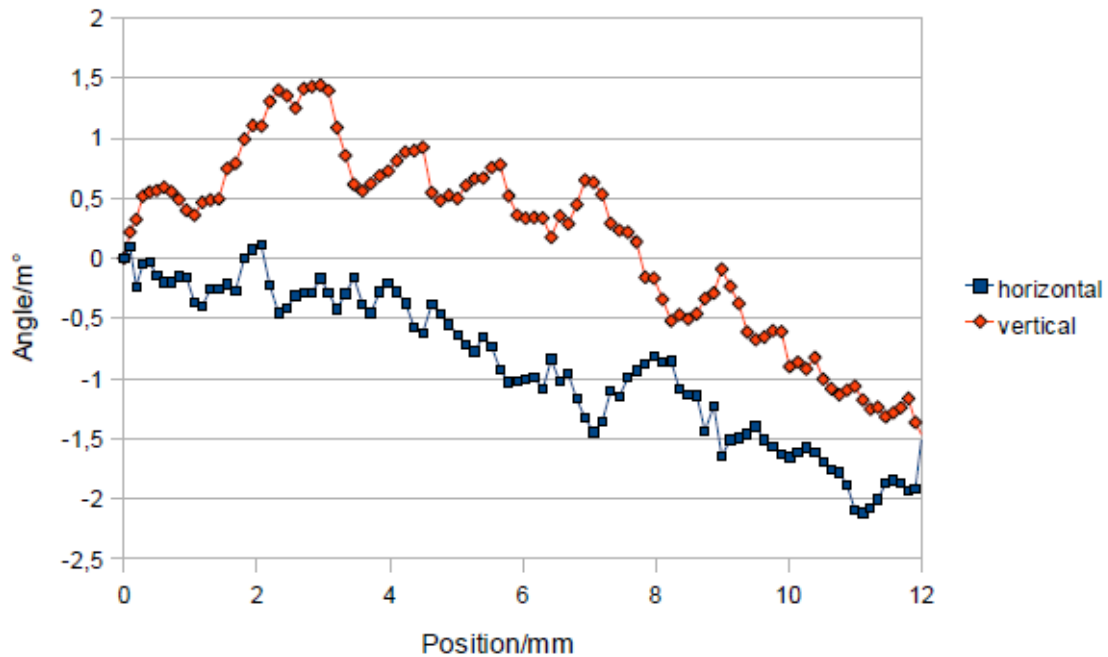


Figure 20 : Erreur angulaire d'une table linéaire SmarAct de type SLC.

Les valeurs d'erreurs de rotation dans le plan horizontal (XZ) et vertical (XY) correspondent à l'angle de lacet et à l'angle de tangage de la table. Ils ont été obtenus par interpolation linéaire des relevés présentés en [Figure 20]. Quant à l'angle de roulis, il m'a été conseillé, par le fabricant, d'utiliser la même valeur d'erreur que pour l'angle de tangage. L'interpolation a été effectuée pour une course de 50 mm. Des valeurs différentes seront utilisées pour la table Z étant donné que sa course est de 20 mm.

	Erreurs de translation (m)	Erreurs de rotation (rad)
<b>X</b>	$1,050 \cdot 10^{-6}$	$1,091 \cdot 10^{-04}$
<b>Y</b>	$1 \cdot 10^{-6}$	$1,527 \cdot 10^{-04}$
<b>Z</b>	$1 \cdot 10^{-6}$	$1,091 \cdot 10^{-04}$

Tableau 9 : Récapitulatif des six erreurs cinématiques représentatives d'une table SmartAct SLC 117-80 limitant sa course à 50 mm.

*Offsets entre tables*

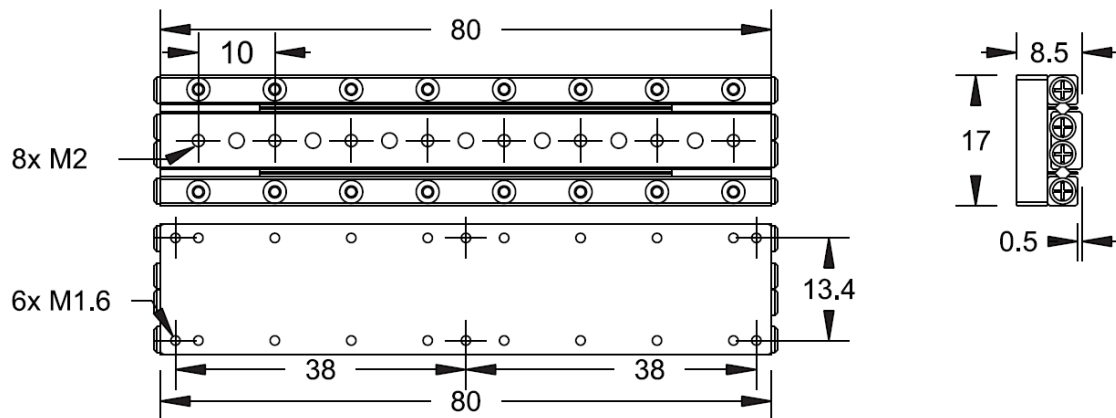


Figure 21 : Plan de détail d'une table linéaire SmarAct SLC 117-80.

Les offsets entre tables, représentés à la Figure 16, sont obtenus à partir des dimensions de chaque table et de leur position les unes par rapport aux autres.

	Offset (m)		
	Table X	Table Y	Table Z
<b>X</b>	$-25.10^{-3}$ à $25.10^{-3}$	0	0
<b>Y</b>	$4,25.10^{-3}$	$8,5.10^{-3}$	$9,25.10^{-3}$ à $29,25.10^{-3}$
<b>Z</b>	0	$-25.10^{-3}$ à $25.10^{-3}$	$4,25.10^{-3}$

Tableau 10 : Offset représentatif d'un ensemble de table SmartAct SLC 117-80 assemblé en cinématique série.

Quant à la position du porte échantillons localisée au point  $t_x, t_y, t_z$ , je décide de le positionner en :  $t_x=0, t_y=0, t_z=1.10^{-2}$ . Cette valeur correspond à l'épaisseur maximale qu'aura le porte échantillons associé à son système mécanique.

### 2.3.5.5. Résultats

L'erreur totale présente dans chaque zone de l'espace de travail est évaluée en calculant la norme des erreurs de déplacement pour chaque zone de l'espace :

$$|\delta| = \sqrt{\delta_{X_t}^2 + \delta_{Y_t}^2 + \delta_{Z_t}^2}$$

Cette méthode présente l'inconvénient de ne pas respecter le signe de l'erreur. Actuellement, ceci ne pose aucun problème étant donné que l'objectif de cette application numérique est d'obtenir l'ordre de grandeur de l'erreur.

Un programme Matlab® [Annexe B] réalisant l'ensemble de la démarche présentée précédemment permet d'obtenir une représentation graphique de l'erreur de positionnement sur l'ensemble de l'espace de travail de la cinématique.

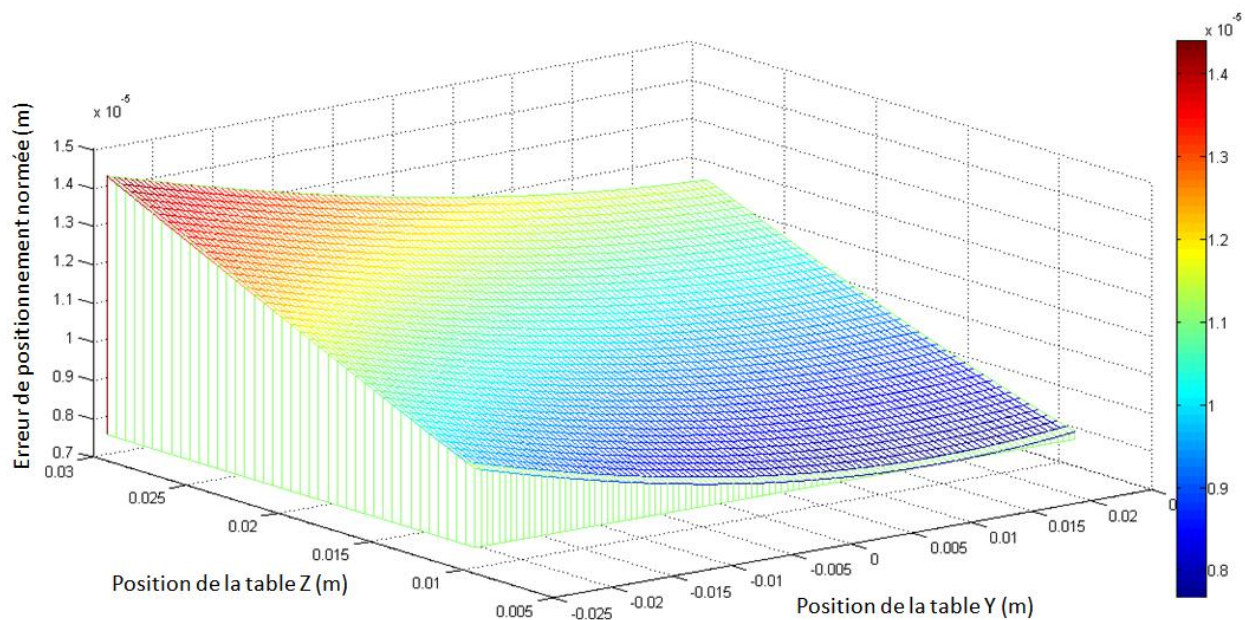


Figure 22 : Erreur de positionnement normée dû aux erreurs cinématiques en fonction des positions X Y Z.

Comme observé dans le [Tableau 8], la valeur de l'erreur de positionnement n'est pas fonction de la position de la table X. On observe sur la Figure 22 que cette table génère une erreur normée de 0,75  $\mu\text{m}$  sur l'ensemble du volume de travail indépendamment de la position de la table X. C'est pourquoi, seules les variables Y et Z ont été utilisées. On observe également que l'erreur de position maximale intervient en coordonnée Y = -25 mm et Z = 29,5 mm avec pour norme 14,3  $\mu\text{m}$ . Bien que l'erreur globale de positionnement ne soit pas encore totalement évaluée, ce résultat permet d'affirmer qu'une précision voisine de la centaine de nanomètre n'est pas réalisable avec une cinématique série fonctionnant sans système d'asservissement.



Néanmoins, cette méthode d'évaluation peut être discutable étant donné qu'elle ne prend pas en compte le transfert de masse. En effet, le centre de gravité du système évolue à partir de la position 0 de la table Z ce qui a pour conséquence d'inverser le signe de l'erreur de rotation autour de Z de la table 2. De plus, les jeux présents dans le système feront également varier les résultats.

### 2.3.5.6. Conclusion concernant le choix de la cinématique

Ce résultat graphique va permettre de confronter les caractéristiques des cinématiques série par rapport aux cinématiques parallèles évoluant dans le même espace de travail.

Comme le montre le tableau présenté en [Annexe A] et bien que les cinématiques parallèles présentent l'inconvénient d'avoir des mouvements liés, un modèle parallèle de type PI-Hexapod M824 offre une précision globale de  $0,3 \mu\text{m}$  pour une course de  $X = Y = 22,5 \text{ mm}$  et  $Z = 12,5 \text{ mm}$ . En comparaison, dans cette même plage d'utilisation, l'assemblage série de table linéaire SmarAct offre une précision de  $9,75 \mu\text{m}$ . Ce qui correspond à un manque de précision 30 fois supérieur.

La différence concernant les charges embarquées est également importante. Alors qu'un ensemble série SmarAct embarque quelques centaines de grammes, les hexapodes peuvent facilement déplacer quelques kilogrammes.

Néanmoins, les bonnes caractéristiques techniques des cinématiques parallèles s'accompagnent d'un prix trois fois supérieur aux cinématiques séries. Malheureusement, je ne suis pas parvenu à trouver un hexapode offrant les courses souhaitées par le cahier des charges.

### 2.3.6. Mauvaise tolérance de forme et géométrique

#### 2.3.6.1. Définition

Les erreurs de positionnement liées aux mauvaises tolérances de forme et de positionnement sont définies ici comme étant une erreur de positionnement géométrique d'un axe par rapport à l'autre ou d'un mauvais dimensionnement d'un des éléments.

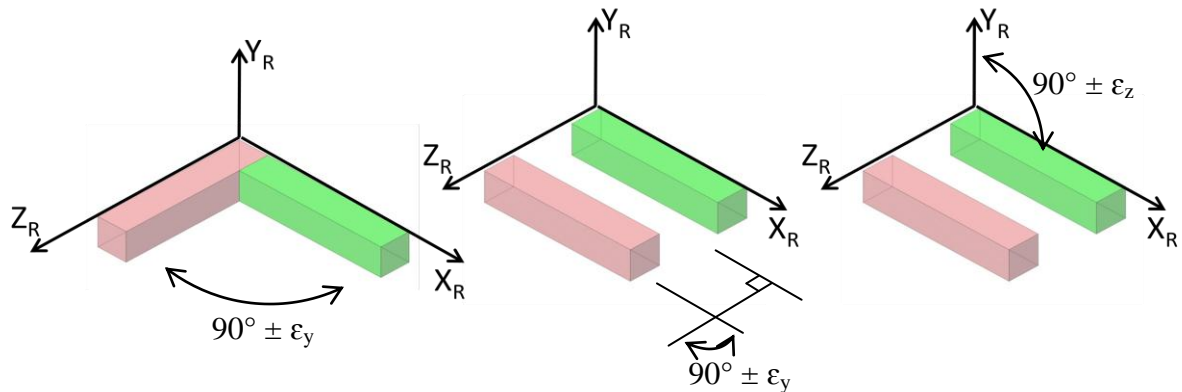


Figure 23 : Erreur d'orthogonalité et de parallélisme horizontal et vertical.

L'erreur d'orthogonalité est définie comme la déviation  $\varepsilon_y$  entre l'axe X de référence et les autres axes. L'erreur de parallélisme horizontal ou vertical définit le rapprochement et l'éloignement respectif des axes les uns par rapport aux autres. Il s'avère important de noter que lors de la conception d'un assemblage de table linéaire, il est facile de spécifier sur les plans de faible tolérance géométrique de perpendicularité. Néanmoins, même si elle s'avère respectée il est compliqué de les contrôler.

#### 2.3.6.2. Application

Afin d'évaluer l'erreur liée aux mauvaises tolérances de forme et géométrique contribuant à l'estimation de l'erreur globale, je me limite à l'estimation de l'erreur due à une mauvaise tolérance géométrique. L'erreur de forme est difficile à prédire à ce stade de l'étude.

L'estimation du défaut en bout de chaîne cinématique s'effectue à l'aide de matrice HTM précédemment définie. J'utilise comme données d'entrée :

	Table X		Table Z	
	Erreurs de translation (m)	Erreurs de rotation (rad)	Erreurs de translation (m)	Erreurs de rotation (rad)
<b>X</b>	0	0	0	$2,424 \cdot 10^{-05}$
<b>Y</b>	0	$2,424 \cdot 10^{-05}$	0	0
<b>Z</b>	0	0	0	0

Tableau 11 : Récapitulatif des six erreurs représentatives d'une table SmarAct SLC 117-80.

## 2.3. Estimation de l'erreur globale de positionnement

L'erreur d'orthogonalité dans le plan XZ entre les tables X et Z est modélisée comme un angle de lacet de  $2,424 \cdot 10^{-05}$  rad ( $1,39$  m°). De même, l'erreur d'orthogonalité dans le plan YZ entre les tables Z et Y est modélisée comme un angle de lacet de  $2,424 \cdot 10^{-05}$  rad. La valeur de cet angle correspond au défaut moyen d'orthogonalité constaté pour un assemblage de table de positionnement vendu dans le commerce.

### 2.3.6.3. Résultats

Après application avec les valeurs précédemment définies, nous pouvons observer ci-dessous, la norme de l'erreur maximale correspond à  $1,49$   $\mu\text{m}$  et intervient aux coordonnées suivantes :  $Y = -25$  mm;  $Z = 29,5$  mm.

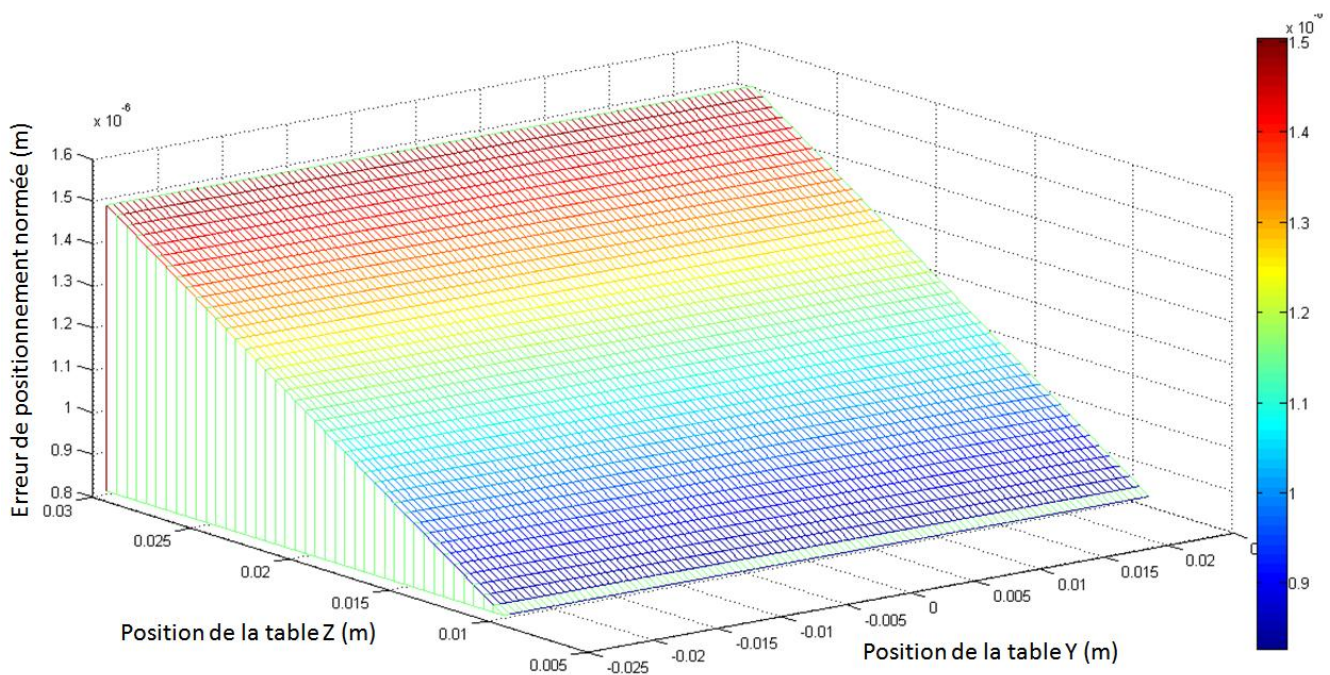


Figure 24 : Erreur de positionnement normée due aux erreurs géométriques en fonction des positions X Y Z.

L'erreur totale présente dans chaque zone de l'espace de travail est évaluée en calculant la norme des erreurs de déplacement pour chaque zone de l'espace, c'est pourquoi la position de la table Y ne fait pas varier l'erreur de positionnement. Ce résultat met en avant l'avantage d'acheter un système de positionnement déjà assemblé. Cette option permet d'utiliser les compétences de professionnel lors de l'assemblage des tables et donc un respect des tolérances de positionnement. De plus, certains fabricants fournissent la cinématique avec un certificat présentant les caractéristiques géométriques du système. Il est important de noter que cette erreur de positionnement est répétable, elle n'impacte que la précision du système.

### 2.3.7. Erreurs liées aux chargements

#### 2.3.7.1. Définition

Les divers chargements présents sur la cinématique de positionnement génèrent des erreurs de positionnement dû aux déformations de la matière. Ces chargements sont : les efforts de volume dû à la gravité et aux accélérations des tables mais également ceux dûs aux contraintes interne générées par l'assemblage des tables les unes par rapport aux autres. Ce dernier chargement, très difficile à modéliser, est principalement lié aux efforts de serrage des vis.

#### 2.3.7.2. Application

Etant donné les faibles accélérations et masses embarquées, seul le chargement statique est pris en considération. La table X, posée et fixée sur le bâti peut être considérée comme infiniment rigide. La table Y, sollicitée par la somme de son poids propre et du porte échantillons, est exclusivement chargée en compression. Ainsi, sa déformée peut également être considérée comme négligeable. Quant à la table Z, je vais évaluer sa déformée dans la position la plus défavorable, c'est-à-dire avec une valeur de  $b_2$  maximale. Je modélise la table comme un modèle poutre de section rectangulaire. L'objectif est d'obtenir la flèche maximale de la table ainsi que sa pente.

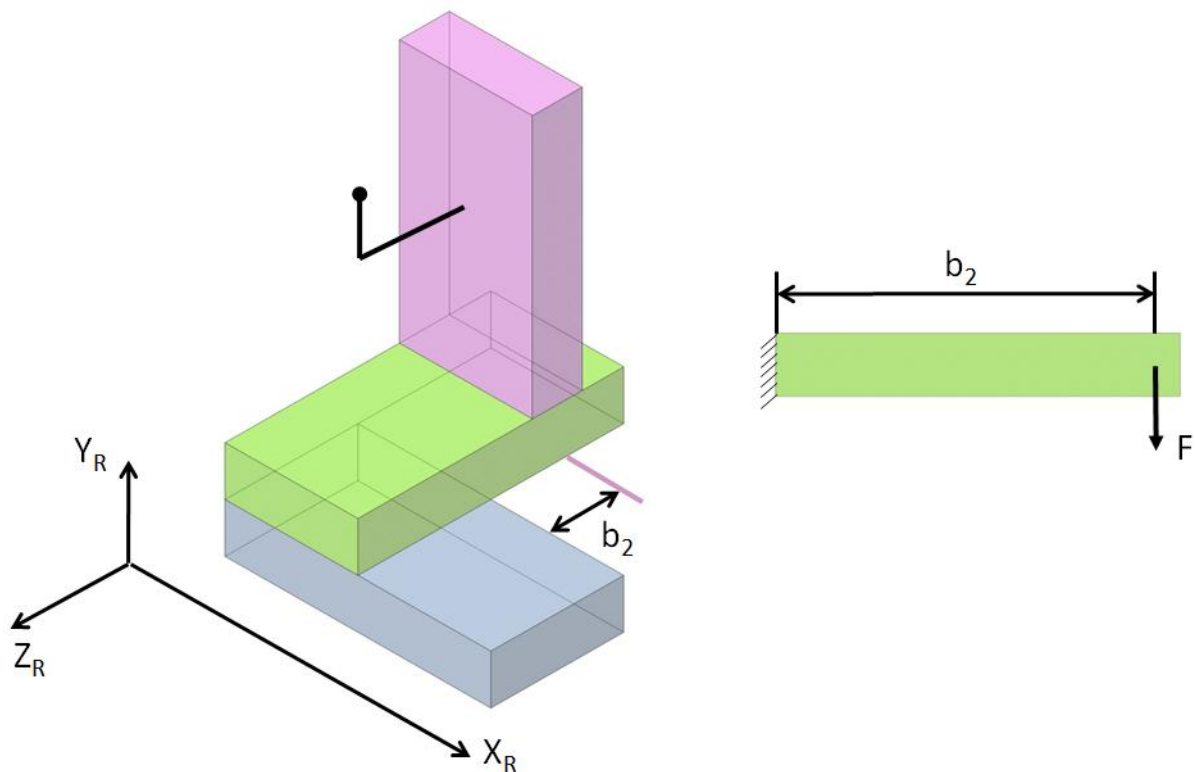


Figure 25 : Cinématique XYZ et illustration du modèle poutre utilisé pour l'étude de la table Z.

### 2.3. Estimation de l'erreur globale de positionnement

---

Ce modèle est basé sur les hypothèses de la résistance des matériaux. Ces hypothèses concernent la constitution de la matière et sont au nombre de trois : la continuité, l'homogénéité et l'isotropie. Il y a aussi deux autres hypothèses relatives à la nature des déformations : leur proportionnalité avec les contraintes et leur grandeur très faible par rapport aux dimensions du solide. Etant donné que l'on néglige l'effort tranchant, on obtient la relation suivante :

$$E I(x) y''(x) = M_f$$

Où  $y''$  est la dérivée seconde de la déformée de la poutre,  $M_f$  le moment de flexion constant,  $E$  le module d'Young,  $I$  le moment d'inertie de la section de la poutre. En introduisant :  $F$  l'effort résultant de la somme des masses de la table  $Y$  et du porte échantillons ; et  $b_2$  la distance maximale entre les table  $X$  et  $Y$  dans le plan  $XZ$ . On obtient la relation suivante que je vais utiliser afin de définir la pente de la table :

Pour  $x \in [0; b_{2\max}]$  :

$$E I_{(G,Z)} y''(x) = F (b_{2\max} - x)$$

$$E I_{(G,Z)} y'(x) = F \left( b_{2\max} - \frac{x^2}{2} \right) + cte$$

Pour  $x = b_{2\max}$ ,  $y'(b_{2\max}) = 0$

$$0 = F \left( b_{2\max} - \frac{b_{2\max}^2}{2} \right) + cte$$

$$cte = F \left( \frac{b_{2\max}^2}{2} - b_{2\max} \right)$$

On a alors :

$$y'(x) = \frac{F}{2EI_{(G,Z)}} (b_{2\max}^2 - x^2)$$

Pour  $x = 0$ , j'en déduis la pente:

$$y'(0) = \frac{F}{2EI_{(G,Z)}} (b_{2\max}^2)$$

Le moment quadratique d'une section rectangulaire donne :

$$I_{(G,Z)} = \frac{bh^3}{12}$$

Donc :

$$y'(0) = \frac{6 F \cdot b_{2 \max}^2}{E b h^3}$$

L'application numérique est effectuée avec les valeurs suivantes : le moment quadratique et la valeur de  $b_2$  maximale sont calculés à partir du plan de détail d'une table linéaire SmarAct SLC 117-80 [Figure 19], le module d'Young utilisé correspond à celui d'un acier inoxydable, l'effort résultant correspond à la masse de la table Y c'est-à-dire environ 51 grammes associés aux 100 grammes du porte échantillons. On a alors comme données :  $I_{(G,Z)} = 870 \text{ mm}^4$  ;  $F = 1,51 \text{ N}$  ;  $E = 203 \text{ Gpa}$  ;  $b_{2 \max} = 41.5 \text{ mm}$ . Ce qui donne la pente suivante:

$$y'(x) = 7,362 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

Ensuite je détermine la flèche maximale. Pour cela, je calcule la deuxième primitive. Ce qui me donne :

$$E I_{(G,Z)} y(x) = F \left( b_{2 \max} x - \frac{x^3}{3} \right) + F \left( \frac{b_{2 \max}^2}{2} x - b_{2 \max} x \right) + cte$$

Pour  $x = b_{2 \max}$ ,  $y(b_{2 \max}) = 0$

$$0 = F \left( b_{2 \max} x - \frac{b_{2 \max}^3}{3} \right) + F \left( \frac{b_{2 \max}^2}{2} x - b_{2 \max} x \right) + cte$$

$$cte = \frac{F}{3} (b_{2 \max}^3 - b_{2 \max}^2)$$

On a alors :

$$E I_{(G,Z)} y(x) = \frac{F}{3} (x^3 - b_{2 \max}^3)$$

Pour  $x = 0$ , j'en déduis la flèche :

$$y(0) = \frac{4 F b_{2 \max}^3}{E b h^3}$$

Après application numérique, j'obtiens :

$$y(x) = 2,034 \cdot 10^{-7} \text{ m}$$

### 2.3. Estimation de l'erreur globale de positionnement

L'estimation du défaut en bout de chaîne cinématique s'effectue à l'aide de matrice HTM précédemment définie. J'utilise comme données d'entrée :

Table Z		
	Erreurs de translation (m)	Erreurs de rotation (rad)
X	0	$7,362.10^{-06}$
Y	$-2,037.10^{-07}$	0
Z	0	0

Tableau 12 : Récapitulatif des six erreurs représentatives de la table Z.

La déformée de la table Z dans le plan YZ peut être modélisée comme un angle de tangage de  $2,424.10^{-05}$  rad ( $1,4$  m°) et une erreur de translation de  $2,034.10^{-07}$  selon Y. Le calcul de l'erreur de positionnement s'effectue avec pour seule variable la position de la table Y, la table Z étant considérée en position extrême.

#### 2.3.7.3. Résultats

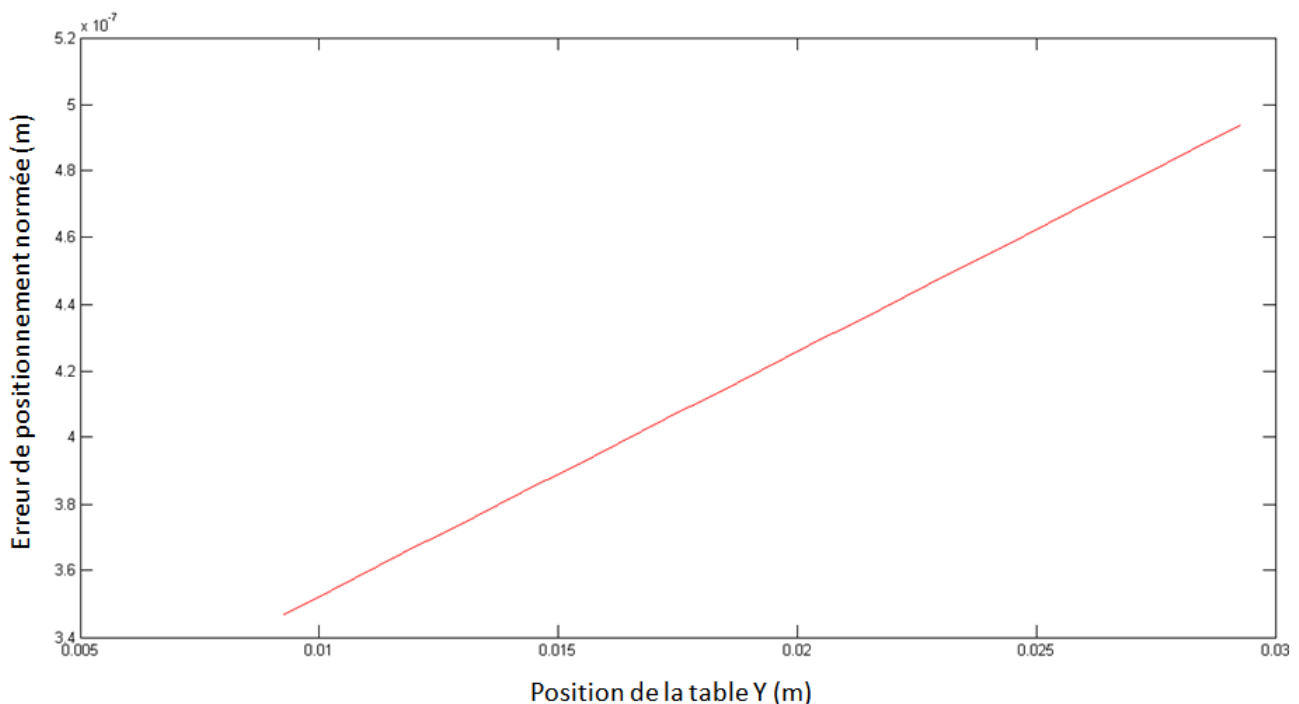


Figure 26 : Erreur de positionnement normée due aux chargements en fonction de la position Y.

La valeur maximale de l'erreur intervient pour la position la plus haute de la table Y et a pour valeur  $0,495$   $\mu\text{m}$ . Elle diminue de manière linéaire en fonction de la position de la table Y.

### 2.3.8. Erreurs liées aux dilatations thermiques

#### 2.3.8.1. Définition

Les problèmes thermiques sont l'un des points les plus importants à contrôler afin d'assurer la précision d'un système de positionnement. Ils affectent l'ensemble de la machine, des tables au porte échantillons, et créent des erreurs angulaires qui génèrent des erreurs d'Abbe. En effet, lorsque la pièce est libre elle peut s'allonger librement dans les trois directions. En revanche, lorsqu'elle est fixée, des contraintes internes apparaissent et génèrent des déformations créant des erreurs angulaires. Le coefficient de dilatation thermique linéaire s'exprime alors pour un matériau isotrope, selon :

$$\varepsilon_T = \alpha \Delta T$$

Avec  $\varepsilon_T$  la déformation,  $\alpha$  le coefficient de dilatation thermique et  $\Delta T$  la variation de température. Afin d'éliminer ou réduire les problèmes de dilatation thermique, deux solutions existent : utiliser des matériaux ayant un coefficient de dilatation thermique négligeable ou limiter les variations de température.

#### 2.3.8.2. Application

Les déformations dues à la dilation thermique interviennent dans les trois dimensions mais les déplacements qu'elles génèrent sont fonction de la manière dont sont assemblées et fixées les tables de positionnement. C'est pourquoi, je décide avec pour seul objectif d'obtenir un ordre de grandeur, d'évaluer l'erreur de positionnement due aux dilatations thermiques en ne considérant que la dilation thermique qui intervient sur la longueur des offsets entre table.

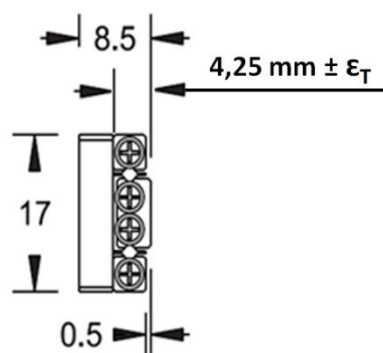


Figure 27 : Plan de détail en vue de côté d'une table linéaire SmarAct SLC 117-80.

J'impose alors une variation de température  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , ce qui correspond à un environnement régulé en température avec un système de table de type piézoélectrique inertiel présentant l'avantage de dissiper très peu de puissance thermique. Je considère que l'ensemble des tables est en acier inoxydable. Les erreurs de positionnement liées aux dilatations thermiques



peuvent être modélisées comme des erreurs de translation. Le résultat est calculé pour une position en fin de course de chaque table. Il s'exprime selon :

$$\delta_{Y_t} = \alpha \Delta T (c_1 + c_2 + c_3)$$

$$\delta_{Z_t} = \alpha \Delta T (b_2 + b_3)$$

$$|\delta| = \sqrt{\delta_{Y_t}^2 + \delta_{Z_t}^2}$$

Je pose  $\alpha = 12.10^{-6} K^{-1}$  et  $\Delta T = 0,5 K$ . J'utilise  $C_1 = 4,25 \text{ mm}$  ;  $C_2 = 8,5 \text{ mm}$  ;  $C_3 = 20 \text{ mm}$  ;  $b_2 = 20 \text{ mm}$  ;  $b_3 = 4,25 \text{ mm}$ . Après application numérique, j'obtiens comme valeur :

$$|\delta| = 0,245 \mu\text{m}$$

### 2.3.8.3. Conclusion

Le résultat, bien que très conservatif et excluant le porte échantillons, montre qu'une variation de température de  $0,5^\circ\text{C}$  entraîne une erreur de positionnement ne permettant pas de respecter le cahier des charges. Cette erreur génère une dérive de positionnement dans le temps. Cette dérive, en fonction du temps de mesure imposé par l'expérience de physique, peut s'avérer extrêmement gênante. Si le temps de mesure est court, cette erreur sera considérée comme une erreur de précision de positionnement. Si le temps de mesure est long, cette erreur sera considérée comme une erreur de répétabilité de positionnement.

Une fois de plus, les variations de pression au sein de la chambre de mesure auront un impact important sur la dilatation thermique du système. En effet, le phénomène de convection disparaissant sous vide, cela offre une meilleure isolation thermique. Ce phénomène demeure un avantage à partir du moment où les systèmes motorisés ont une dissipation thermique faible. Néanmoins, ceci implique une conception différente s'ils ont une dissipation thermique plus importante. Par exemple, il peut être nécessaire d'installer les moteurs à l'extérieur de la chambre à vide. D'une manière générale, la littérature [Slocum] conseille de respecter une symétrie de positionnement des sources de chaleur afin d'éviter les erreurs angulaires.

### 2.3.9. Erreurs liées aux vibrations

Les vibrations environnantes à la cinématique sont une source insidieuse d'erreurs car elles représentent une combinaison de sources d'énergie à des fréquences variées. Ces fréquences peuvent alors exciter la structure de la machine. C'est pourquoi il est utile d'isoler la cinématique de son environnement. Voici la liste des sources vibratoires susceptibles de perturber la cinématique d'Andromède :

- Transmission des vibrations par le sol.
- Transmission des vibrations par la connectique.
- Présence de machine rotative (pompe à vide).
- Paliers de guidage imparfait.
- Instabilité de la boucle d'asservissement.
- Pression sonore.

Chaque système a un nombre infini de mode de vibration. Il est très probable qu'au moins un mode sera excité par l'environnement. Ainsi, aucune machine ne peut être conçue de manière à être totalement insensible aux vibrations. C'est pourquoi, la littérature consultée conseille fortement de réaliser un prototype associé à un modèle éléments finis de la cinématique dans le but d'obtenir les fréquences et amplitudes maximales de déplacements pour chaque mode de vibration. Les valeurs et informations obtenues par ce modèle permettront par exemple :

- de placer les accéléromètres loin des nœuds et près des amplitudes maximales de déplacement dans le cas de l'utilisation d'un prototype.
- de placer judicieusement les masses loin des nœuds dans le cas où l'on souhaite modifier les modes de la structure.

Actuellement, la réalisation d'un modèle éléments finis n'est pas réalisable car beaucoup d'informations restent à définir. Il sera réalisé lors de la mise en place d'un prototype. Toutefois, il est jugé nécessaire de prévoir une table antivibratoire afin d'isoler la cinématique de son environnement pour minimiser la propagation des vibrations et la génération de bruit par les systèmes environnants. Ce système permet de filtrer les vibrations du sol afin qu'il ne puisse perturber le plateau de la table. De plus, ce type de plateau est extrêmement rigide ce qui limite les déformations lors de mouvement d'objets. Le choix de la table ne pourra être effectué que lorsque les systèmes environnants auront été définis (pompe à vide, etc).

### 2.3.10. Répartition de l'erreur de positionnement

A ce stade de l'étude, plusieurs variables ayant un impact sur la précision du système ne peuvent pas être évaluées. Malgré cela, les résultats obtenus permettent d'obtenir l'ordre de grandeur de chaque paramètre qui constitue l'erreur globale de positionnement. Cette répartition permet de comprendre le comportement de la cinématique et ainsi de définir des règles dans la conception de celle-ci. En revanche, il est difficile de définir la manière dont ces erreurs vont se combiner entre elles. Cette erreur globale se répartie selon quatre paramètres :

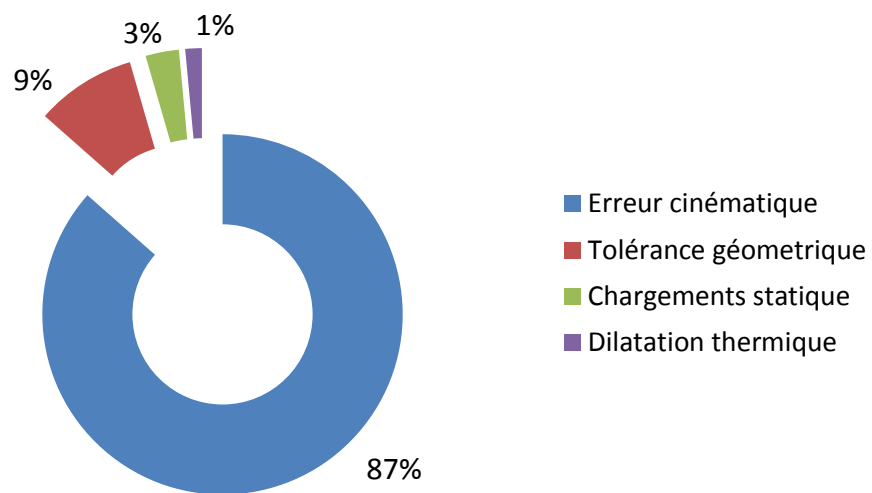


Figure 28 : Répartition de l'erreur globale de positionnement.

L'erreur globale est quasiment entièrement due aux erreurs cinématiques de chaque table. Cette erreur génère de l'imprécision et ne peut être réduite. L'erreur due aux mauvaises tolérances géométriques peut être difficilement inférieure à cette valeur étant donné que la contrainte de perpendicularité entre table est déjà extrêmement faible. Concernant le chargement statique et la dilatation thermique, la conception du système peut permettre de réduire ces valeurs.

### 2.3.11. Conclusion

Obtenir une précision d'une centaine de nanomètre est très difficile. Le coût de cette précision est extrêmement élevé par rapport à l'obtention d'une répétabilité du même ordre de grandeur.

La première étape lors de la présentation de ces résultats a été de définir les termes de précision, résolution et répétabilité afin de définir clairement le besoin. Il s'est tout de suite avéré, comme l'indique le cahier des charges, que les caractéristiques nanométriques

souhaitées pour ce système sont en terme de répétabilité et non en terme de précision. Pendant la mesure, le physicien veut pouvoir commander à plusieurs reprises le porte échantillons à un endroit donné d'un échantillon dans des conditions de positionnement identique.

Que l'on utilise une cinématique série ou une cinématique parallèle, le cahier des charges ne peut pas être tenu. C'est pourquoi, la position du porte échantillons doit absolument être contrôlé par une chaîne métrologique afin de pallier ce manque de répétabilité. Après discussion avec le physicien, la course en Z peut être réduite à 2 mm. Cette course a pour fonction de focaliser le faisceau sur le porte échantillons.

### 2.4. Asservissement du porte échantillons

Le principe de base d'un asservissement est de mesurer l'écart entre la valeur réelle de la grandeur physique à asservir et la valeur de consigne que l'on désire atteindre, et de calculer la commande appropriée appliquée au système de positionnement de façon à réduire cet écart. Pour ce faire, il est nécessaire de mesurer la position du porte échantillons.

Il existe un grand nombre de capteurs de positionnement : lunette autocollimatrice, capteur à fibre optique, interférométrie laser, codeurs optiques, triangulation lasers, télémétrie par mesure du temps de vol, système de vision. Cette partie, portant sur l'asservissement du porte échantillons, n'a pas pour objectif de présenter dans le détail les différentes caractéristiques propres à chaque type de capteur de positionnement présents sur le marché mais plutôt de présenter la méthode d'intégration dans ce type d'instrument afin d'en évaluer l'impact sur le système global.

#### 2.4.1. Interférométrie laser

Les raisons principales ayant mené au choix d'une mesure par interférométrie laser sont : le niveau de résolution de la mesure qui est de l'ordre de 10nm pour un interféromètre Renishaw RLE10 [Annexe C], la facilité de mise en place ainsi que la possibilité d'effectuer la mesure sous vide et sans contact avec le porte échantillons.

La présentation rapide du principe de l'interféromètre laser que je vais effectuer permettra de mieux comprendre les contraintes environnementales pouvant affecter la mesure.

L'interférométrie est une méthode de mesure qui exploite les interférences qui interviennent entre plusieurs ondes cohérentes entre elles. Dans le cas d'un interféromètre laser Renishaw RLE 10 la mesure s'effectue de la manière suivante :

- La sortie du laser fournit une onde de lumière pouvant être considérée comme sinusoïdale.
- L'onde de lumière est coupée en deux sources lumineuses au niveau du séparateur polarisé [Figure 29].
- Une de ces sources est envoyée vers le rétro réflecteur fixe et représente l'onde de référence. Quant à l'autre source, elle est envoyée vers le rétro réflecteur mobile ou miroir et représente l'onde de mesure.
- Le miroir plan ou rétro réflecteur réfléchit l'onde de manière parallèle à l'onde incidente.
- Les deux ondes sont combinées et interfèrent entre elles, cette interférence est mesurée par le détecteur puis amplifiée. Deux cas se présentent, soit les ondes sont en phase soit elles sont déphasées. Le mouvement du miroir fait alors se succéder des cycles de

phase et de déphasage qui, lorsqu'ils sont comptés, permettent, en fonction de la longueur d'onde, d'obtenir la valeur du déplacement.

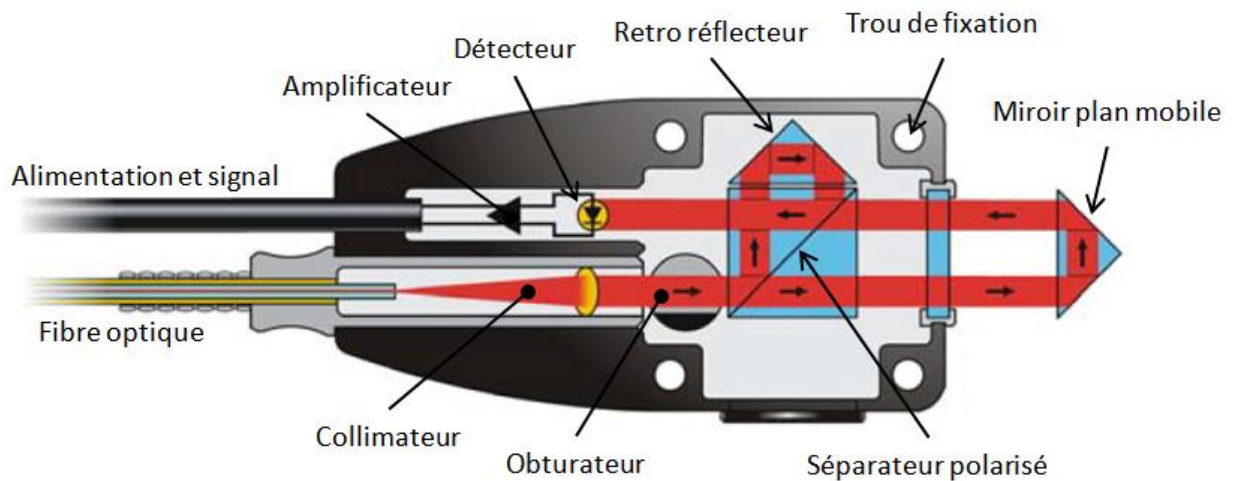


Figure 29 : Représentation schématique d'un interféromètre laser Renishaw RLE 10 [Renishaw].

Le système Renishaw offre l'avantage d'intégrer les rétro réflecteurs à l'intérieur des têtes de mesure interférométrique ce qui facilite l'utilisation du système.

### 2.4.2. Mise en place

La précision et répétabilité d'un capteur de positionnement ne se limitent pas à ses propriétés intrinsèques mais dépendent fortement de la manière dont il est installé.

Les sources d'erreurs pouvant être associées à un système interférométrique sont listées dans le tableau ci dessous :

Sources d'erreurs		
Systèmes	Environnementales	Géométriques
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stabilité en fréquence</li> <li>• Erreur dynamique</li> <li>• Bruit électronique</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Variation de l'indice de réfraction de l'air</li> <li>• Dérive du point zéro</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• D'Abbé</li> <li>• Cosinus</li> <li>• Tangage et lacet</li> <li>• Planéité du miroir</li> <li>• Parallélisme du miroir</li> </ul>

Tableau 13 : Sources d'erreurs pouvant être associés à un système interférométrie.

Concernant l'intégration, mon intérêt se porte sur les sources d'erreurs environnementales et géométriques.

### *Sources d'erreurs environnementales*

L'indice de réfraction de l'air change en fonction des paramètres de température, pression et humidité. Ainsi, la longueur d'onde du laser varie légèrement en fonction de cet indice de réfraction. Cet effet disparaît dans le cas d'application sous vide.

La dérive du point zéro est le changement de la position référence de l'interféromètre en fonction des variations de température. Pour un interféromètre de type RLE ce changement de position correspond à 100 nm/°C.

### *Sources d'erreurs géométriques*

Comme définit dans le paragraphe 2.3.4. une erreur d'Abbé se produit lorsque la mesure est décalée par rapport à l'axe du mouvement.

L'erreur cosinus, beaucoup moins importante, trouve sa source au sein des mêmes problèmes géométriques que l'erreur d'Abbé. Elle peut être calculée en utilisant une simple règle trigonométrique avec  $\delta_x$  l'erreur cosinus,  $l$  la longueur selon l'axe du mouvement :

$$\delta = l (1 - \cos \theta)$$

La planéité du miroir est incorrecte lorsque l'interféromètre mesure un déplacement en parcourant le miroir dans sa longueur alors que le déplacement est selon un axe pédiculaire à la mesure. Dans le choix du miroir, il est important de considérer la planéité locale et globale. Le parallélisme du miroir est source d'erreur lorsque le miroir n'est pas parfaitement parallèle au mouvement de la table décrit selon un axe perpendiculaire à l'interféromètre. Si je pose  $l$  la distance parcourue par la table perpendiculaire à la mesure et  $\theta$  une déviation angulaire par rapport à l'axe parallèle, l'erreur de mesure peut être calculée selon :

$$\delta = l \tan \theta$$

### *Architecture du système*

L'image ci dessous illustre l'architecture pouvant être mise en place afin de mesurer la position du système. Ce montage permet de contrôler cinq degrés de liberté par l'intermédiaire d'interféromètre et un degré de liberté par le microscope à émission électronique.

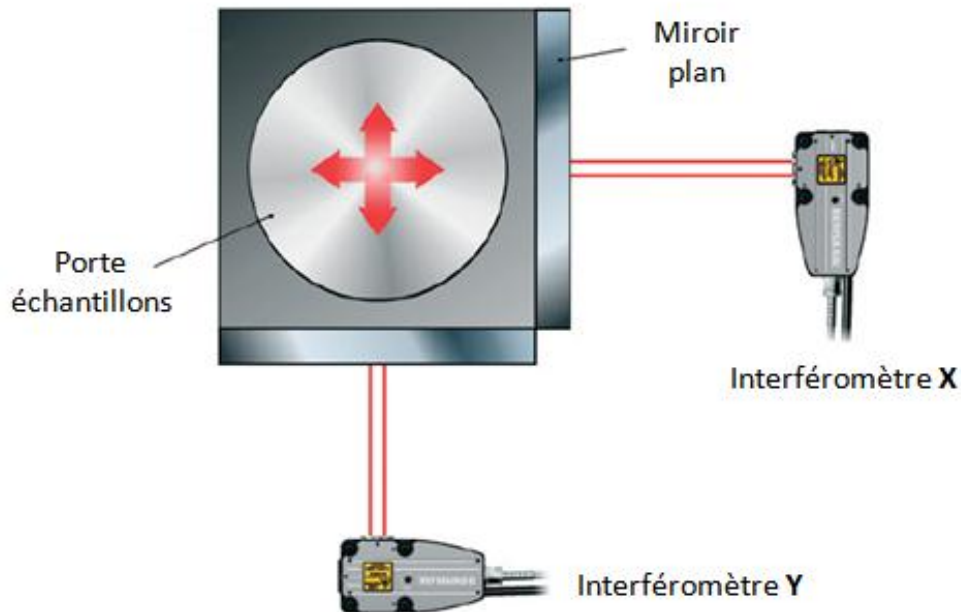


Figure 30 : Illustration de l'architecture de contrôle du positionnement du porte échantillons.

	Moyens de mesure	
	Translation	Rotation
X	Interféromètre X	Interféromètre Y
Y	Interféromètre Y	Interféromètre X
Z	Microscope	Interféromètre X & Y

Tableau 14 : Moyens de mesure utilisés pour chaque degré de liberté.

### 2.4.3. Conclusion

Bien que les interféromètres laser à fibre optique facilitent énormément l'utilisation de ce moyen de mesure, beaucoup de précautions sont à prendre afin de ne pas polluer la mesure.

Dans le cas d'Andromède, l'erreur d'Abbe ne peut pas être évitée étant donné que la mesure s'effectue sur un système évoluant dans les trois dimensions. Néanmoins, je minimise son effet en positionnant les interféromètres selon l'axe du déplacement lorsque les trois tables sont en position de mi-course. L'erreur de planéité ainsi que de parallélisme du miroir peuvent être analysées et compensées. Cependant pour limiter ces erreurs, le porte échantillons sera conçu en Zerodur [Annexe D]. Ce matériau offre trois avantages :

- il est réfléchissant et peut donc être utilisé en tant que miroir.



## 2.4. Asservissement du porte échantillons

---

- son coefficient de dilatation thermique proche de zéro limite les erreurs de mesure.
- cette conception limitera les erreurs d'orthogonalité et de parallélisme car l'ensemble sera réalisé en un seul bloc.

L'interféromètre est également sensible aux variations de température. En supposant un environnement assurant une régulation de température de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ , l'incertitude de mesure sera de  $\pm 50$  nm [Annexe E].

D'un point de vue de la stabilité de la mesure, le fonctionnement sous vide offre des conditions idéales d'utilisation. Toutefois, en présence de variations de pression, humidité et de température, il faut prévoir un système de compensation qui mesure périodiquement ces paramètres et calcul l'indice de réfraction de l'environnement de manière continue.

La mise en place d'un système de mesure assurant l'asservissement du porte échantillons permet de répondre au cahier des charges initiale.

## 2.5. Conception mécanique du porte échantillons

Comme le définit le cahier des charges initiale, une différence de potentiel est appliquée entre le porte échantillons et l'électrode. Le support d'échantillons est porté à un potentiel qui varie de quelques centaines de volts à 20 kV. L'électrode d'accélération est à la masse c'est-à-dire au potentiel 0 V [Figure 31]. Ce point nécessite que l'échantillon soit isolé par rapport à la masse. L'isolement doit permettre l'application de  $\pm 20$  kV.

L'objectif de cette partie est de définir les règles de conception qui doivent être respectées afin d'assurer ces spécificités. Cette partie du cahier des charges pose deux problèmes : isoler électriquement le porte échantillons de la cinématique de positionnement et éviter les décharges électriques partielles entre le porte échantillons et l'électrode ainsi que le porte échantillons et la cinématique de positionnement dans toutes les phases d'utilisations. C'est-à-dire, avec une pression allant de  $10^{-7}$  Pa à  $10^5$  Pa et lors de l'utilisation de divers type de gaz. Dans un premier temps il est nécessaire de présenter rapidement la théorie qui gouverne le phénomène de décharge électrique. Dans un second temps, je présenterai les solutions offertes par les ouvrages consultés.

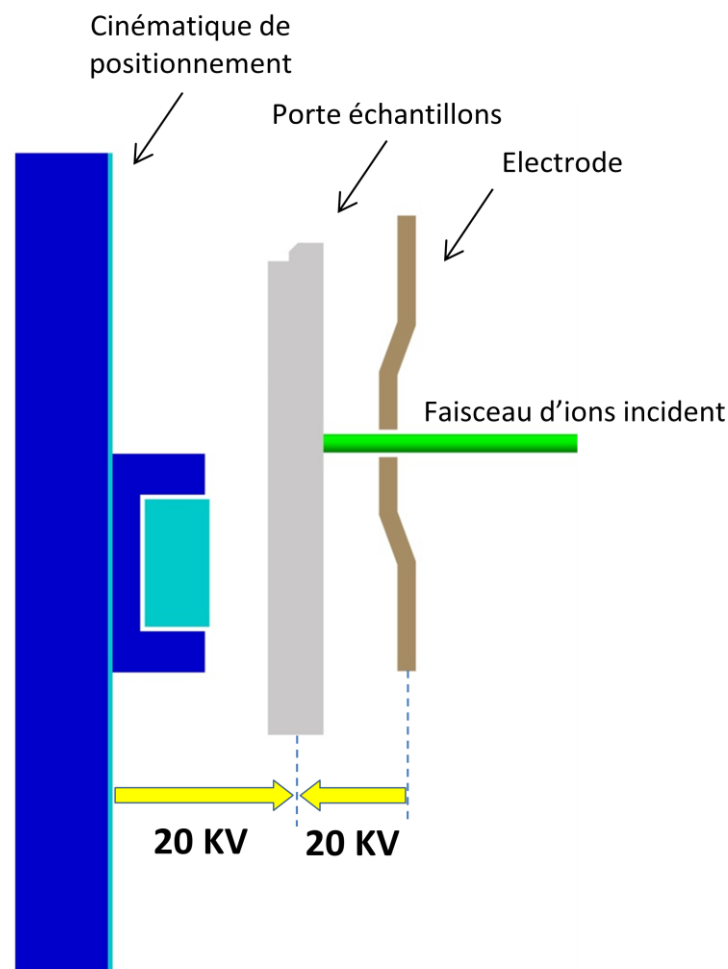


Figure 31 : Représentation du porte échantillons dans son environnement.

### 2.5.1. Isolation électrique du porte échantillons

#### 2.5.1.1. Classification des décharges électriques

Le terme « décharge électrique » est utilisé de manière générique pour tous les phénomènes de conduction apparaissant entre deux électrodes isolées entre lesquelles est appliquée une tension. Lorsque cette conduction occasionne une chute quasi totale de la tension, c'est une disruption, si la chute est brutale, c'est un claquage. La tension minimale dont l'application provoque une disruption est la tension disruptive  $V_d$ . A l'issue de la disruption se forme un arc, milieu conducteur réunissant les électrodes. Elle peut se produire à l'intérieur de l'isolant (occlusion gazeuse) en surface ou adjacente à un conducteur. Dans la littérature [Kreuger] classe les décharges en fonction de leur localisation. Ainsi il définit 4 catégories :

- Les décharges internes : elles prennent naissance localement dans des zones du diélectrique où la rigidité est faible [Figure 32.A]. Une cavité gazeuse dans un solide ou une bulle dans un liquide par exemple.
- Les décharges de surface : elles se manifestent lorsqu'un champ tangentiel important existe à la surface de l'isolant [Figure 32.B]. Elle se produit toujours selon la ligne de fuite qui est la distance la plus courte le long de la surface d'un isolant entre deux parties conductrices.
- Les décharges couronnes : elles apparaissent au niveau des renforcements localisés du champ électrique (effet de pointes, géométrie des électrodes,...) [Figure 32.C]. La décharge est dans ce cas restreinte à une zone très réduite entourant le lieu de renforcement du champ. Elle se produit selon la ligne de contournement qui est la distance la plus courte le long de la surface d'un isolant entre deux parties conductrices.
- Les arborescences : l'arc électrique prend naissance sur un défaut de l'isolation [Figure 32.D]. Il y a ensuite croissance des différentes branches de l'arbre où siègent des décharges.

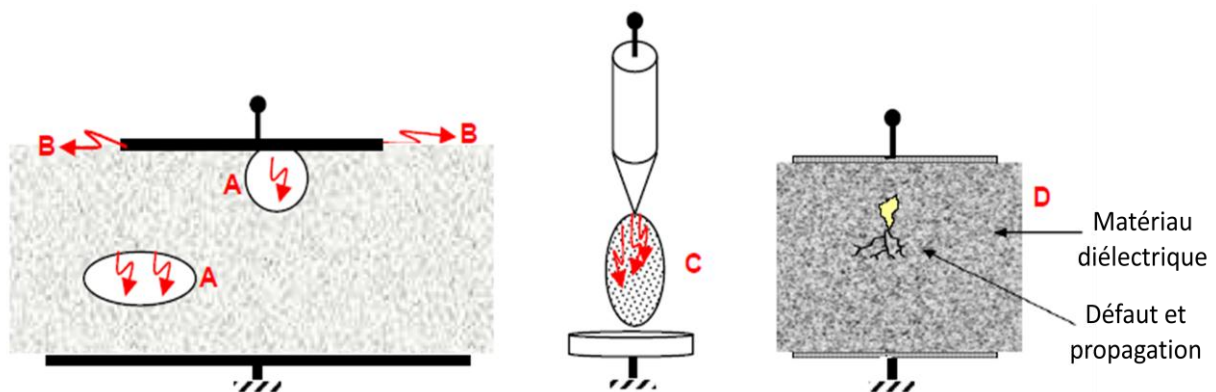


Figure 32 : Classification des décharges partielles.

### 2.5.1.2. Vide en tant que milieu isolant

La Figure 33 [Zeitoun-Fakiris] représente la tension disruptive  $V_d$  en fonction de la pression  $p$  entre deux électrodes planes en acier inoxydable distantes de 10 mm et placées dans une enceinte contenant de l'azote.

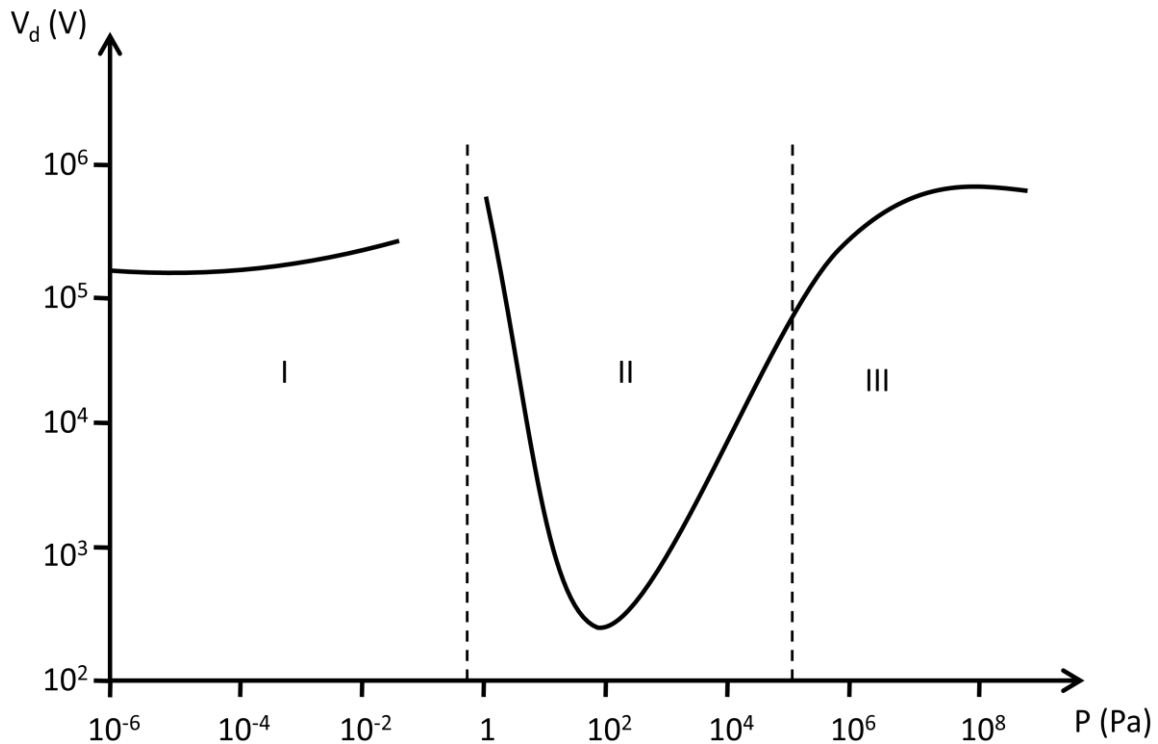


Figure 33 : Tension disruptive en fonction de la pression en champ homogène.

La partie II de la courbe correspond à l'ionisation du gaz présent dans l'enceinte,  $V_d$  obéit à la loi de Paschen. Cette loi indique que l'apparition d'un arc électrique dans un gaz, à un certain champ électrique de claquage, est une fonction généralement non linéaire du produit de la pression du gaz par la distance entre les électrodes divisé par la température du gaz :

$$V = f\left(\frac{p d}{T}\right)$$

Avec  $V$  la tension de claquage,  $p$  la pression du gaz,  $d$  la distance entre les deux électrodes et  $T$  la température du gaz.

Aux deux extrémités I et III, la courbe s'écarte de cette loi. En effet, les tensions y sont suffisamment élevées pour que le champ électrique à la surface des électrodes y arrache des électrons. La partie III correspond aux pressions élevées, supérieures à la pression atmosphérique et la partie I au vide. Dans cette dernière partie,  $V_d$  est pratiquement indépendant du produit  $pd$ , c'est-à-dire pour un système donné d'électrodes et de pression.

### 2.5.1.3. Isolateur solide entre le porte échantillons/cinématique XYZ

La présence d'isolateurs solides est indispensable afin d'assurer le montage du porte échantillons sur la cinématique de positionnement. Le choix de cet élément doit se faire en fonction de divers facteurs tels que : la tension d'utilisation, le matériau du porte échantillons, la pression de l'enceinte et ses conditions d'utilisation [Zeitoun-Fakiris].

#### *Choix du matériau isolant*

Lorsqu'il s'agit de choisir un matériau d'isolant, le premier paramètre dont il faut tenir compte est sa pression de vapeur. Celle-ci doit être inférieure à la pression limite prévue pour l'enceinte. La pression de vapeur est en général plus élevée pour les matériaux organiques. Il faut ensuite savoir si l'enceinte doit subir des étuvages et à quelle température maximale. Si tel est le cas, les isolants organiques sont à déconseiller sauf aux basses températures ( $T < 120^{\circ}\text{C}$ ). Dans le cas des isolateurs inorganiques, il faut considérer les qualités mécaniques, c'est-à-dire, par exemple, s'il y a possibilité d'usinage.

Pour les enceintes très basse pression, à partir de  $10^{-7}$  Pa, on s'oriente en générale vers des céramiques comme du quartz ou du verre. Certaines de ces céramiques sont usinables.

Un autre facteur important est l'homogénéité du matériau, probablement parce que les matériaux peu homogènes peuvent comporter des vacuoles ou des fentes qui augmentent l'émission électronique au niveau de la triple jonction (cathode, isolant, vide). Par ailleurs, il semble exister un effet de permittivité du matériau. Plus elle est faible et plus la tenue en tension sera élevée. Toutefois, une faible permittivité peut favoriser le mécanisme de claquage. Les deux effets d'homogénéité et de permittivité du matériau font que le verre et certains matériaux organiques ont une meilleure tenue en tension que les céramiques, en particulier l'alumine.

#### *Géométrie de l'isolateur*

La *Figure 34* présente diverses formes d'isolateurs. En général, le cylindre droit **a** dispose d'une tenue moins bonne en tension que des géométries plus complexes. Par exemple, des tests sous tension continue, alternative ou impulsionnelle ont montré que les performances de l'isolateur cylindrique à bord concaves **e** sont supérieures à celles de l'isolateur cylindrique à bords droits. L'isolateur en tronc conique à  $45^{\circ}$  **b** a une meilleure tenue en tension que la plupart des autres isolateurs car les électrons émis par la triple jonction ainsi que les espèces secondaires sont éjectés loin de l'isolant. En revanche, les utilisateurs ne s'accordent pas sur les qualités du profil **c** : il n'est donc pas conseillé d'utiliser un des deux profils **b** ou **c** en tension alternative. La forme **g** peut piéger les électrons incidents et prévenir l'avalanche d'électrons secondaires. Toutefois, dans le choix du profil, il faut tenir compte de la faisabilité mécanique, surtout aux parties extrêmes (triple jonction), compte tenu du matériau choisi et des électrodes. Afin de réduire l'émission de champ au niveau de la triple jonction, une

diminution du champ est souhaitable. Elle peut être obtenue par des profils de cathode particulières, par un anneau de garde ou encore par une légère métallisation de la jonction.

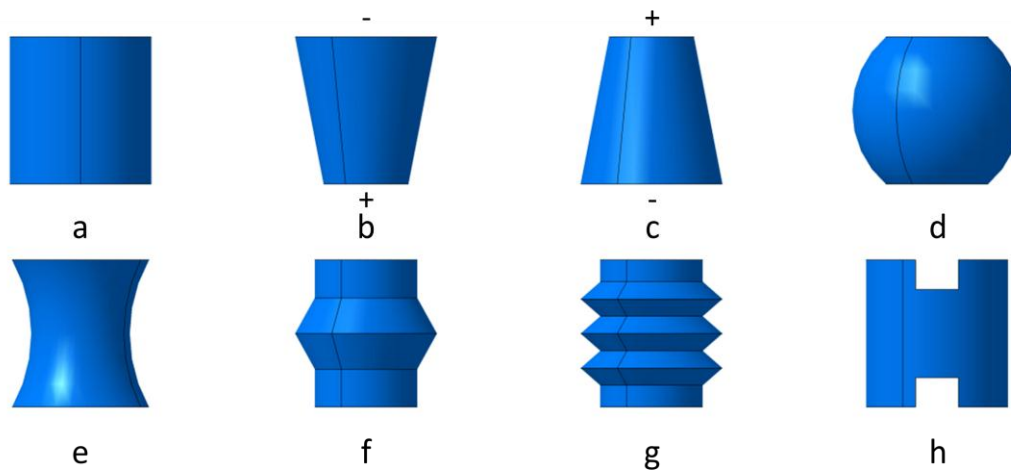


Figure 34 : Profils utilisés pour les isolateurs solides

### *Traitement de surface*

Dans le cas d'un isolant à surface lisse tel que le verre ou le quartz, un traitement de surface la rendant plus rugueuse, surtout au voisinage de la cathode, peut améliorer considérablement la tenue en tension en piégeant les électrons secondaires. De même, l'application d'une fine couche légèrement conductrice ou semi-conductrice, permet d'évacuer la charge superficielle ce qui peut élever la tension de claquage. Certains isolants peuvent être gravement dégradés après un seul claquage, en particulier les isolants organiques tels que le méthacrylate de méthyle ou le tétrafluoréthylène. Certains traitements de surface, qui n'améliorent pas leurs performances, augmentent leur résistance à la détérioration. Au contraire, les performances d'autres isolateurs, en général inorganiques, peuvent être augmentées à la suite de claquages répétés.

Il est nécessaire de bien nettoyer les isolateurs à l'image des autres pièces à monter sous vide afin d'éviter les débris et impuretés superficielles. Cela peut se faire soit avant le montage, soit dans l'enceinte. Les traitements sont analogues à ceux appliqués aux électrodes : nettoyage chimique, utilisation de solvants, décharges luminescentes ou claquages (quand le matériau le supporte) sous vide. L'étuvage de l'ensemble de l'enceinte, si les matériaux le tolèrent, est également très efficace.

### 2.5.1.4. Isolation par le vide entre le porte échantillons/électrode/cinématique de positionnement

Comme illustré sur la *Figure 31*, la différence de potentiel entre le porte échantillons et l'électrode ainsi que du porte échantillons et la cinématique de positionnement est identique. Ainsi la distance à respecter afin d'éviter une rupture de l'isolation est similaire.

Le paragraphe 2.5.1.2. montre qu'à partir d'une certaine pression, environ  $10^{-1}$  Pa, la rupture de l'isolation ne peut plus provenir de l'ionisation du gaz résiduel. En revanche, elle peut venir de charges issues des électrodes. Ce point est résumé dans le tableau ci dessous pour des paramètres identiques à ceux utilisés au paragraphe 2.5.1.2.

Niveau de pression (Pa)	Principe de rupture de l'isolation
$10^{-7}$ à $10^{-1}$	Charges issues des électrodes (émission électronique de champ)
$10^{-1}$ à $10^5$	Ionisation du gaz (loi de Paschen)
$10^5$ à $10^8$	Charges issues des électrodes (émission électronique de champ)

*Tableau 15 : Paramètres essentiels de rupture de l'isolation en fonction de la pression.*

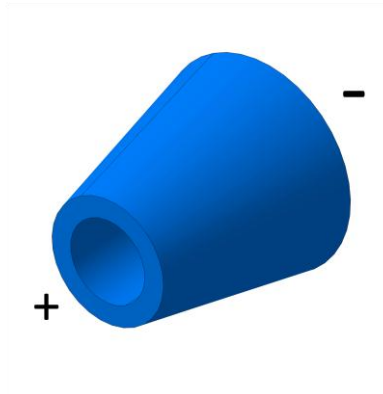
L'objectif de ce travail est d'indiquer que la conception ne peut être figée étant donné que la rupture de l'isolation se fait à des valeurs très variables en fonction de la pression et du gaz utilisé. Ainsi, il est utile de trouver une solution évitant ce changement de géométrie. Il faut également définir avec le physicien des valeurs maximales et minimales de distance entre le porte échantillons et l'électrode.

### 2.5.1.5. Conclusion

Le porte échantillons sera conçu avec un matériau non conducteur et recouvert par une fine couche d'or au niveau des échantillons. Cette solution permet d'éviter le risque de phénomène de claquage entre le porte échantillons et la cinématique de positionnement et ainsi devoir adapter la distance porte échantillons/cinématique de positionnement lors de chaque changement de pression/gaz. En revanche, des courants de surface seront présents sur le porte échantillons. La géométrie de celui-ci devra ne pas comporter de forme pouvant générer des renforcements localisés du champ électrique (formes en pointe).

Le paramètre de distance entre le porte échantillons et l'électrode permettant d'éviter le risque de rupture de l'isolation sera assuré par le physicien. Néanmoins, ce point est à discuter car la cinématique devra avoir une course suffisante pour assurer ces variations de distance.

La différence de potentiel entre l'électrode et le porte échantillons sera obtenue par application d'une tension continue. Ainsi mon choix concernant la géométrie de l'isolateur, bien que maintenant relié à deux potentiel 0 V de chaque coté, se porte sur l'isolateur en tronc conique à 45°.



*Figure 35 : Isolateur en tronc conique à 45°.*

L'enceinte étant susceptible d'être utilisée avec une pression inférieure à  $10^{-7}$  Pa, je m'oriente vers un isolateur en céramique tel que le verre. Un traitement de surface la rendant plus rugueuse devra être réalisé. La longueur de cet isolateur doit être définie par le physicien.



## Chapitre 3 : Introduction du porte échantillons

### 3.1. Mise à jour du planning prévisionnel

Définition du cahier des charges									
Design de l'environnement									
Etude de l'existant									
Cinématique XYZ									
Interferometrie									
Sas d'introduction									
Mode de transfert du porte									
Conception mécanique									
Rédaction du mémoire									
	Jan	Fev	Mar	Avr	Mai	Jui	Jui	Aou	Sep

Tableau 16 : Mise à jour du diagramme de Gantt.

Durant le mois de mars 2011, une mise à jour du diagramme de Gantt a été nécessaire. Elle concernait l'identification des tâches et leur déroulement chronologique. L'étude de la cinématique ayant conclu à l'utilisation d'un système interférométrique, une tâche portant sur ce sujet a dû être ajoutée.

### 3.2. Cahier des charges

Les porte-échantillons seront introduits par l'intermédiaire d'un sas pour éviter les mises à la pression atmosphérique de la chambre d'analyse.

Il sera défini une position introduction des échantillons qui doit minimiser les efforts sur la platine XYZ, donc comporter des butées mécaniques. La canne et son mouvement de rotation peuvent prendre exemple sur les cannes de transfert UHV avec manipulateur par aimant qui évite tout mouvement de rotation avec joint etc. L'aimant étant maintenu en position de repos à environ 500 mm du centre de la chambre pour éviter les perturbations magnétiques sur le faisceau d'électrons extrait de la cible.

La dimension de 50 mm de côté doit permettre l'utilisation de tube et de vanne d'un diamètre de 63 mm. L'introduction du porte échantillons s'effectuera dans une petite chambre placée derrière la vanne. La porte sera transparente et cette chambre comportera un piquage avec une vanne et une jauge pour un pré-vidage au minimum à un niveau de vide primaire.

Pour cette pré-étude le sas, le transfert, le mouvement, l'extraction et la visualisation constituent un ensemble. La chambre, contenant ce mouvement, le sas et l'extraction devront permettre l'introduction d'un faisceau laser IR et UV, ainsi qu'une bride pour l'introduction de faisceau d'ions sous un angle de 45 ° par rapport au plan de la cible. Il n'y a pas la nécessité de laisser passer le faisceau au travers du porte cible.

Ce chapitre a pour objectif de traiter l'ensemble des contraintes techniques cité précédemment. Il s'articulera en quatre sous parties :

- Conception de la chambre sous atmosphère contrôlée : la finalité de ce paragraphe est de dessiner la chambre ainsi que son environnement. Ce travail de conception servira de support de travail tout au long du chapitre.
- Méthode d'introduction du porte échantillons : l'objectif de cette partie sera de définir une méthode d'introduction du porte échantillons de l'extérieur vers l'intérieur de la chambre tout en évitant les variations de pression. L'ensemble des problèmes relatifs à ce mouvement seront abordés.
- Les mécanismes flexibles : après une présentation rigoureuse sous forme de classification des mécanismes flexibles et de ses moyens de mise en œuvre, en seconde partie, j'ai souhaité présenter la méthode de dimensionnement utilisée pour ce type de matériau. Ensuite, deux paragraphes traiteront des critères utilisés afin de choisir le matériau.

### 3.3. Design de la chambre sous atmosphère contrôlé

L'étude de la méthode d'introduction du porte échantillons nécessite la définition des éléments environnants. A partir du cahier des charges et des conclusions du chapitre II, il est possible de réaliser un design de la chambre sous atmosphère contrôlée. Pour l'heure, la chambre se présente comme suit :

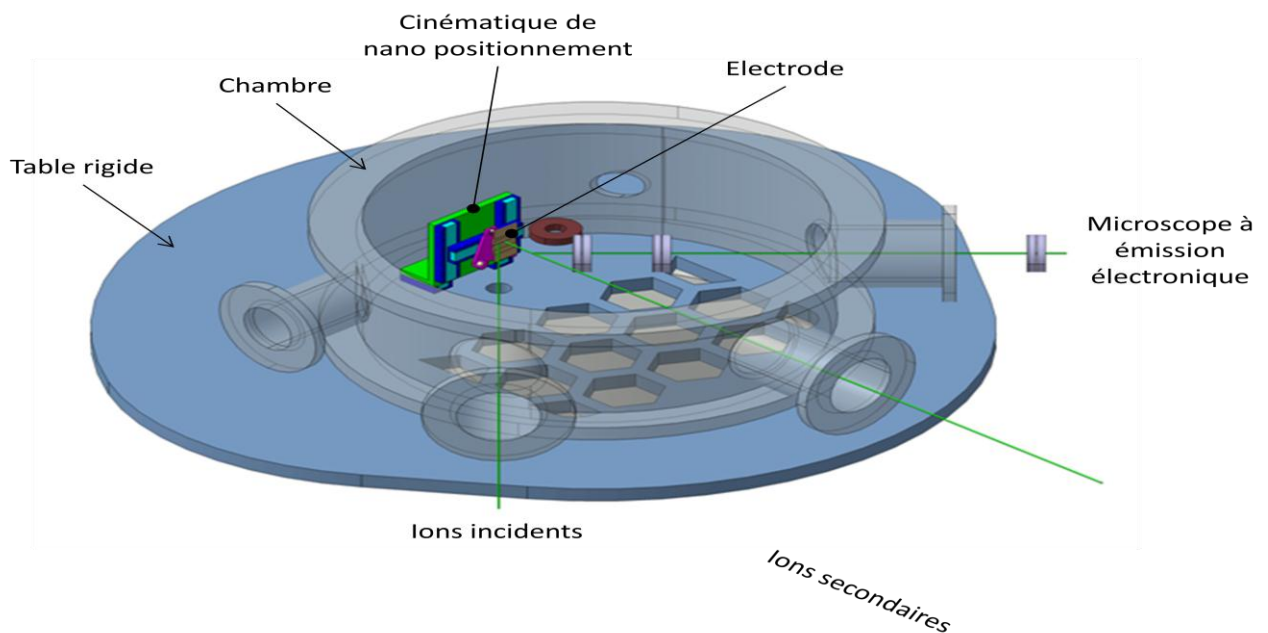


Figure 36 : Chambre sous atmosphère contrôlé et ses éléments environnants.

Un couvercle est présent sous la table rigide, celui-ci permet l'étanchéité de la chambre et assure une variation de pression nulle entre les parties supérieures et inférieures de la table. Cette conception assure le bon positionnement de tous les éléments présents à l'intérieur de la chambre indépendamment du niveau de pression. La structure en nid d'abeilles est l'illustration des surfaces ouvertes nécessaires à une bonne conductance lors de variation de pression à l'intérieur de la chambre.

## 3.4. Méthode d'introduction du porte échantillons

### 3.4.1. Méthode de transfert du porte échantillons

L'objectif de ce paragraphe est de définir une méthode d'introduction du porte échantillons de l'extérieur vers l'intérieur de la chambre tout en évitant la mise sous pression atmosphérique. Un récapitulatif du cahier des charges permet d'identifier en huit phases le remplacement d'un porte échantillons (PE) :

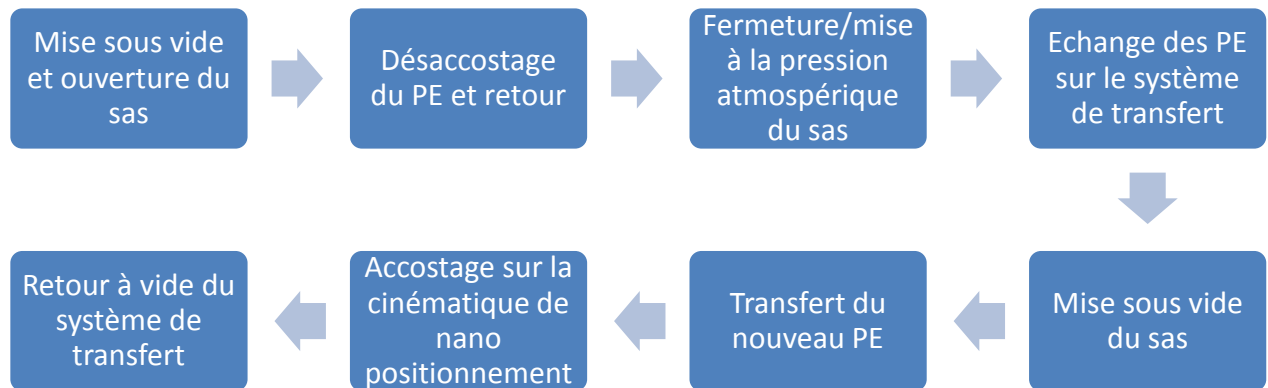


Figure 37 : Présentation des huit phases permettant le remplacement d'un porte échantillons.

L'introduction du porte échantillons peut s'effectuer selon deux possibilités : soit une introduction dans le plan horizontal, soit une introduction dans le plan vertical. Les avantages et inconvénients de ces deux méthodes sont présentés dans le *Tableau 17*. Le moyen retenu est une introduction selon le plan vertical. Cette méthode permet d'éviter, à l'inverse de la solution précédente, une flèche liée à la déformation en flexion dû à la gravité de l'axe de transfert associé au porte échantillons. Cette flèche, bien que prédictive, aurait l'inconvénient de positionner plus difficilement le porte échantillons sur son support. Toutefois, une introduction dans le plan vertical implique un assemblage du système de transfert sur la partie supérieure, c'est à dire, selon l'axe de la chambre. Cette direction pose deux problèmes principaux :

- Même assemblé sur le dessus de la chambre, il devra être dissocié du système de fermeture de celle-ci. Effectivement, une fois que le système de transfert sera mis en place et réglé il ne doit pas être dérégulé lors d'une ouverture ou fermeture de la chambre.
- La précision et répétabilité de positionnement du porte échantillons situé au bout du système de transfert peut être affecté par la déformation de son support. En effet, positionner le système de transfert selon l'axe de la chambre offre une moins grande rigidité que la direction radiale.

#### 3.4.2. Couplage isostatique

La réalisation d'une bonne conception est déterminante si l'on souhaite atteindre une bonne répétabilité de mise en positionnement entre le support du porte échantillons et le porte échantillons lui-même. Cette liaison entre ces deux pièces doit être isostatique, c'est à dire comporter un nombre de point de contact équivalent au nombre de degrés de liberté à bloquer. En ce sens, le contact sphère/rainure offre l'avantage de créer deux contacts ponctuels. Ainsi, l'utilisation de 3 rainures placées judicieusement permet de bloquer l'ensemble des six degrés de liberté. L'une des règles à respecter lors du positionnement des rainures concerne la stabilité du couplage entre les pièces. Une méthode d'évaluation de celle-ci est proposée par Slocum. Afin d'évaluer rapidement la stabilité, il conseille d'examiner l'intersection des trois plans qui contiennent les points de contact entre pièces, si ces intersections forment un triangle alors le couplage peut être considéré comme stable.

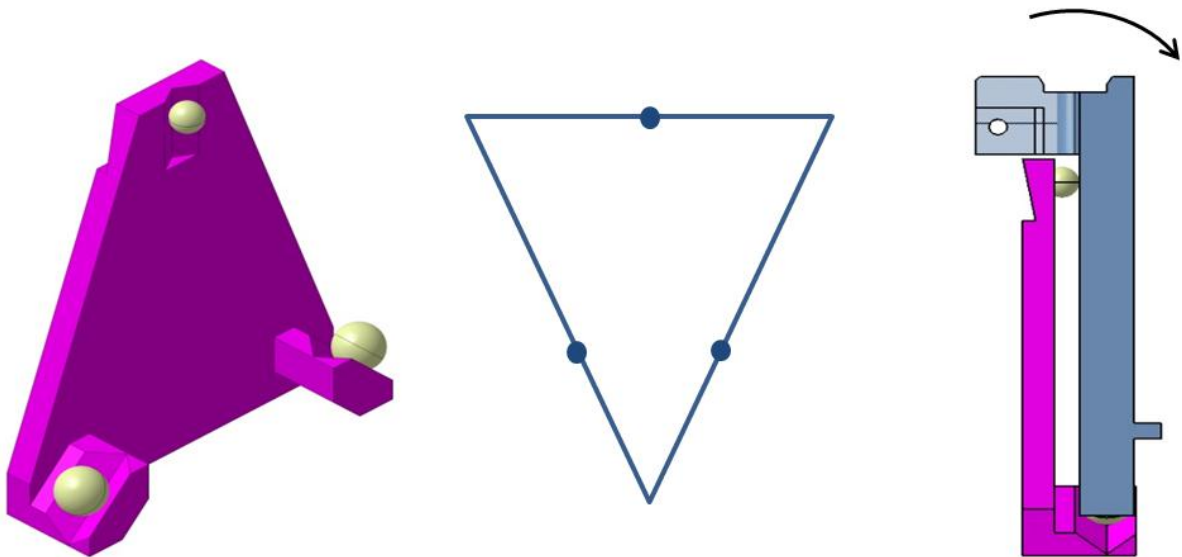


Figure 38 : Support isostatique du porte échantillons et illustration de l'intersection des plans contenant les points de contact permettant d'évaluer la stabilité de la liaison.

L'intérêt de cette configuration réside dans la possibilité d'introduire le porte échantillons par le haut et de pouvoir le retirer aisément. Néanmoins, cette méthode présente l'inconvénient de bloquer que 5 degrés de liberté. Le sixième sera bloqué par l'intermédiaire d'un doigt effectuant un contact ponctuel à l'arrière du support après la mise en position du porte échantillons. Les sphères sont vissées au support, l'une d'elles permet également de transmettre au porte échantillons la tension de 20 kV, par l'intermédiaire du contact ponctuel. Un bon état de surface à l'intérieur des gorges de l'ordre de 0,5 à 0,8  $\mu\text{m}$  permet également d'augmenter la répétabilité de mise en position.

#### 3.4.3. Mécanisme de préhension

Le mécanisme de préhension intervient dans les étapes de remplacement et de transfert du porte échantillons et il sera situé au bout du système de transfert. Il doit offrir une solution permettant le maintien, l'accostage et le désaccostage du porte échantillons de son support. Dans ce type d'expérience, cette fonction est couramment réalisée par des systèmes de pince ou de doigts. Par exemple, certains systèmes réalisent cette fonction par coulissement. Cette méthode consiste à utiliser une canne avec une vis à son extrémité : quart de tour ou vissage sur plusieurs filets. L'introduction de la platine échantillon sur le support s'effectue alors par l'intermédiaire de queue d'aronde avec une application utilisant des ressorts ajustables.

Toutefois, le *chapitre II* nous apprend qu'il est nécessaire, dans le cas d'une cinématique basée sur l'utilisation de table linéaire utilisant une technologie piézoélectrique-inertielle, d'exercer un effort tendant à être nul sur la cinématique lors de ces phases. Ce point élimine l'ensemble de ces solutions et nécessite la conception d'un préhenseur répondant à cette contrainte.

Cette démarche de conception a nécessité plusieurs semaines d'études et a abouti au système présenté en *Figure 39*. Ce concept nécessite la mise en place d'un système de transfert avec un double mécanisme. Le premier permettra une translation d'une course d'environ 250 mm afin d'effectuer le déplacement du sas au support de porte échantillons. Le second mécanisme actionnera le système de préhension en effectuant un déplacement linéaire d'une dizaine de millimètre.

La pièce numéro 1 représente le bâti. Elle sera fixée sur le système de transfert. Sans présence de porte échantillons, la pièce numéro 2 est en position haute. Une fois le porte échantillons positionné sous le système, la seconde liaison glissière du système de transfert est alors actionnée. La pièce 2 effectuera une translation qui par l'intermédiaire des liaisons pivots, fera translater les pièces 4 et 4 bis (orange et rouge). Ces pièces, appelées aiguilles, translateront à l'intérieur des trous situés au sein du porte échantillons et orientés selon une direction identique à celle des aiguilles. Dans cette configuration, le porte échantillon est assemblé avec le préhenseur et peut alors être transféré ou retiré du support. Ce système présente l'avantage de ne générer que des efforts internes au porte échantillons, la cinématique n'est alors pas sollicitée.

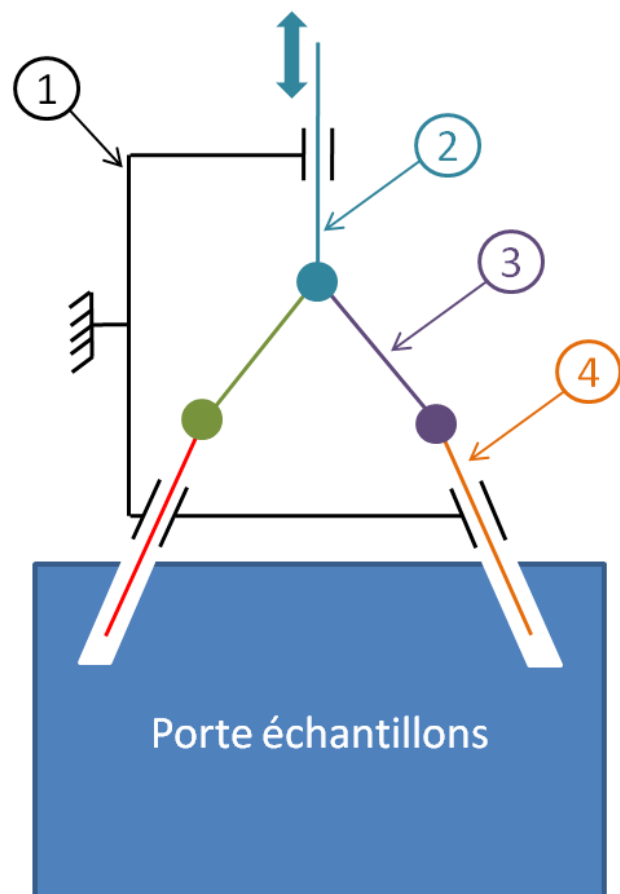
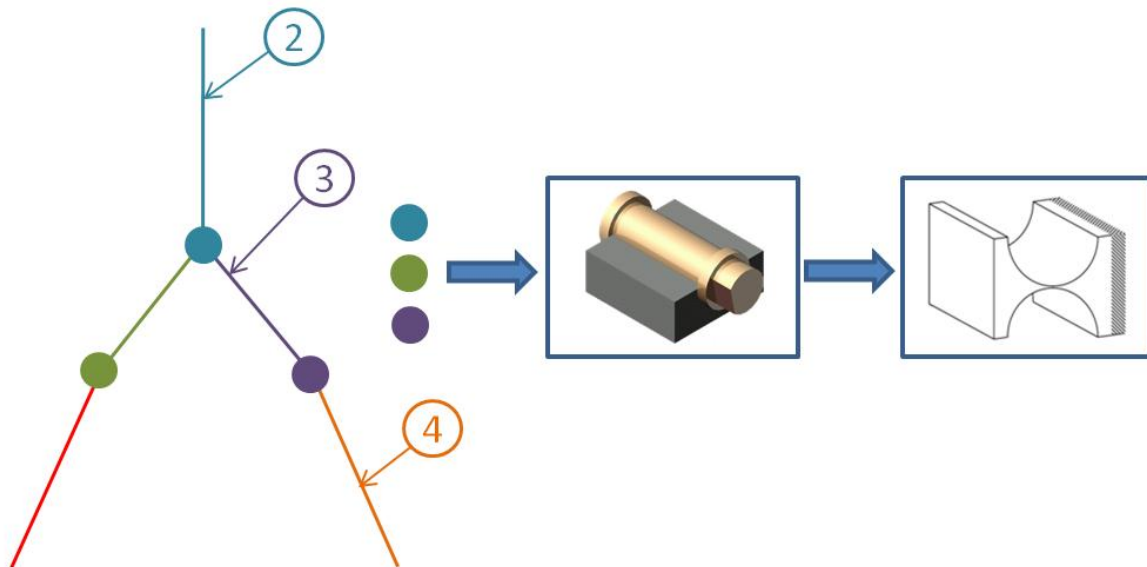


Figure 39 : Schéma cinématique du préhenseur

Lors d'applications sous vide, l'utilisation de graisse est à éviter ce qui par conséquent limite l'utilisation de liaison cinématique. Ainsi, le principal inconvénient du préhenseur tel que représenté dans la *Figure 43* est la présence des liaisons pivot (liaison entre les pièces 4/3, 3/2, 3bis/2, 4bis/3bis) qui pendant leur rotation actionnent les aiguilles. Afin de palier à ce problème, les pièces 2, 3, 4, 3bis et 4bis seront réalisées de façon monolithique. Cette pièce sera composée, à la place des pivots, de cols circulaires qui par déformation élastique offriront les mêmes fonctions cinématiques que l'assemblage actuel du préhenseur. Ce mécanisme flexible sera étudié au paragraphe 3.5.



*Figure 40 : Schéma cinématique de la pince flexible qui sera réalisé de façon monolithique.*

Les principaux avantages des mécanismes flexibles sont les suivants :

- ces articulations sont faciles à assembler.
- elles ne présentent ni usure ni émission de particules, du fait de l'absence de frottements secs.
- ce sont des mécanismes sans jeu.
- la durée de vie est liée au phénomène de fatigue qui est prédictible.
- il est possible de concevoir plusieurs pièces reliées par des articulations à partir d'un seul bloc de matière première. Ceci est couramment appelé conception monolithique.
- il est facile d'intégrer des amplificateurs de mouvement ou de force.
- les déplacements sont doux et continus, et ce, jusqu'à des déplacements d'ordre nanométrique.

Les principales limites ou les inconvénients sont les suivants :

- les mouvements obtenus sont rarement cinématiquement purs.
- les courses admissibles sont limitées.
- les raideurs dans les directions des mouvements imposent d'exercer des efforts continus pour maintenir une position excentrée.

### 3.4. Méthode d'introduction du porte échantillons

Plusieurs semaines de travail ont été nécessaires à la conception du mécanisme de préhension. Ce travail a abouti au système suivant :

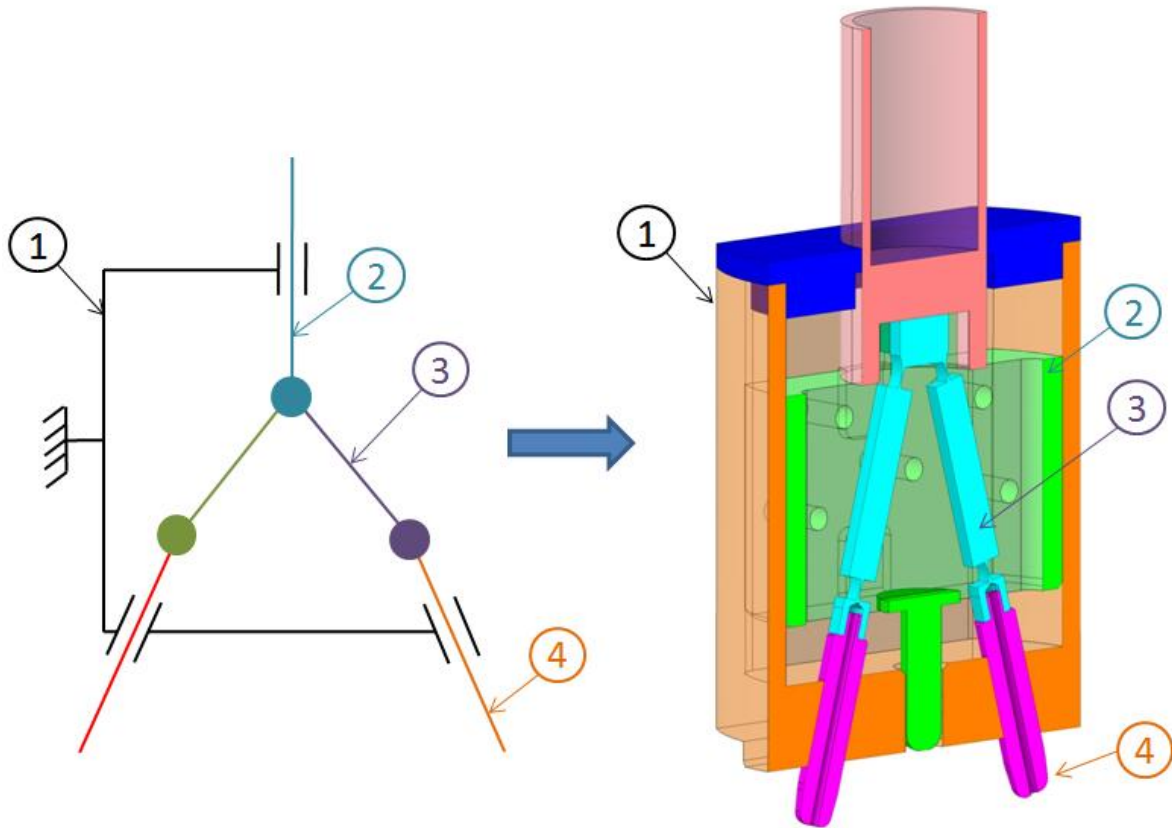


Figure 41 : Illustration du mécanisme de préhension en position mi-course.

L'ajustement entre les pièces 4 et 5 ainsi que les pièces 2 et 1 sera glissant. Les perçages présents dans la pièce 2 permettront l'introduction d'axes qui assureront la fonction de butée nécessaire à la pince flexible. La troisième aiguille, non représentée sur le schéma cinématique a pour fonction d'actionner le doigt effectuant un contact ponctuel à l'arrière du support du porte échantillons après sa mise en position.

Plus l'angle d'inclinaison des aiguilles est important, meilleur sera le blocage du porte échantillons. Néanmoins, l'inconvénient est que l'angle de débattement angulaire de la pince flexible (3) augmente dans la même proportion. Ce compromis m'a conduit à un angle de  $30^\circ$  entre les deux aiguilles. Le contact entre ces deux aiguilles et le porte échantillons (5) sera un contact linéique. Il sera réalisé en s'assurant que le diamètre des trous du porte échantillons est supérieur au diamètre des aiguilles.

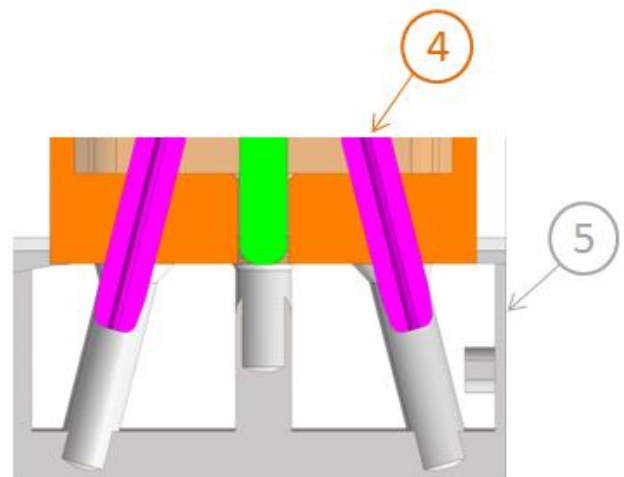


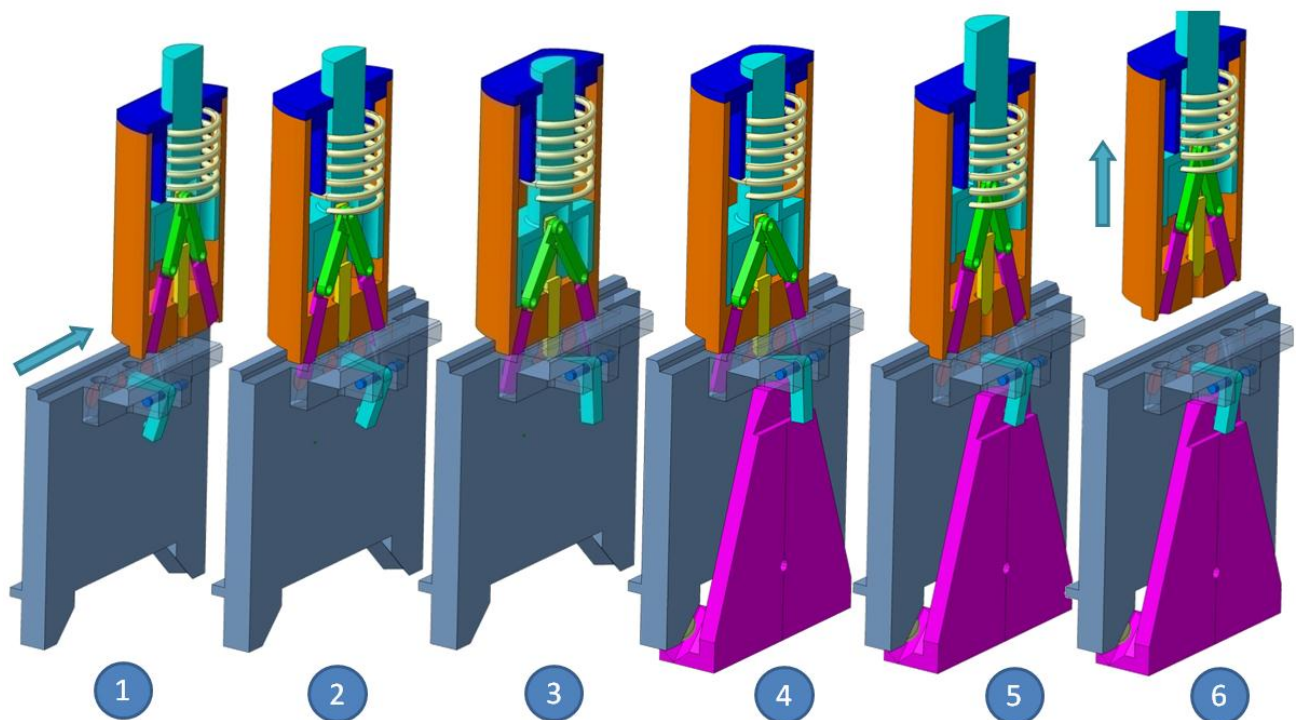
Figure 42 : Illustration du contact linéique entre les aiguilles et le porte échantillons.



### 3.4. Méthode d'introduction du porte échantillons

L'ensemble des vues ci-dessous illustre les phases d'accostage et de désaccostage du porte échantillons avec le préhenseur. Ces phases interviennent une seule fois lors d'un cycle de changement de porte échantillons schématisé en *Figure 43*. Elles peuvent être décomposées en six étapes :

- Mise en position : cette étape correspond à une mise en position manuelle du porte échantillon sous le préhenseur à l'intérieur du sas.
- Action du système de préhension : cette action permet l'introduction des aiguilles à l'intérieur du porte échantillons et assure ainsi son maintien en position.
- Verrouillage : blocage du système de préhension afin d'éviter la chute de l'objet transporté.
- Translation : en utilisant la translation principale du système de transfert, le porte échantillons est translaté jusqu'à son support.
- Déverrouillage du préhenseur et action inverse du système de préhension : cette action permet le retrait des aiguilles du porte échantillons et de le déposer sans effort sur la cinématique.
- Retour : en utilisant la translation principale du système de transfert, le préhenseur est remonté à l'intérieur du sas.



*Figure 43 : Illustration des phases d'accostage et de désaccostage du porte échantillons.*

#### 3.4.4. Systèmes de transfert

La fonction première réalisée par un système de transfert ou traversée de paroi est de permettre à un manipulateur extérieur de déplacer un objet à l'intérieur d'une chambre sous atmosphère contrôlée. Le mécanisme de préhension, présent au bout du système de transfert, a besoin d'être actionné à distance afin de commander l'assemblage ou le désassemblage des deux éléments. Il existe plusieurs type de systèmes, néanmoins, deux semblent particulièrement adaptés à l'application d'Andromède.

##### *Canne de transfert magnétique*

La canne de transfert magnétique, solution proposée dans le cahier des charges, offre une traversée ultravide à couplage magnétique disposant d'un double mécanisme. Le premier permet de réaliser une longue translation et le second une rotation en bout de canne. De manière standard, il n'existe pas de canne de transfert avec un seconde mécanisme de translation. Deux solutions sont envisageables. Actuellement le préhenseur doit être actionné par un petit mouvement de translation, une solution consisterait à transformer ce mouvement d'entrée en mouvement de rotation. La seconde solution consiste à modifier la canne de transfert UHV Design Elevating PowerProbe afin de modifier son mouvement en bout de canne. L'avantage du couplage magnétique est, contrairement à une traversée de paroi standard, qu'il évite l'effort axial présent sur l'arbre dû à la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la chambre. Les principaux inconvénients de ce système sont : si par une erreur de manipulation la partie mobile n'est pas arrêtée elle peut translater violemment vers le bas conséquence des efforts de volume liés à la gravité. Cette erreur de manipulation pourrait abimer la cinématique de positionnement ou la vanne isolant le sas de la chambre à réaction. De plus, l'utilisation manuelle limite la précision.

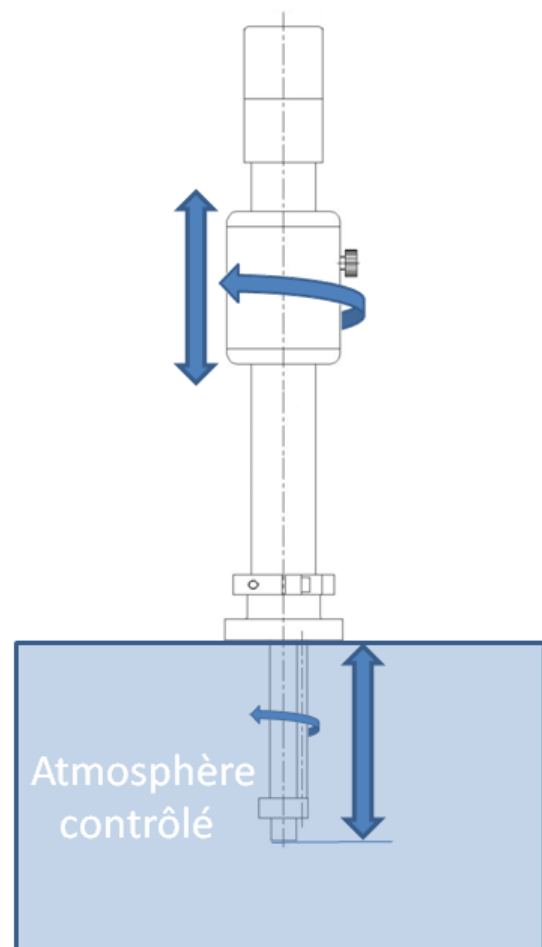


Figure 44 : Assemblage de la canne de transfert magnétique.

*Manipulateur assemblé*

Le manipulateur assemblé est constitué de deux parties principales. Un système permettant de réaliser une longue translation avec actionneur manuel (manivelle) ou motorisé pouvant être de type UHV Design LSM100. Une seconde partie constituée d'un système de rotation (non-illustré) également manuel ou motorisé pouvant être de type UHV Design MD35. Les avantages de ce système sont la progressivité du système de translation longue, qu'elle soit manuelle ou motorisé et la non réversibilité du système de translation.

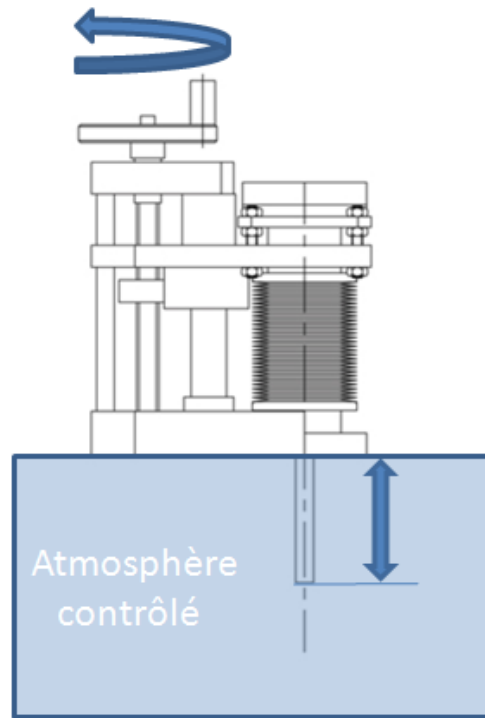


Figure 45 : Représentation du manipulateur assemblé

Tableau récapitulatif concernant la méthode de transfert

		Position horizontale	Position verticale
Canne de transfert magnétique	Avantages	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manipulation aisée car système accessible.</li> <li>• Aucun risque de translation violente.</li> <li>• Chambre rigide dans cette direction.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aucune flèche.</li> </ul>
	Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Encombrement dû à la longueur du système.</li> <li>• Flèche en bout de canne.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manipulation difficile car système en hauteur.</li> <li>• Risque de translation violente.</li> </ul>
Manipulateur assemblé	Avantages	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manipulation aisée car système accessible.</li> <li>• Avance souple.</li> <li>• Aucun risque de translation violente.</li> <li>• Chambre rigide dans cette direction</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aucun risque de translation violente.</li> <li>• Avance souple.</li> </ul>
	Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Encombrement dû à la longueur du système.</li> <li>• Flèche en bout de canne.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Manipulation difficile car système en hauteur.</li> </ul>

Tableau 17 : Récapitulatif des avantages et inconvénients en position horizontale ou verticale que présente une canne de transfert comparé à un manipulateur assemblé.

### 3.4.5. Conclusion

L'introduction du porte échantillons s'effectuera selon un axe vertical. L'assemblage du système sur la chambre sera dissocié du système d'ouverture. Ceci évite de devoir régler à nouveau le système d'introduction lors de chaque cycle d'ouverture et fermeture de la chambre.

Le manipulateur sera assemblé verticalement. Le risque de translation violente liée aux efforts de volume dû à la gravité associé à la partie mobile de la canne de transfert magnétique oblige l'élimination de cette solution. Le porte échantillons sera déposé sur un support isostatique respectant la règle de stabilité.

Un prototype du système de préhension avec la pince flexible devra être réalisé et validé. La réalisation de ce type de mécanisme est nouveau au sein de notre bureau d'études, j'ai jugé utile d'y consacrer un paragraphe afin d'assurer la pérennité de ce travail.

## 3.5. Les mécanismes flexibles

### 3.5.1. Présentation

#### 3.5.1.1. Qu'est-ce qu'un mécanisme flexible

Les mécanismes flexibles ou liaisons à articulations élastiques, parfois également appelés guidages à articulations élastiques ou encore guidages flexibles, sont des éléments de construction, de divers degrés de complexité, qui remplissent avant tout une fonction cinématique. Les degrés de liberté de cette cinématique reposent sur le principe physique de l'élasticité de la matière. La littérature recense de nombreuses solutions pour réaliser les différents types de liaison: glissière, pivot, sphérique, cardan, ponctuelle et appui-plan. Les liaisons glissières à articulations élastiques les plus rencontrées sont la table à deux lames ainsi que la table à quatre cols (prismatiques ou circulaires).

#### 3.5.1.2. Classification

En fonction des ouvrages consultés, la classification des éléments flexibles varie. Néanmoins une classification selon trois catégories semble s'imposer. Ces catégories classent les éléments flexibles par complexité croissante [Simon Henein] :

- Articulations flexibles élémentaires : cette catégorie comprend les éléments flexibles les plus simples, tels que les poutres, les barres de torsion ou les membranes. Ces articulations n'ont généralement pas d'équivalents proches parmi les liaisons mécaniques standards.

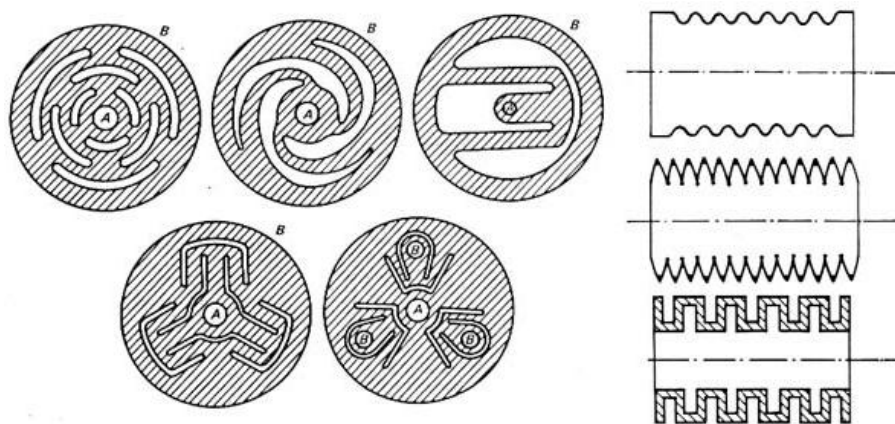


Figure 46 : Différentes formes de membranes et soufflets [Bassière 1966].

### 3.5. Les mécanismes flexibles

- Guidages flexibles : les éléments flexibles de cette catégorie sont constitués d'une combinaison d'articulations élémentaires et de segments rigides reliés entre eux. Les guidages flexibles sont les homologues des guidages lisses ou roulants des structures articulées classiques. Ils ont généralement des équivalents proches parmi les liaisons mécaniques standards.

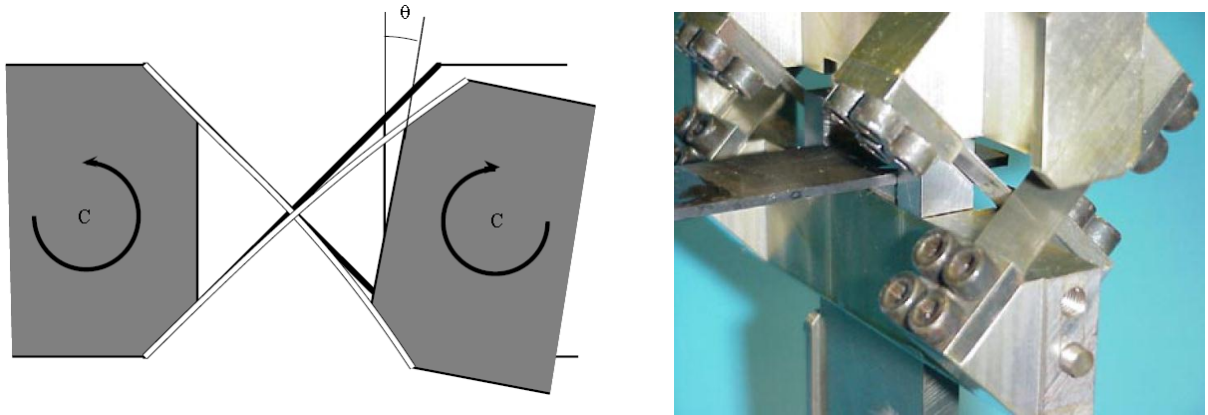


Figure 47 : Exemple de liaisons pivots à lames croisées [Luc Chevalier, Konieczka Stanilas].

- Structures articulées à guidages flexibles ou structures flexibles : cette catégorie regroupe les structures qui sont constituées d'une combinaison de guidages flexibles et de segments rigides. Ces ensembles sont les homologues des structures articulées classiques. Relativement complexes, elles peuvent avoir un plus grand nombre de degrés de libertés.

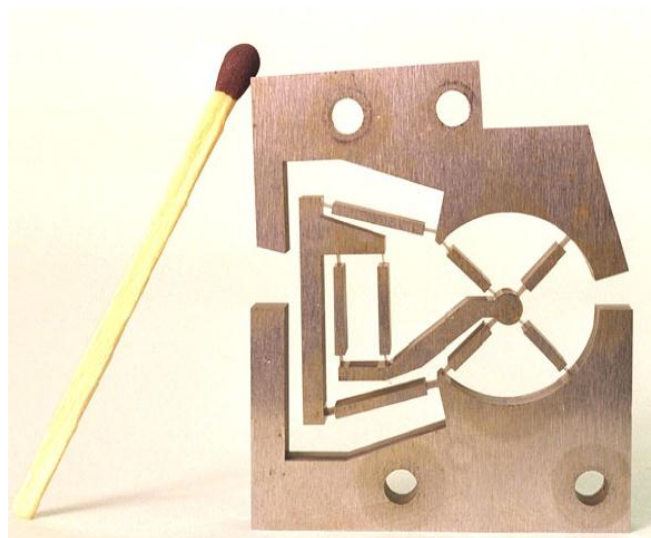


Figure 48 : Guidage en rotation redondant à grande course angulaire ( $\pm 15^\circ$ ) et ayant une grande rigidité radiale avec couplage du bloc intermédiaire [Henein Simon].



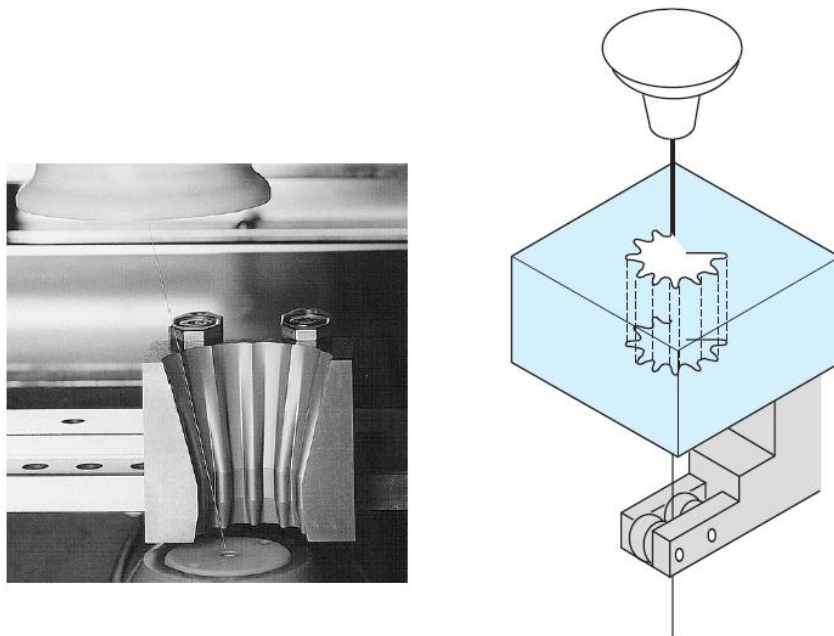
Figure 49 : Table XY

*La cinématique de cette structure comporte 4 bras et 8 rotules reliant le bloc de base au bloc mobile. Un soufflet bloque la rotation du bloc mobile autour d'un axe vertical. Chacune des rotules est traduite en une paire de cols circulaires disposés orthogonalement. L'ensemble de la structure, y compris le soufflet, est réalisé de manière monolithique, dans de l'acier trempé (X155CrVMo). La course selon chaque axe est de +/- 0,25 mm. L'épaisseur des cols est de 25 $\mu$ m. Une goupille rapportée à l'intérieur de la structure sert de butée [R. Clavel, S. Henein].*

### 3.5.2. Mise en œuvre

#### 3.5.2.1. Procédé de fabrication

Le procédé de fabrication le plus couramment employé car le mieux adapté aux caractéristiques des mécanismes flexibles est l'électroérosion au fil. Le procédé de l'électroérosion est une technique procédant par fusion, vaporisation et éjection de la matière. L'énergie est apportée par des décharges électriques passant entre deux électrodes : la pièce et l'outil. Dans le cas de l'électroérosion au fil, un fil tendu se déplace à l'aide de mouvements gérés par une commande numérique 2 axes ou 4 axes. La matière est enlevée progressivement et le fil reproduit petit à petit la forme programmée. Elle est exclusivement réservée aux matériaux conducteurs et semi-conducteurs. Elle est insensible aux caractéristiques mécaniques des matériaux à usiner ce qui est un réel avantage au vu des caractéristiques que présentent les matériaux utilisés lors de la réalisation d'une liaison flexible. En revanche, son efficacité dépend de la diffusivité thermique du matériau.



*Figure 50 : Appareillage de découpe par électroérosion par fil et schéma de principe [Kremer Daniel].*

Cette technologie peut donc être utilisée pour usiner les métaux et alliages, les aciers trempés, les alliages métalliques réfractaires, les carbures métalliques, certaines céramiques et le diamant polycristallin. Ce procédé d'usinage offre l'avantage de :

- obtenir une grande précision d'usinage : en fonction des machines il est possible d'obtenir une très grande précision de mouvement relatif entre le fil et la pièce. La résolution obtenue peut être de l'ordre de  $0,1\mu\text{m}$  pour une précision absolue de l'ordre de  $5\mu\text{m}$ .



- faible efforts de coupe : le processus d'étincelage produit sur les pièces usinées des forces négligeables. Les seules forces que subissent les pièces durant l'usinage sont celles produites par l'arrosage. Ainsi, la faiblesse de ces sollicitations permet de réaliser des détails très fins sans que les déformations de la pièce ne perturbent l'usinage.
- usiner des matériaux très durs après traitement thermique : l'usinabilité des matériaux ne dépend pas de leurs propriétés mécaniques mais de leurs propriétés électriques.
- obtenir un excellent état de surface ( $R_a$  de 0,2 à 0,1  $\mu\text{m}$ ).

En présence de matériaux non conducteurs l'utilisation de cette technologie est impossible. Néanmoins des solutions alternatives existent :

- L'électroérosion chimique.
- Les technologies de micro usinage de surface de silicium.
- L'injection plastique qui peut être utilisée pour la production en grande série à faible coût.
- Le découpage laser.

#### 3.5.2.2. Limites technologiques

L'électroérosion produit sur les pièces usinées des forces dont les principales sont : la force électrostatique, la force de répulsion liée à la formation d'une bulle de plasma autour de l'arc électrique et les forces liées à l'arrosage. Bien qu'elles soient très faibles, ces forces peuvent déformer les pièces usinées si ces dernières sont très peu rigides et produire des vibrations perturbant l'étincelage. Si ces perturbations sont faibles, cela se manifeste par une instabilité du processus durant l'usinage et une dégradation de la précision et de l'état de surface. Si elles sont plus fortes, elles peuvent aller jusqu'à la rupture de la pièce usinée.

Une autre limitation concerne le fait que le fil ne peut être guidé par en dessus et en dessous de la pièce usinée. Ainsi, plus la pièce est épaisse et plus le fil est grand. Or, les forces générées par le processus d'étincelage peuvent déformer le fil en creusant un "ventre" ce qui induit une modification de la géométrie.

### 3.5.2.3. Matériaux utilisés

On réalise des mécanismes flexibles en donnant à une pièce une géométrie favorisant sa déformation. Par exemple en réalisant un amincissement localisé qui permettra d'utiliser l'élasticité du matériau. Le choix du matériau est déterminant, c'est pourquoi il convient de choisir ceux qui possèdent une faible rigidité c'est-à-dire un module d'Young ( $E$ ) faible et une haute résistance élastique ( $\sigma_e$ ). A géométrie fixée, il convient de choisir des matériaux possédant le plus grand rapport  $\sigma_e/E$  à l'image des aciers à ressort. On utilisera principalement des aciers à fort pourcentage de carbone (XC75), des aciers alliés au silicium ou au chrome. La plupart de ces aciers peuvent voir leur limite élastique fortement augmenter s'ils subissent des traitements thermiques de type trempe et revenu.

Plusieurs matériaux autres que les alliages métalliques courants peuvent être intéressants pour la réalisation de mécanismes flexibles :

- Les alliages à mémoire de formes, plus particulièrement l'effet superélastique [Guénil Gérard] : à température constante au-dessus de la température  $A_f$  (température de transformation austénite-martensite) lorsque l'on applique une contrainte croissante et que celle-ci atteint la valeur critique, la variante la plus favorisée est induite et produit une déformation importante dans le sens de la contrainte. Cette déformation disparaît à contrainte décroissante.

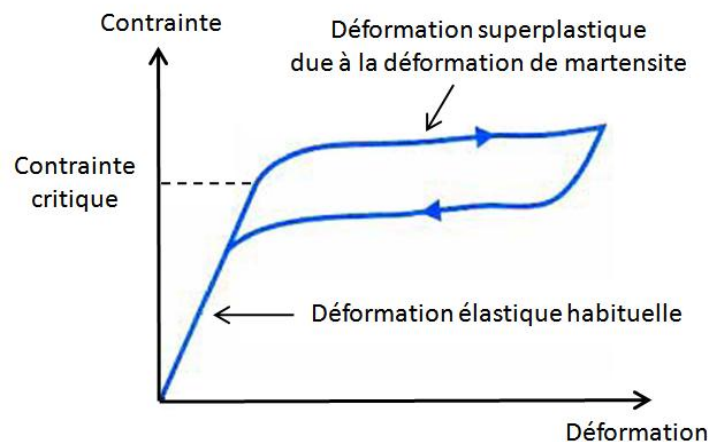


Figure 51 : Courbe contrainte déformation d'un matériau superélastique.

- Les polymères, le verre et les matériaux composites : le verre ou la silice fondue, avec un rapport  $\sigma_e/E$  allant jusqu'à  $58 \cdot 10^{-3}$  sont excellents à condition qu'ils ne comportent pas de rayures. Le nylon convient parfaitement pour des efforts faibles avec un rapport  $\sigma_e/E$  d'environ  $22 \cdot 10^{-3}$ . Il est largement utilisé pour les appareils ménagers ou les jouets pour enfants. Certains ressorts à lames de camions sont maintenant réalisés en composite à matrice polymère renforcée en fibres de carbone, la valeur de  $\sigma_e/E$  est semblable à celle des aciers à ressorts mais le gain de poids compense le coût supplémentaire.

### 3.5.3. Critère de plastification

Le col circulaire est une construction monolithique. C'est un composant idéal lors de la conception de mécanisme flexible. Cependant, la limitation principale de cette solution concerne l'angle de rotation possible. Chaque application sera adaptée afin de respecter cet angle limite sous peine de causer la ruine complète et irrémédiable de l'articulation. Cet angle dépend essentiellement du matériau employé et de la géométrie. Ainsi, par définition, la course d'une articulation flexible est le plus grand débattement qu'elle peut supporter sans rupture ni plastification. Le critère couramment utilisé dans la littérature pour les alliages métalliques est le critère de Von Mises. D'où,

$$\sigma_e \leq R_{0,2}$$

Avec  $\sigma_e$  la contrainte de von Mises et  $R_{0,2}$  la limite apparente d'élasticité définie pour une déformation résiduelle de 0,2 %.

### 3.5.4. Endommagement par fatigue

Néanmoins, les systèmes flexibles ne sont pas sollicités par des champs de contrainte monotone mais par des champs de contrainte cyclée. La fatigue est un processus qui, sous l'action de contraintes ou déformations variables dans le temps, modifie les propriétés locales d'un matériau et peut entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la structure. La fatigue est notamment caractérisée par une étendue de variation de contrainte bien inférieure à la résistance à la traction du matériau. Les étapes principales de la fatigue sont l'amorçage de fissures, la propagation de fissures et la rupture finale. Les paramètres souvent utilisés pour prédire le comportement en fatigue et ainsi le nombre de cycles à rupture d'une structure sont : l'amplitude de cette sollicitation (chargement ou déformation imposée), sa valeur moyenne, le fini de surface et le milieu dans lequel la structure sera utilisée. Dans le cas des mécanismes flexibles, il est préférable de dimensionner le mécanisme en fonction de sa limite d'endurance. Ainsi,

$$\sigma_e \leq \sigma_D$$

Avec  $\sigma_e$  la contrainte de von Mises et  $\sigma_D$  la limite d'endurance pour un nombre de cycle donné. Tout chargement cyclé au-delà de la limite d'endurance endommagera le mécanisme. Les essais de fatigue s'effectuent généralement selon l'un des cinq modes de sollicitation suivants : Efforts axiaux (traction - compression), flexion plane, flexion rotative, torsion, contrainte combinée.

Dans le but de déduire avec le plus de précision possible  $\sigma_D$  à partir des essais de fatigue, il est nécessaire d'utiliser un mode de sollicitation le plus semblable possible à celui que subit l'articulation. Dans le cas où le fournisseur de matière ne dispose pas du  $\sigma_D$  dans le mode de sollicitation souhaité, il est possible d'utiliser la limite de fatigue d'un autre mode de sollicitation à condition de faire intervenir un facteur de correction [Simon Henein].

### 3.5.5. Dimensionnement de la pince flexible

Le dimensionnement sera réalisé par trois méthodes de résolution : une méthode analytique basée sur les hypothèses de la résistance des matériaux, deux méthodes numériques, l'une avec une résolution en statique linéaire et l'autre avec une méthode de résolution non linéaire. Il s'avère difficile de trouver dans la littérature une méthode de conception générale. La plupart des ouvrages ne donne pas de règles applicables directement lors d'un pré dimensionnement. Seul l'ouvrage de *Henein Simon* offre une méthode de conception.

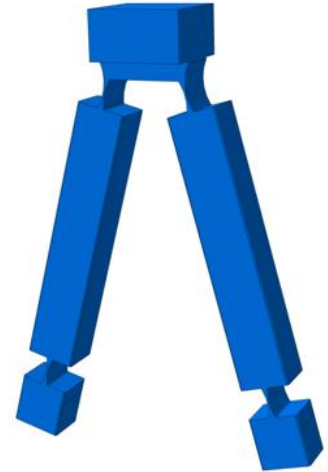


Figure 52 : Pince flexible

#### 3.5.5.1. Méthode analytique

##### *Hypothèses*

On trouve dans la littérature un ensemble d'outils permettant de concevoir, de dimensionner les systèmes flexibles. Ces outils théoriques à partir desquels on peut calculer les rigidités et les courses élémentaires des guidages flexibles reposent sur les hypothèses fondamentales de la résistance des matériaux. Ces hypothèses concernant la constitution de la matière sont au nombre de trois : la continuité, l'homogénéité et l'isotropie ainsi que deux autres hypothèses relatives à la nature des déformations : leur proportionnalité avec les contraintes et leur grandeur très faible par rapport aux dimensions du solide.

L'hypothèse des petites déformations est celle pour laquelle les articulations flexibles risquent de s'écarter le plus. En effet, étant donné que l'objectif est de maximiser la course des articulations, les déformations ont souvent de grandes amplitudes. Toutefois, la plupart des ouvrages ne prennent pas en compte l'influence des grandes déformations à cause de la complexité du problème.

Dans le cadre du col circulaire, modélisé comme une poutre en flexion, une hypothèse supplémentaire intervient : la courbure des poutres est égale à la dérivée seconde de leur déformée. Ce qui permet d'utiliser la relation suivante :

$$y''(x) = \frac{1}{\rho(x)} = \frac{-M(x)}{EI(x)} + \frac{\eta}{GA(x)} \frac{dF(x)}{dx}$$

Où  $y''$  est la dérivée seconde de la déformée de la poutre,  $\rho$  sa courbure,  $M$  le moment fléchissant,  $E$  le module d'Young,  $I$  le moment d'inertie de la section de la poutre,  $F$  l'effort tranchant,  $\eta$  un coefficient de forme,  $G$  le module de glissement et  $A$  l'aire de la section de la poutre. Etant donné que l'on néglige l'effort tranchant, on obtient :

$$y''(x) = \frac{-M(x)}{EI(x)}$$

##### *Dimensionnement du col circulaire*

La liaison mécanique souhaitant être réalisée par le col circulaire est une liaison pivot. Ainsi, le mouvement désiré est une rotation autour de l'axe z. Tout autre mouvement est un mouvement considéré comme parasite.

Afin d'étudier le col, les axes de référence sont : l'axe  $\vec{x}$  correspond à l'axe de symétrie du col ; l'axe  $\vec{y}$  relie les centres des arcs définissant le col; l'axe  $\vec{z}$  correspond à la largeur du col.

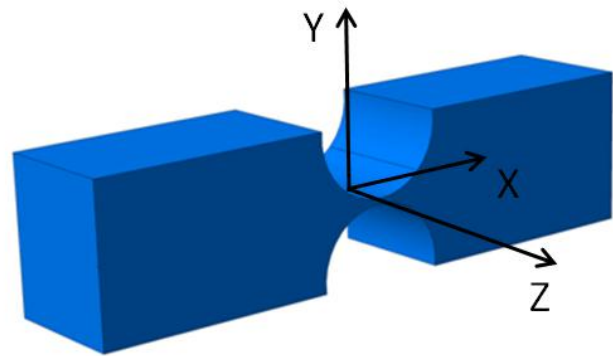


Figure 53 : Col circulaire.

La largeur du col sera noté b, l'angle  $\varphi$  correspond à l'angle azimut et G le module d'élasticité transverse du matériau.

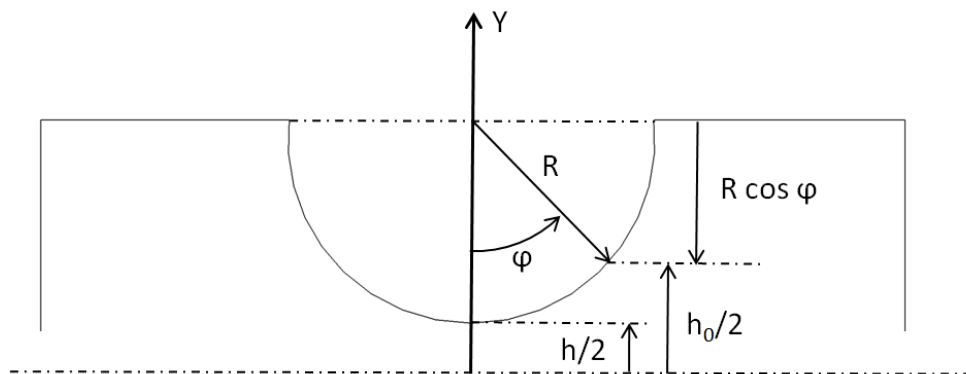


Figure 54 : Géométrie du col circulaire.

On considère que seule la zone du col (qui s'étend de  $-\pi/2$  à  $\pi/2$ ) est soumise à l'action du moment de flexion et que le reste de la poutre est infiniment rigide. Nous verrons par la suite que cette hypothèse est bien vérifiée et est d'ailleurs encore trop large.

La géométrie du col illustré en Figure 54 donne :

$$\begin{aligned} h &= h_0 + 2R(1 - \cos\varphi) = 2r \left[ \left(1 + \frac{h_0}{2R}\right) - \cos\varphi \right] \\ &= 2R \left(1 + \frac{h_0}{2R}\right) (1 - \varepsilon \cos\varphi) \\ &= \frac{2R}{\varepsilon} (1 - \varepsilon \cos\varphi) \end{aligned}$$

Avec 
$$\varepsilon = \frac{1}{1 + h_0/2R}$$

Le moment quadratique d'une section rectangulaire donne :

$$I_{(G,Z)} = \frac{bh^3}{12}$$

La résolution de l'intégrale exprimant la première primitive de l'expression de la courbure de la poutre nécessitant plusieurs lignes de calcul, je choisis délibérément de me limiter à la mise en équation du problème. Toutefois, la démarche détaillée par Patrick Merken nécessite de passer l'expression de la géométrie du col en coordonnée polaire puis après un changement de variable de Sommerfeld et en considérant le cas où le rapport  $h_0/R$  est petit devant 1. On obtient un l'angle de flexion suivant :

$$\alpha_f = \int_{-r}^r \frac{12M_f}{Ebh^3} dx \approx \frac{9\pi}{2Eb} M_f \frac{\sqrt{R}}{h_0^{5/2}}$$

Ce qui revient à dire que la raideur en flexion ( $K_\alpha$ ) est :

$$K_\alpha \approx \frac{M_f}{\alpha_f} = \frac{2Ebh_0^{5/2}}{9\pi\sqrt{R}}$$

Cette dernière expression est importante. Elle permet de déterminer l'angle de rotation maximum possible en fonction du matériau et pour une géométrie donnée. Afin d'obtenir l'angle de rotation le plus élevé possible, la première opération consiste à choisir les valeurs de  $R$  et  $h_0$ . Il faut cependant tenir compte des contraintes technologiques. On ne peut pas diminuer indéfiniment la valeur de  $h_0$ , l'usinage ne permettant d'atteindre que des valeurs de l'ordre de 0,1 mm. Dans le même ordre d'idée, il faut limiter le rayon  $R$ . En effet, plus celui-ci est grand, plus le col circulaire tend à se rapprocher d'une lame flexible. L'axe de rotation devient alors un axe instantané de rotation et le mouvement n'est plus exactement circulaire.

Néanmoins, cette formule est une approximation. Elle se limite aux cas où le rapport  $h_0/R$  est petit devant 1. Définir ce domaine de validité revient à dire que cette formule s'applique sur le domaine de validité suivant [Simon henein] :

$$10^{-6} \text{ m} < e < 10^{-3} \text{ m} \quad 10^{-4} \text{ m} < r < 1 \text{ m} \quad r/h_0 > 5$$

Simon Henein définit la valeur de cette approximation comme ayant un écart compris entre 0% et 2.6% de la valeur exacte. De plus, si les dimensions des zones flexibles ( $h_0$ ) s'approchent trop de la taille des grains de la matière, les hypothèses de continuité, d'homogénéité et d'isotropie risquent de ne plus pouvoir être appliquées.

*Contrainte maximum au niveau du col*

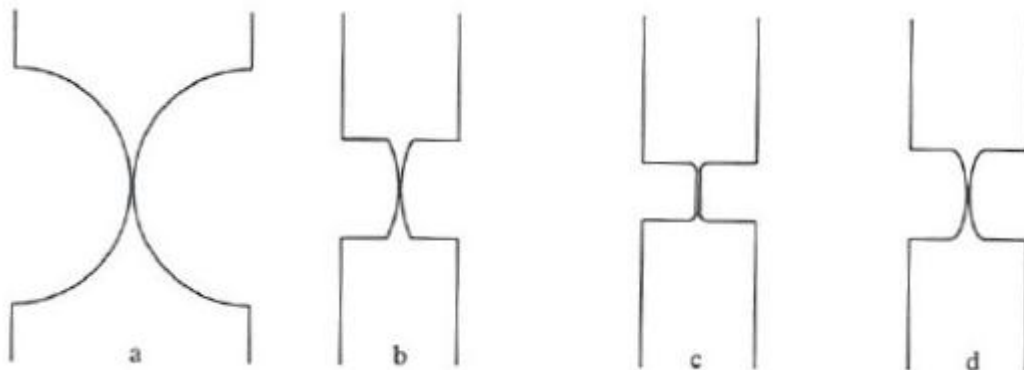
Connaissant le moment de flexion, il est possible de définir la contrainte maximale dans le col circulaire. Le domaine de validité de cette approximation est identique au domaine de validité précédent.

$$\sigma_{Max} = \frac{M_f}{I_{(G,Z)}} \frac{h_0}{2} = \frac{6M_f}{bh_0^2} \approx \frac{6}{bh_0^2} \frac{2Eb h_0^{5/2}}{9\pi\sqrt{R}} \alpha_f$$

$$\sigma_{Max} \approx \frac{4E\alpha_f\sqrt{h_0}}{3\pi\sqrt{R}}$$

*Optimisation de la forme du col*

La littérature présente différents profils de cols qui atténuent les effets de concentration de contraintes : le col circulaire (a); le col circulaire tronqué; le col prismatique avec congés de raccordement (c); le col elliptique (d).



*Figure 55 : Différents profils de cols.*

Le plus couramment utilisé semble être le col tronqué. Pour diminuer l'encombrement du col circulaire il est possible de le tronquer à partir d'une épaisseur d'environ 4 fois l'épaisseur minimale  $h_0$  en ne changeant pratiquement pas la course admissible et la rigidité. En effet, l'amplitude de la déformation d'une lame en flexion est proportionnelle au cube de son épaisseur et l'intensité des contraintes est proportionnelle au carré de son épaisseur. On en déduit alors, que le long du col, où l'épaisseur est de  $4h_0$ , la contrainte est 16 fois plus faible que dans la partie centrale (dans le cas d'une sollicitation en flexion pure). Un profil elliptique remplit la même fonction que les arcs de cercle tronqués et présente l'avantage supplémentaire d'avoir une courbure minimale dans la partie la plus sollicitée du col ce qui fait chuter la valeur de contrainte [Simon Henein].

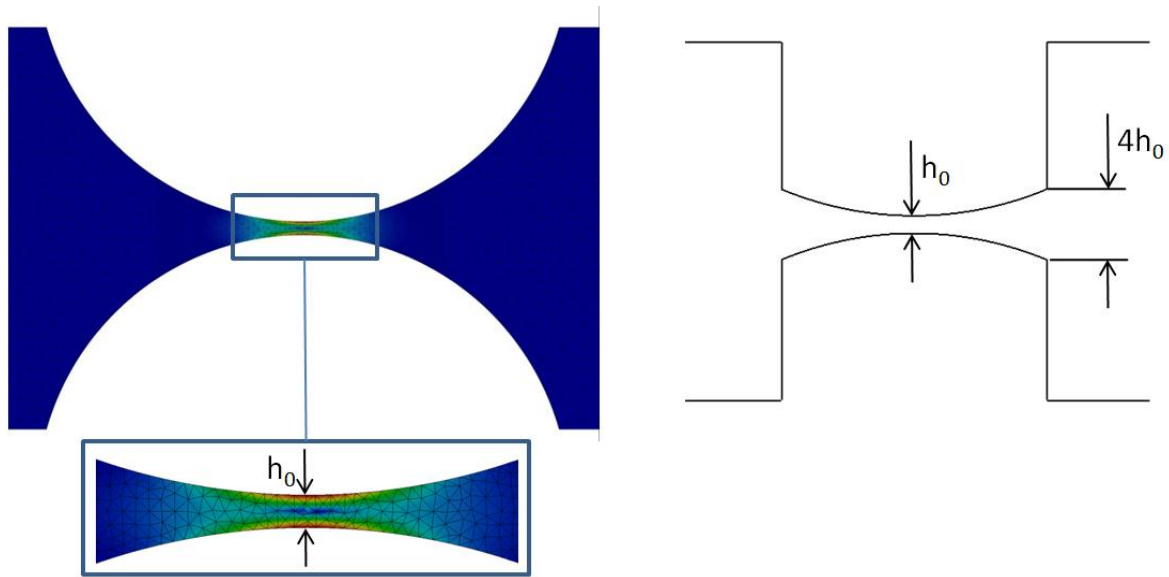


Figure 56 : Col circulaire et col circulaire tronqué pratiquement équivalent et moins encombrant.

La simulation par éléments finis montre que les contraintes sont localisées (bleu : contrainte mini; rouge : contrainte maxi) dans la partie centrale du joint.

*Cas ou le rapport  $h_0/R$  s'éloigne de 0*

Les équations obtenues précédemment sont valables tant que le rapport  $h_0/R$  reste proche de zéro. Cela signifie que l'épaisseur  $h_0$  doit être très petite ou que le rayon  $R$  doit être très grand. Cependant, en pratique, l'épaisseur  $h_0$  peut atteindre des valeurs significatives par rapport au rayon. Ceci peut arriver pour des questions de fabrication ( $h_0$  sera alors limité inférieurement) ou d'encombrement ( $R$  sera, lui, limité supérieurement), lorsque la fonction du col le permet. Ainsi, le rapport  $h_0/R$  pourrait atteindre des valeurs telles que 0,5. Nous sommes alors devant un cas pour lequel les équations précédentes ne sont plus rigoureusement valables. Certains ouvrages abordent la méthode de calcul permettant de définir des équations exactes [Alexander Slocum]. Ces expressions s'avèrent difficilement utilisables. Néanmoins, il est possible de conserver les équations précédemment définies en appliquant des coefficients correcteurs uniquement fonctions du rapport  $h_0/R$ . Ces coefficients correcteurs seront déduits des équations de la théorie complète. Etant entendu que ces coefficients doivent tendre vers 1 lorsque le rapport  $h_0/R$  tend vers zéro. Il est possible d'obtenir ces valeurs dans l'ouvrage de Patrick Merken.

*Application*

Le débattement angulaire de chaque col circulaire de la pince est fonction de la course des aiguilles. Cette course étant défini, je souhaite obtenir un débattement de  $\pm 4,3^\circ$  pour chaque



### 3.5. Les mécanismes flexibles

col. Cette donnée d'entrée, associée à une sélection de matériau ayant un bon rapport  $\sigma_e/E$  va me permettre d'obtenir le rayon du col  $r_s$ , la raideur en flexion  $K_\alpha$  et le moment de flexion  $M_f$ . Le critère retenu pour le choix d'un matériau sera l'encombrement qui se traduit par le rayon du col. Voici un résumé des résultats obtenus [Annexe F] :

	Acier Bohler X220CrVMo13-4	Titane 6Al- 4v	Alu Perunal- 215 (7075)	Alu Contal	Nylon
<b>E (N/mm<sup>2</sup>)</b>	196000	114000	72000	72000	2100
<b>R<sub>0,2</sub></b>	2050	830	480	520	64
<b><math>\sigma_d</math> (N/mm<sup>2</sup>)</b>	800	500	110	120	
<b>R<sub>0,2</sub>/E (%)</b>	1,046	0,728	0,666	0,722	3,047
<b><math>\sigma_d</math>/E (%)</b>	0,408	0,438	0,153	0,166	
<b>r/e</b>	9,326	19,246	22,955	19,56	1,098
<b>r<sub>s</sub></b>	<b>2,797</b>	<b>5,774</b>	<b>6,886</b>	<b>5,867</b>	<b>0,329</b>
<b>K<sub><math>\alpha</math></sub> (N.mm/rad)</b>	73,391	29,714	17,184	18,616	2,291
<b>M<sub>f</sub> (N.mm)</b>	5,523	2,236	1,293	1,401	0,172
<b><math>\sigma_f</math> (N/mm<sup>2</sup>)</b>	1183,56	479,2	277,128	300,22	36,95

Tableau 18 : Récapitulatif des valeurs obtenues lors de l'application numérique de la méthode analytique.

Cette application numérique fut complétée par le calcul du rapport des rigidités. Ce rapport permet de déterminer le nombre de degrés de liberté d'un col circulaire. Ainsi, chaque rigidité est comparée soit à la rigidité angulaire naturelle soit à la rigidité en traction naturelle. A partir du moment où la rigidité naturelle est supérieure d'un ordre de grandeur on considère le DDL comme bloqué. On constate alors que le col circulaire est une liaison à trois degrés de liberté, deux rotations et une translation. Les deux degrés de liberté parasites sont de la torsion et une translation due à l'effort tranchant. On observe également que les rapports des rigidités sont d'autant plus élevés que les rapports  $b/h_0$  et  $r/h_0$  sont élevés [Simon Henein]. Ainsi lors de la conception, comme l'illustre les deux coupes du préhenseur, la pince sera ajustée à la glissière (couleur turquoise) afin d'éviter une torsion parasite. Ce premier calcul a permis de définir le rayon du col circulaire.

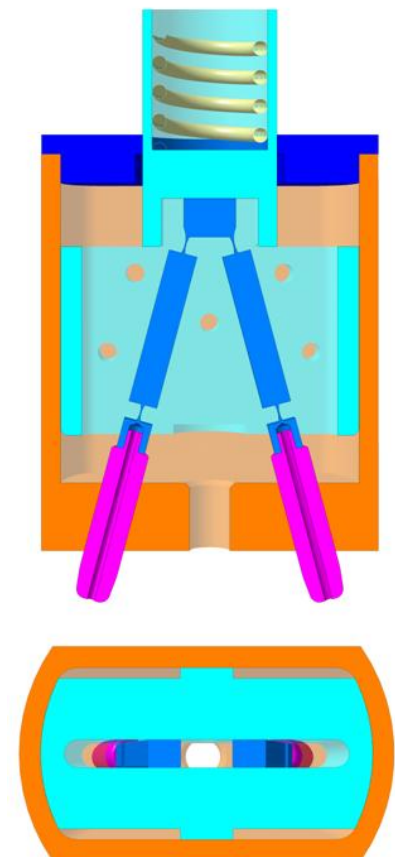


Figure 57 : Vue en coupe de face et de dessus du préhenseur.

### 3.5.5.2. Modélisation par éléments finis

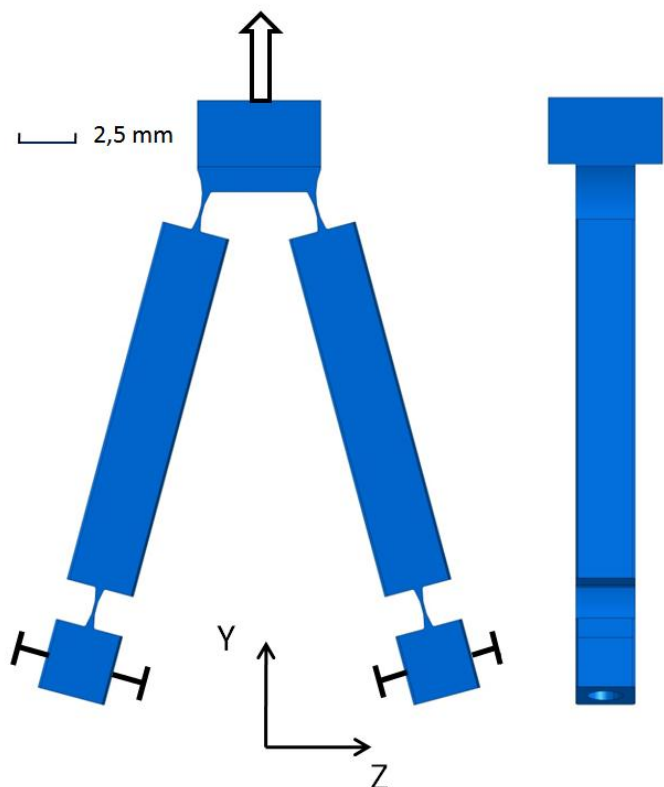
La réalisation d'un modèle éléments finis a un double objectif. Le premier est de valider le calcul analytique. Il modélise le col circulaire comme une poutre en flexion et est basé sur la théorie de la résistance des matériaux qui fait intervenir plusieurs hypothèses explicitées au paragraphe 3.5.5.1. qui sont susceptibles d'écarter les résultats de la réalité. Le second objectif sera de modéliser le comportement de la pince avec l'utilisation de matériaux superélastiques ayant un comportement non-linéaire.

#### *Hypothèses de calcul*

La pince a été modélisée avec des éléments volumiques de type tétraédrique du second degré, c'est-à-dire à 10 nœuds il y a 3 degrés de liberté par nœud. La taille des tétraèdres est variable en fonction de la géométrie de la pince. Les plus petits éléments sont situés à l'intérieur des cols circulaires afin d'avoir plusieurs éléments dans la section.

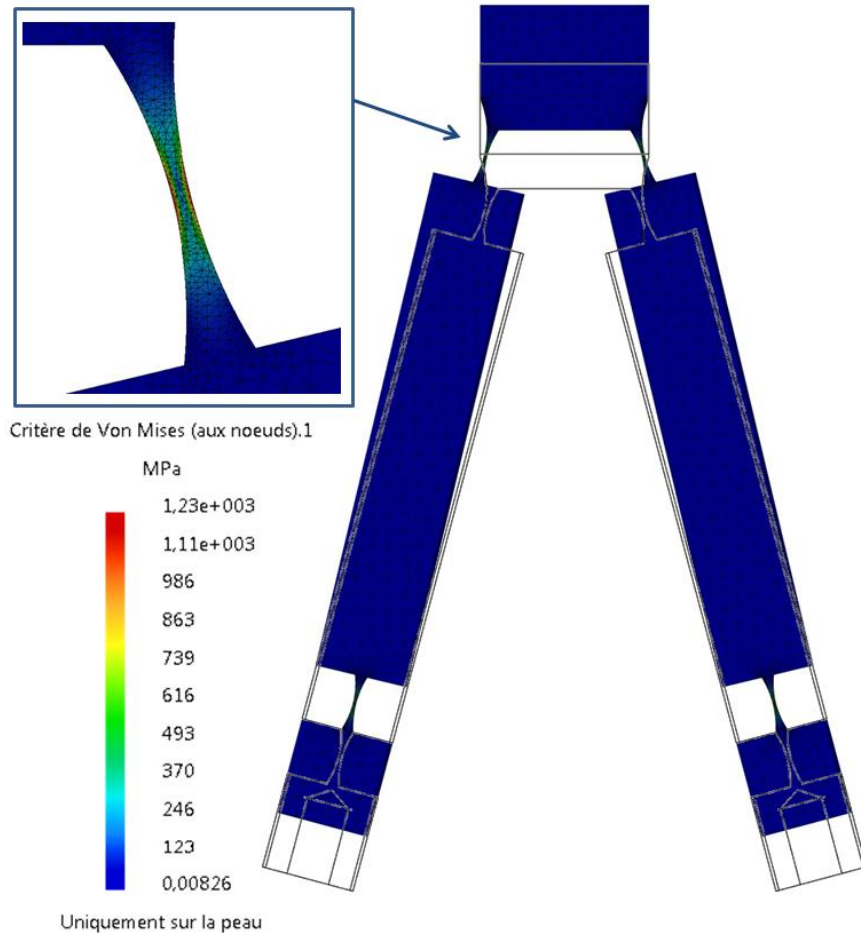
#### *Modèle géométrique, conditions aux limites et matériaux*

Le modèle géométrique correspond à quatre cols circulaires tronqués à la valeur  $4h_0$  et ayant un rayon de 2,8 mm. Le matériau utilisé est l'acier Bohler X220CrVMo13-4 avec un module d'Young de 196 Gpa. La partie filetée en dessous de la pince sera utilisée afin d'assembler les aiguilles. Les conditions aux limites seront imposées en déplacement. La partie supérieure subira un déplacement illustré par la flèche alors que les parties inférieures, situées sous les cols, seront bloquées en translation selon la normale à leur surface. Lors de la translation, chaque col effectuera alors une rotation de  $4,3^\circ$ .



#### *Résolution en statique linéaire*

Le calcul de statique linéaire a été effectué avec le module de calcul par éléments finis « Générative Structural Analysis » du logiciel Cata V5 R19. La représentation graphique ci dessous illustre le post-traitement des résultats en présentant le critère de Von Mises avec un affichage des résultats dit "Iso moyennes" qui correspond aux contraintes moyennes lissées. L'image de la pince non déformée est superposée avec celle de la pince déformée.



*Figure 59 : Post-traitement des résultats par moyenne lissée de la contrainte de Von Mises aux nœuds des éléments.*

Les valeurs de contraintes sont identiques dans chaque col. La contrainte de Von Mises maximale observée est de 1230 Mpa ce qui correspond à un écart de 3,8 % par rapport au résultat du calcul analytique. Les résultats offerts par la méthode analytique, bien que approximé, sont corrects.

#### *Résolution non linéaire*

Dans le cas d'utilisation de matériaux superélastiques la relation entre contrainte et déformation est non linéaire et impose une résolution du problème avec une méthode non-linéaire. Malheureusement, par manque de temps, je ne suis pas parvenu à terminer cette modélisation. Il m'est nécessaire d'y accorder plus de temps. Néanmoins j'ai obtenu les informations suivantes :

Un alliage standard Nickel-Titane offre des déformations de l'ordre de 4 à 5 % pour des applications nécessitant quelques milliers de cycle et pouvant aller jusqu'à 7 % pour une centaine de cycle. Le dimensionnement s'effectue alors sur un critère de déformation de la matière et non de contrainte comme précédemment.

Afin d'intégrer en temps l'équation d'équilibre, une méthode implicite utilisant la méthode de Newmark doit être utilisée. Cette méthode consiste à découper le temps d'étude en incrément de temps et à résoudre sur chaque pas de temps le problème non-linéaire avec un algorithme de Newton-Raphson. De façon arbitraire j'impose 8 pas de temps de 0,5 s. Le modèle géométrique et les conditions aux limites sont identiques à celles définies précédemment excepté pour deux paramètres. Le déplacement imposé devient une fonction linéaire ayant pour valeur 0 mm pour  $t = 0$  s et 5 mm pour  $t = 4$  s, le matériau de par sa nature superélastique obéit à une relation contrainte-déformation non linéaire comme illustré ci dessus :

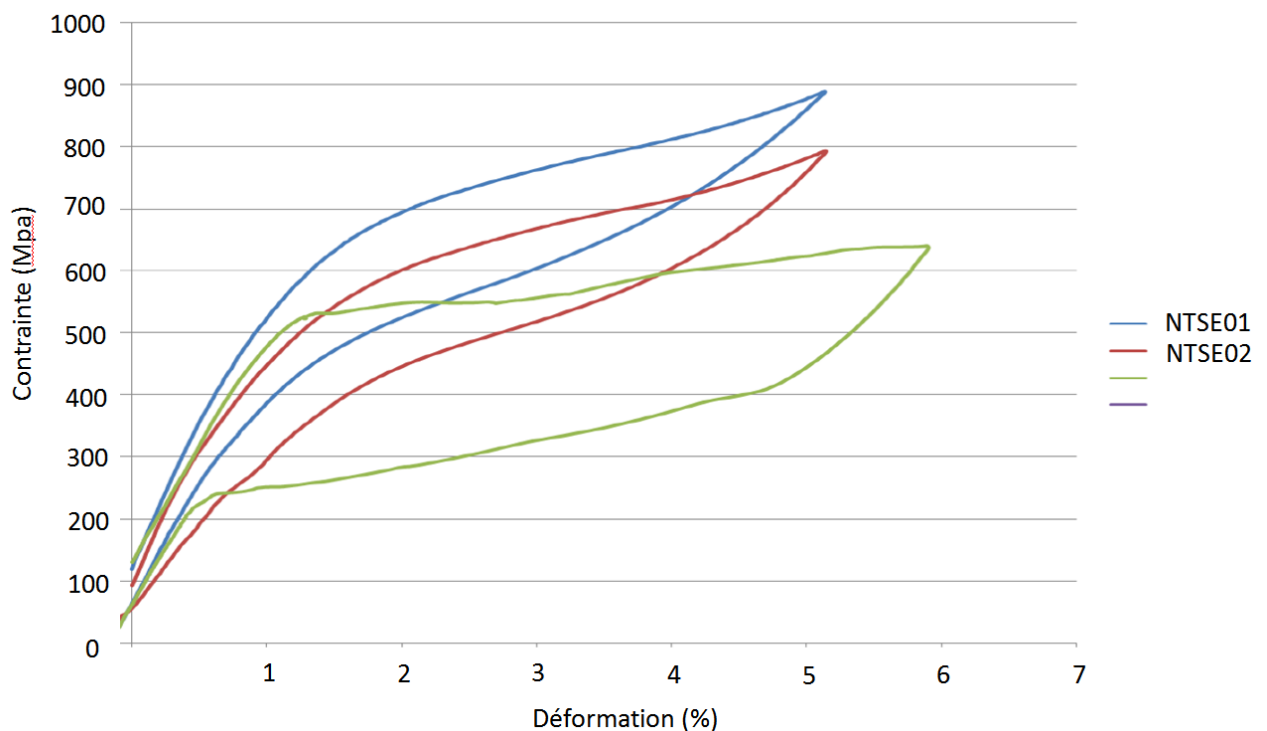


Figure 60 : Courbe de contrainte-déformation obtenue par essai de traction pour deux alliages à mémoire de forme Nickel-Titane.

La modélisation est effectuée avec le logiciel de calcul par éléments finis «Samcef Field 7.3». Néanmoins je ne suis pour le moment pas parvenu à obtenir des résultats car j'ai rencontré des difficultés lors de la modélisation du matériau. Ce logiciel offre deux lois permettant de modéliser le comportement non-linéaire : la loi de Mooney et celle de Hart Smith.

#### 3.5.6. Conclusion

Les quatre liaisons pivots réalisant la cinématique de la pince seront réalisées de façon monolithique par l'intermédiaire de cols circulaires tronqués à la valeur  $4h_0$ . La réalisation de cette pince s'effectuera par le procédé de l'électroérosion au fil. Cette méthode permettra d'atteindre une épaisseur de col de 0,1 mm avec un état de surface à l'intérieur de  $0,2 \mu\text{m}$ .

Le premier dimensionnement de la pince réalisé par méthode analytique a permis pour un débattement angulaire donné de choisir les matériaux les plus adaptés. D'un aspect purement mécanique, l'acier Bohler et le nylon correspondent pleinement aux critères. Néanmoins, l'incompatibilité du nylon au vide et sa faible charge critique de flambage m'oblige à l'éliminer. La réalisation d'une pince en acier Bohler convient par contre il faudra être vigilant à la faible disponibilité de cette matière.

De meilleurs résultats peuvent être obtenus en utilisant des alliages à mémoire ayant la propriété d'être superélastiques. Plus particulièrement, les Nickel-Titane offrent des déformations de l'ordre de 4 à 5 % ce qui permet de réduire la contrainte et de limiter le moment de flexion à appliquer afin d'atteindre le débattement demandé. La modélisation non-linéaire avec ce matériau n'a pas abouti par faute de temps, il est nécessaire d'y accorder à nouveau quelques jours de travail.

Un prototype de la pince sera réalisé puis validé et par la suite un prototype du préhenseur sera réalisé.

## Conclusion générale

Ce travail de huit mois synthétisé au travers de ces deux chapitres permet d'apprécier les difficultés à venir lors de l'étude du mouvement du spectromètre de masse d'Andromède. Dans un premier temps, un travail bibliographique a été effectué. Il a permis de comparer et d'évaluer les technologies et architectures des cinématiques de positionnement. Ce travail a abouti à la mise en place d'une méthode d'évaluation de l'erreur de positionnement d'une cinématique série. Dans un second temps, l'étude de l'introduction du porte échantillons a nécessité un important travail de conception. Une première proposition de la chambre sous atmosphère contrôlée a été réalisée. Par la suite, une fois la méthode de transfert du porte échantillons définie, une conception détaillée d'un mécanisme de préhension a été accomplie. Ce système a ouvert la voie à des problématiques relatives à la conception de mécanismes flexibles tels que le dimensionnement et la mise en œuvre. Plusieurs semaines de travail ont été accordées à la conception du mécanisme flexible présent au sein du préhenseur et ce pour deux raisons. La première est que cette solution semble séduisante pour Andromède, la seconde concerne le fait que le choix des mécanismes flexibles est susceptible d'être réutilisé à l'avenir.

Le travail bibliographique a permis de définir clairement le système de nano positionnement. Il utilisera une technologie piézoélectrique inertielle de type "Stick and slip" assemblée selon une architecture série. Bien que convaincu par les performances des cinématiques parallèles, leur prix relativement élevé m'oblige à les abandonner.

L'estimation de l'erreur globale de positionnement, offre, par l'intermédiaire de la représentation graphique, un outil permettant d'évaluer l'importance de chacune des sources d'erreurs et ainsi de les maîtriser lors de la conception. Cette partie a démontré l'importance de mettre en place un système d'asservissement du porte échantillons. De par la résolution nanométrique du mouvement, la mesure de positionnement doit s'effectuer par un ensemble d'interféromètre laser. Ce point amène une augmentation du budget alloué à la partie mécanique du projet [Annexe H].

La conception mécanique du porte échantillons a permis d'aborder et de répondre au problème d'isolation électrique et plus particulièrement à la question concernant le choix du matériau pour l'isolateur qui sera en verre.

A la suite de la conception de la chambre sous atmosphère contrôlée, la méthode de transfert du porte échantillons a été explicitée. Des solutions techniques permettant la réalisation de chacune de ces étapes ont été proposées. Une problématique commune à tout système de transfert a été résolu lors de la conception du préhenseur.

Des discussions avec le physicien porteur du projet ont déjà eu lieu et ont permis la rédaction d'un nouveau cahier des charges [Annexe G].

Néanmoins, certaines solutions doivent être validées prochainement par la réalisation de prototypes. Ces solutions concernent le préhenseur dans son ensemble ainsi que le système de

transfert. Pour le moment plusieurs devis concernant la pince flexible ont été réalisés et la réalisation d'un prototype du préhenseur est prévue pour le moins de novembre. Le système de transfert sera validé plus tard. Pour le moment la solution du manipulateur assemblé semble parfaitement convenir au cahier des charges.

Pendant le mois de septembre, à la suite d'un prêt de matériel, il sera mis en place une manipulation de test avec une cinématique de nano positionnement XYZ constituée de table linéaire SmarAct assemblées en série. Cet essai permettra de valider, par l'intermédiaire d'un interféromètre, les erreurs de positionnement évaluées lors de cette pré-étude. L'ensemble de ces essais et prototypes détermineront les solutions techniques qui seront approfondies lors de l'étude.

D'un point de vue personnel, ma démarche entreprise au CNAM avait initialement pour objectifs d'approfondir mes connaissances théoriques en mécanique ainsi que ma culture technologique. Il s'est rapidement avéré que cette formation correspondait pleinement à mes activités au sein de mon laboratoire et me permettait de répondre au mieux aux contraintes et aux objectifs des projets de recherche. Ainsi ce mémoire illustre parfaitement ces trois années passées. Il m'a permis d'aborder des problèmes techniques variés et ainsi d'enrichir mes compétences ce qui a pleinement satisfait mon goût pour les problèmes techniques.

## Bibliographie

**[Breguet]** : Breguet Patrick, 1998. *Actionneurs "Stick an Slip" pour micro manipulateurs*. Ecole polytechnique de fédérale de Lausanne, 152 p.

**[Bassière]** : Bassière M. et E. Gaignebet, 1966. *Métrologie générale : Théorie de la mesure - les instruments et leur emploi*. Dunod, Paris, 517 p.

**[Chen]** : 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.

**[Della-Negra]** : Della-Negra Serge, *Appel à projet EQUIPEX - Andromède*, 2010, 68 p.

**[Guenin]** : Gérard Guénin, *Alliages à mémoire de forme*. Techniques de l'Ingénieur, traité Matériaux métalliques, 14 p.

**[Henein]** : Henein Simon, 2004. *Conception des guidages flexibles*. Presses polytechniques et universitaires romandes, 248 p.

**[Lahousse]** : L. Lahousse, 2005, *Contribution à la construction de machines de grande précision géométrique : le concept d'information dans l'amélioration des performances des machines*, Thèse de doctorat, Ecole nationale supérieurs d'arts et métiers.

**[Lieberman]** : Michael A. Lieberman, Allan J. Lichtenberg, 2005, *Principles of plasma discharges and materials processing*. John Wiley and Sons, 757 p.

**[Matey]** : J. R. Matey, R. S. Crandall et B. Brycki, *Bimorph-driven X-Y-Z translation stage for scanned image microscopy*, Rev. Sci. Instum., vol. 58, pp. 567-570, 1987.

**[Nogarede]** : *Moteurs piézoélectriques*. Techniques de l'Ingénieur, traité de Génie électrique, 21 p.

**[Philips]** : Philips, *Piezoelectric ceramics properties and applications*, Mullard House, London, 1991.

**[Renishaw]** : Renishaw, *Advanced homodyne interferometry : a guide for OEM design engineers*, 2011, 112 p

**[Slocum]** : Slocum Alexander H, 1992. Flexural bearing. Eds. *Precision Machine Design*. Society of manufacturing Engineers, 800 p.



**[Splenté]** : D. Splenté et R. Gourhant, 2004. *Guide du calcul en mécanique*. Hachette Technique, 272 p.

**[Newport]** : <http://www.newport.com/servicesupport/Tutorials/default.aspx?id=143>

**[Kremer]** : Kremer Daniel, *Usinage par électroérosion*. Techniques de l'Ingénieur, traité de Génie mécanique, 22 p.

**[Kreuger]** : F.H Kreuger, 1989. *Partial Discharge Detection in High-voltage Equipment*. Butterworths & Co. (Publishers) Ltd, pp. 6-7.

**[Zeitoun-Fakiris]** : Anne Zeitoun-Fakiris, *Isolation sous vide*. Techniques de l'Ingénieur, traité généralités, 40 p.

## Table des figures

Figure 1 : Installation Andromède. ....	12
Figure 2 : Microscope à émission électronique et début du spectromètre. ....	16
Figure 3 : Illustration des effets piézoélectriques :à gauche l'effet direct, à droite l'effet inverse. ....	19
Figure 4 : Principe d'un bimorphe. ....	20
Figure 5 : Principe d'un actionneur multicouches et exemple d'application, actionneur piézoélectrique amplifiés breveté par le groupe CEDRAT.....	21
Figure 6 : Table XY avec amplification de mouvements par leviers [Chen 1992].....	22
Figure 7 : Principe de l'amplification de mouvement par effet grenouillère [Breguet 1997]. .	22
Figure 8 : Principe de fonctionnement en mode pas à pas [Breguet1998].....	23
Figure 9 : Eléments constitutifs des actionneurs "stick and slip".....	24
Figure 10 : Principe d'une table hybride de nano-système de positionnement. L'entraînement piézoélectrique est découplé de l'entraînement à moteur par des articulations solides.....	26
Figure 11 : Chaîne métrologique série [Lahousse2005]. ....	28
Figure 12 : Chaîne métrologique parallèle [Lahousse2005]. ....	29
Figure 13 : Illustration de la précision, répétabilité et résolution [Slocum 1992].....	32
Figure 14 : Erreur d'Abbe [Newport]. ....	35
Figure 15 : Table linéaire avec ses 6 erreurs. ....	39
Figure 16 : Définition des repères de coordonnées pour une table XYZ. ....	40
Figure 17 : Représentation d'une cinématique série.....	42
Figure 18 : Représentation de l'erreur de positionnement.....	43
Figure 19 : Positionneur linéaire SmarAct de type SLC 117-80.....	44
Figure 20 : Erreur angulaire d'une table linéaire SmarAct de type SLC.....	45
Figure 21 : Plan de détail d'une table linéaire SmarAct SLC 117-80. ....	46
Figure 22 : Erreur de positionnement normée dû aux erreurs cinématiques en fonction des positions X Y Z. ....	47
Figure 23 : Erreur d'orthogonalité et de parallélisme horizontal et vertical.....	49
Figure 24 : Erreur de positionnement normée due aux erreurs géométriques en fonction des positions X Y Z. ....	50
Figure 25 : Cinématique XYZ et illustration du modèle poutre utilisé pour l'étude de la table Z. ....	51
Figure 26 : Erreur de positionnement normée due aux chargements en fonction de la position Y.....	54
Figure 27 : Plan de détail en vue de côté d'une table linéaire SmarAct SLC 117-80. ....	55
Figure 28 : Répartition de l'erreur globale de positionnement. ....	58
Figure 29 : Représentation schématique d'un interféromètre laser Renishaw RLE 10 [Renishaw]. ....	61
Figure 30 : Illustration de l'architecture de contrôle du positionnement du porte échantillons. ....	63

Figure 31 : Représentation du porte échantillons dans son environnement. ....	65
Figure 32 : Classification des décharges partielles. ....	66
Figure 33 : Tension disruptive en fonction de la pression en champ homogène. ....	67
Figure 34 : Profils utilisés pour les isolateurs solides .....	69
Figure 35 : Isolateur en tronc conique à 45°. ....	71
Figure 36 : Chambre sous atmosphère contrôlé et ses éléments environnants. ....	74
Figure 37 : Présentation des huit phases permettant le remplacement d'un porte échantillons. .....	75
Figure 38 : Support isostatique du porte échantillons et illustration de l'intersection des plans contenant les points de contact permettant d'évaluer la stabilité de la liaison. ....	76
Figure 39 : Schéma cinématique du préhenseur.....	77
Figure 40 : Schéma cinématique de la pince flexible qui sera réalisé de façon monolithique. ....	78
Figure 41 : Illustration du mécanisme de préhension en position mi-course.....	79
Figure 42 : Illustration du contact linéique entre les aiguilles et le porte échantillons.....	79
Figure 43 : Illustration des phases d'accostage et de désaccostage du porte échantillons. ....	80
Figure 44 : Assemblage de la canne de transfert magnétique. ....	81
Figure 45 : Représentation du manipulateur assemblé.....	82
Figure 46 : Différentes formes de membranes et soufflets [Bassière 1966]. ....	84
Figure 47 : Exemple de liaisons pivots à lames croisées [Luc Chevalier, Konieczka Stanilas]. .....	85
Figure 48 : Guidage en rotation redondant à grande course angulaire (+/- 15°) et ayant une grande rigidité radiale avec couplage du bloc intermédiaire [Henein Simon]. ....	85
Figure 49 : Table XY .....	86
Figure 50 : Appareillage de découpe par électroérosion par fil et schéma de principe [Kremer Daniel]. ....	87
Figure 51 : Courbe contrainte déformation d'un matériau superélastique. ....	89
Figure 52 : Pince flexible .....	91
Figure 53 : Col circulaire. ....	92
Figure 54 : Géométrie du col circulaire. ....	92
Figure 55 : Différents profils de cols. ....	94
Figure 56 : Col circulaire et col circulaire tronqué pratiquement équivalent et moins encombrant.....	95
Figure 57 : Vue en coupe de face et de dessus du préhenseur. ....	96
Figure 58 : Modèle utilisé. ....	97
Figure 59 : Post-traitement des résultats par moyenne lissées de la contrainte de Von Mises aux nœuds des éléments. ....	98
Figure 60 : Courbe de contrainte-déformation obtenue par essai de traction pour deux alliages à mémoire de forme Nickel-Titane. ....	99

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Diagramme de Gantt au temps $t = 0$ .....	14
Tableau 2 : Rappel des caractéristiques de base du mouvement XYZ .....	15
Tableau 3 : Caractéristiques de la table XYZ Physik instrumente P-587.6. ....	23
Tableau 4 : Caractéristiques du positionneur linéaire SmarAct SLC-1780. ....	25
Tableau 5 : Caractéristiques de la table linéaire Physik instrumente PI - M511.HD.....	26
Tableau 6 : Comparaison des diverses technologies de motorisation.....	27
Tableau 7 : Comparaison entre chaîne série et chaîne cinématique.....	30
Tableau 8 : Amplification de l'erreur pour une cinématique X Y Z. ....	43
Tableau 9 : Récapitulatif des six erreurs cinématiques représentatives d'une table SmartAct SLC 117-80 limitant sa course à 50 mm. ....	45
Tableau 10 : Offset représentatif d'un ensemble de table SmartAct SLC 117-80 assemblé en cinématique série.....	46
Tableau 11 : Récapitulatif des six erreurs représentatives d'une table SmarAct SLC 117-80. ....	49
Tableau 12 : Récapitulatif des six erreurs représentatives de la table Z. ....	54
Tableau 13 : Sources d'erreurs pouvant être associés à un système interférométrie.....	61
Tableau 14 : Moyens de mesure utilisés pour chaque degré de liberté.....	63
Tableau 15 : Paramètres essentiels de rupture de l'isolation en fonction de la pression. ....	70
Tableau 16 : Mise à jour du diagramme de Gantt. ....	72
Tableau 17 : Récapitulatif des avantages et inconvénients en position horizontale ou verticale que présente une canne de transfert comparé à un manipulateur assemblé. ....	82
Tableau 18 : Récapitulatif des valeurs obtenues lors de l'application numérique de la méthode analytique. ....	96

Etude du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'ANDROMEDE. Mémoire d'ingénieur CNAM, Paris 2011

### Résumé

Le projet Andromède a pour objectif de construire une nouvelle génération d'instrument d'analyse des propriétés de la matière par spectroscopie de masse. Cet objectif sera réalisé en utilisant des nanoparticules de haute énergie bombardant des échantillons de matière avec une résolution de l'ordre de 100 nm. Le principal avantage d'Andromède réside dans la possibilité d'analyser ces échantillons à la pression atmosphérique. Ce nouvel instrument aura un impact important dans le domaine de la santé mais aussi dans les domaines de l'astronomie et de l'énergie. L'étude du mouvement d'objet du spectromètre de masse d'Andromède offre des problématiques communes à beaucoup d'instruments de physique nucléaire telles que l'utilisation de cinématiques de nano-positionnement ou encore la conception de mécanismes flexibles utilisés en vide moléculaire. Ainsi, ce mémoire offre l'opportunité de présenter une méthode d'évaluation de l'erreur globale de positionnement en bout de chaîne cinématique mais également d'aborder les problèmes relatifs à la conception mécanique de ce type de cinématique. Il propose aussi une méthode d'introduction du porte échantillons de l'extérieur vers l'intérieur de la chambre tout en évitant la mise sous pression atmosphérique. D'autres points tels que : la conception, le dimensionnement, la mise en œuvre de mécanismes flexibles sont abordés.

Mots clés : Andromède, nano-positionnement, piézoélectricité, mécanisme flexible, interférométrie laser, porte échantillons.

---

Study of object movement by mass spectrometer Andromeda. Engineer study CNAM, Paris 2011

### Summury

The main aim of the Andromede project is to build a new generation of tool to analyze the properties of matter by mass spectrometry. It will be achieved by using high energy nanoparticles with a spatial resolution of 100 nm. The key benefit of Andromede is the opportunity to analyze the samples at atmospheric pressure. This new tool will have a large impact in fields such as health, astronomy and energy. The Andromede's study of object movement by mass spectrometry treats of commonly known problematic found in many nuclear physical tools like nano-positionning movement or flexure mechanism used in molecular vacuum. Thereby, this study provides an opportunity to introduce a formulation of system error budget and to highlight the mechanical design problems of this type of kinematics. It also provides a method of introducing samples from outside to inside chamber while preventing atmospheric pressure. Other issues such as : design, sizing and implementation of a hinge mechanism are also treated.

Key words: Andromede, nano-positoning, piezoelectricity, flexure mechanism, laser interferometry

## Sommaire des annexes

Annexe A.....	110
Annexe B.....	111
Annexe C.....	115
Annexe D.....	117
Annexe E.....	118
Annexe F.....	119
Annexe G.....	120
Annexe H.....	122

## Annexe A

	Newport - UTS50PPV6	PI - M511.HD	Photonitec - NTS100	Aerotech - ANT130-35-L-Z-PLUS	Aerotech - ANT130-060 XY PLUS	Optophasse - MicroStage Series 5E	SmarAct - XYZ:SL-2040	Mechonics - MX 35	SmarAct - 3D manipulators	PI - Hexapod M824
Image										
Axe actif	x	x	x	z	x, y	x, y	x, y, z	x, y, z	x, y, z, teta x, teta y, teta z	x, y, z, teta x, teta y, teta z
Technologie	Linéaire à vis sans fin	Hybride - linéaire à vis sans fin accompagnés d'un système piézo intégré.	Piézo inertielle (phénomène stick slip)	Moteur linéaire à entraînement direct	Moteur linéaire à entraînement direct	Hybride - linéaire à vis sans fin accompagnés d'un système piézo intégré.	Piézo inertielle (phénomène stick slip)	Piézo inertielle (phénomène stick slip)	Piézo inertielle (phénomène stick slip)	Vis sans fin micrométrique avec servo-moteurs électrique
<b>Mouvement</b>										
Course x (mm)	100 mm	150 mm	100 mm		60 mm	25 mm	50 mm	10 mm	20 mm	22,5 mm
Course y (mm)					60 mm	25 mm	50 mm	10 mm	20 mm	22,5 mm
Course z (mm)				35 mm			30 mm	10 mm	10 mm	12,5 mm
Vitesse de déplacement max (mm/s)	10 mm/s	50 mm/s	0,25 mm/s	200 mm/s	350 mm/s	1,7 mm/s	5 mm/s	1,2 mm/s	5 mm/s	1 mm/s
<b>Positionnement</b>										
Incrementation mini (nm)	300 nm	4 nm	0,4 nm			25 nm	1 nm	10 nm	1 nm	300 nm
Précision (nm)	6 000 nm	50 nm		300 nm	250 nm			50 nm		
Résolution capteur (nm)	100 nm	2 nm	0,2 nm	2 nm	1 nm	5 nm	2 nm		2 nm	7 nm
Répetabilité unidirectionnelle (nm) x4 entre uni et bi	1 000 nm	10 nm	0,4 nm	50 nm	25 nm	25 nm	5 nm		200 nm	500 nm
Technologie de mesure du déplacement	Par commande du moteur pas à pas. N'utilise pas d'encodeur	Encodeur linéaire	Encodeur optique	Encodeur linéaire	Encodeur linéaire	Codeurs interférométriques	Encodeur optique		Encodeur optique	Encodeur linéaire
<b>Propriétés mécaniques</b>										
Charge normal max (N)	200 N	200 N	30 N	100 N	120 N	50 N	3 N	2 N	5 N	100 N
Charge latérale max (N)	50 N	200 N	100 N					2 N		
Charge axiale max (N)	50 N	80 N	30 N					2 N		
Fonctionne sous vide à 10e-7 Pa	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Fonctionne sous vide à 10e-9 Pa	✓	✓	✓	✓	✓	✗	✓	✓	✓	✗
<b>Divers</b>										
Plage de température de fonctionnement (°C)		-20 °C à +65°C		0 °C à +50°C	0 °C à +50°C					
Masse (Kg)	2,9 Kg	5,1 Kg	1,792 Kg	2,1 Kg	5,5 kg		0,8 Kg			7,8 kg
Matériaux		Aluminium	Aluminium	Aluminium	Aluminium	Aluminium	Aluminium et acier	Aluminium		Aluminium
prix approximatif avec contrôleur	4 000,00 €	13 000,00 €		10 000,00 €	17 000,00 €	14 000,00 €	15 000,00 €		35 000,00 €	46 000,00 €
Page web	<a href="http://newport.com/">newport.com/</a>	<a href="http://physikinstrumente.com/">physikinstrumente.com/</a>	<a href="http://photonitec.com/">photonitec.com/</a>	<a href="http://aerotech.com/">aerotech.com/</a>	<a href="http://aerotech.com/">aerotech.com/</a>	<a href="http://optophasse.com/">optophasse.com/</a>	<a href="http://smaract.de/">smaract.de/</a>	<a href="http://mechonics.de/">mechonics.de/</a>	<a href="http://smaract.de/">smaract.de/</a>	<a href="http://physikinstrumente.com/">physikinstrumente.com/</a>
Remarques	La réalisation d'une table XYZ impose une cinématique série.	La réalisation d'une table XYZ impose une cinématique série.	La réalisation d'une table XYZ impose une cinématique série. L'ensemble est encombrant.	Étude spéciale pour le fonctionnement sous vide. Assemblage standard avec toutes les tables de la série ANT.	Étude spéciale pour le fonctionnement sous vide. Assemblage standard avec toutes les tables de la série ANT.	Faible course	C'est un système piézo inertielle donc fragile avec une charge limitée. Possibilité d'améliorer les caractéristiques avec une double céramique. Ainsi, on obtient 500g de charge de blocage et 300g en nominal. Avec un ressort de compensation on obtient 500g en nominal. Une double platines permet (position au choix) d'obtenir une charge nominale de 600g. Possibilité de coupler cette solution avec un ressort ce qui donne 800g de charge nominale. La durée de vie du produit est de l'ordre de 10 Kilomètres.	C'est un système piézo inertielle donc fragile avec une charge limitée. Une étude particulière est nécessaire pour fonctionner sous vide.	Faible course	Etude particulière pour fonctionner sous 10e-9 Pa.

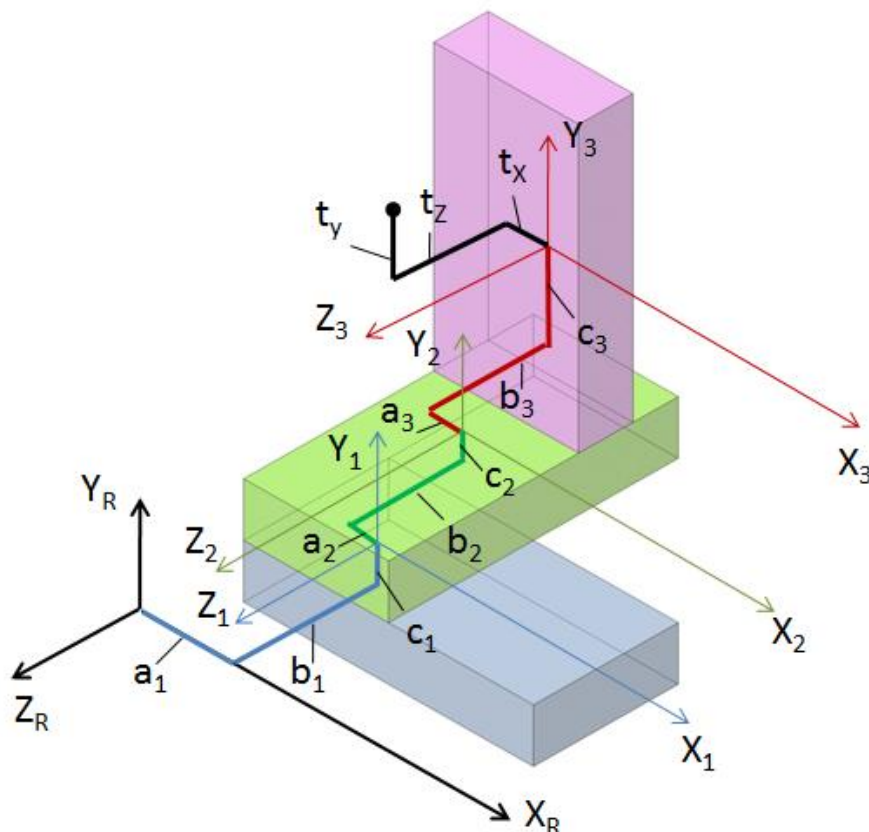
## Annexe B

### Contents

- [xyz : Formulation de l'erreur de positionnement d'une table XYZ](#)
- [Nettoyage de l'espace de travail](#)
- [Input](#)
- [Increment](#)
- [Preallocating Mat](#)
- [HTM](#)
- [Actual coordinates of the toolpoint](#)
- [Ideal coordinates of the toolpoint](#)
- [Translation errors in the toolpoint position](#)
- [Position critique](#)
- [Graph](#)

```
function [Y , Z , SigNorm]= xyz (EX1 , EY1 , EZ1)
```

### xyz : Formulation de l'erreur de positionnement d'une table XYZ



- *Erreur de rotation*
- $EX_i$  : Erreur de rotation de la table  $i$  selon la direction  $x$
- $EY_i$  : Erreur de rotation de la table  $i$  selon la direction  $y$



- EZi : Erreur de rotation de la table i selon la direction z
- *Erreur de translation*
  - TXi : Erreur de translation de la table i selon la direction x
  - TYi : Erreur de translation de la table i selon la direction y
  - TZi : Erreur de translation de la table i selon la direction z
- *Offset*
  - ai : Offset de la table i selon la direction x
  - bi : Offset de la table i selon la direction z
  - ci : Offset de la table i selon la direction y
- *balayage*
  - c2mini : valeur du début de course de c2
  - c2maxi : valeur de la fin de course de c2
  - b3mini : valeur du début de course de b3
  - b3maxi : valeur de la fin de course de b3
- *Coordonnées de l'effecteur*
  - tx : Coordonnée de l'effecteur selon x
  - ty : Coordonnée de l'effecteur selon y
  - tz : Coordonnée de l'effecteur selon z
- *Increment*
  - Pas : valeur du pas de calcul
- *Output*
  - b2valeurmax : Position critique sur b2
  - c3valeurmax : Position critique sur c3
  - Concernant a1, l'ensemble des positions sont critiques
- *Bibliographie*
  - Alexander Slocum, *precision machine design*

## Nettoyage de l'espace de travail

```
clc
clear all
close all
```

### Input

```
tic
Input_data
```

### Increment

```
itc3 = c3min:Pas:c3max;
itb2 = b2min:Pas:b2max;
```

### Preallocating Mat

```
Z = zeros(1,length(itc3));
Y = zeros(1,length(itb2));
SigNorm = zeros(length(itc3),length(itb2));
```

## HTM

```
Compteur2 = 0;

% Loop
for c3 = itc3
    Compteur2 = Compteur2+1;
    Z(Compteur2) = c3;
    Compteur1 = 0;

for b2 = itb2
    % HTM 1
    T1 = [ 1 -(EZ1) EY1 (a1+TX1) ; EZ1 1 -(EX1) (b1+TY1); -(EY1) EX1 1 (c1+TZ1)
; 0 0 0 1];
    % HTM 2
    T2 = [ 1 -(EZ2) EY2 (a2+TX2) ; EZ2 1 -(EX2) (b2+TY2); -(EY2) EX2 1 (c2+TZ2)
; 0 0 0 1];
    % HTM 3
    T3 = [ 1 -(EZ3) EY3 (a3+TX3) ; EZ3 1 -(EX3) (b3+TY3); -(EY3) EX3 1 (c3+TZ3)
; 0 0 0 1];
    % HTM 3-1
    T4 = T1*T2*T3;
```

### Actual coordinates of the toolpoint

```
E = [ tx ty tz 1 ];
A = T4*E';
```

### Ideal coordinates of the toolpoint

```
I = [a1+a2+a3+E(1);b1+b2+b3+E(2);c1+c2+c3+E(3);1];
```

### Translation errors in the toolpoint position

```
ER = A-I; % A controller
Compteur1 = Compteur1+1;
SigNorm(Compteur2,Compteur1) = norm(ER(1:3,:));
Y(Compteur1) = b2;
end
end
```

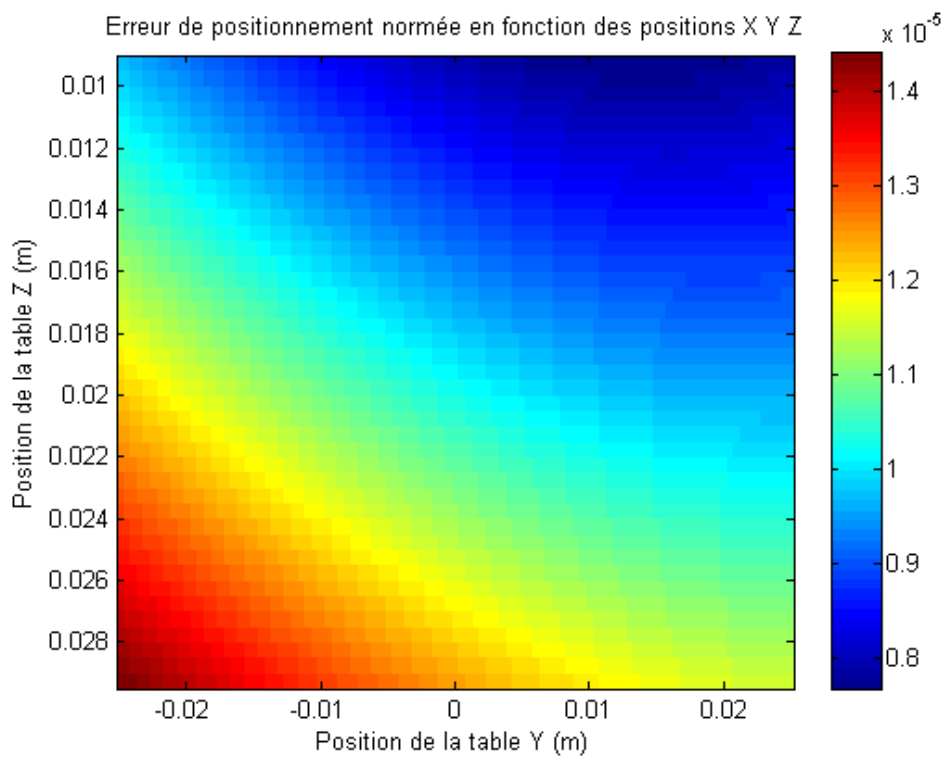
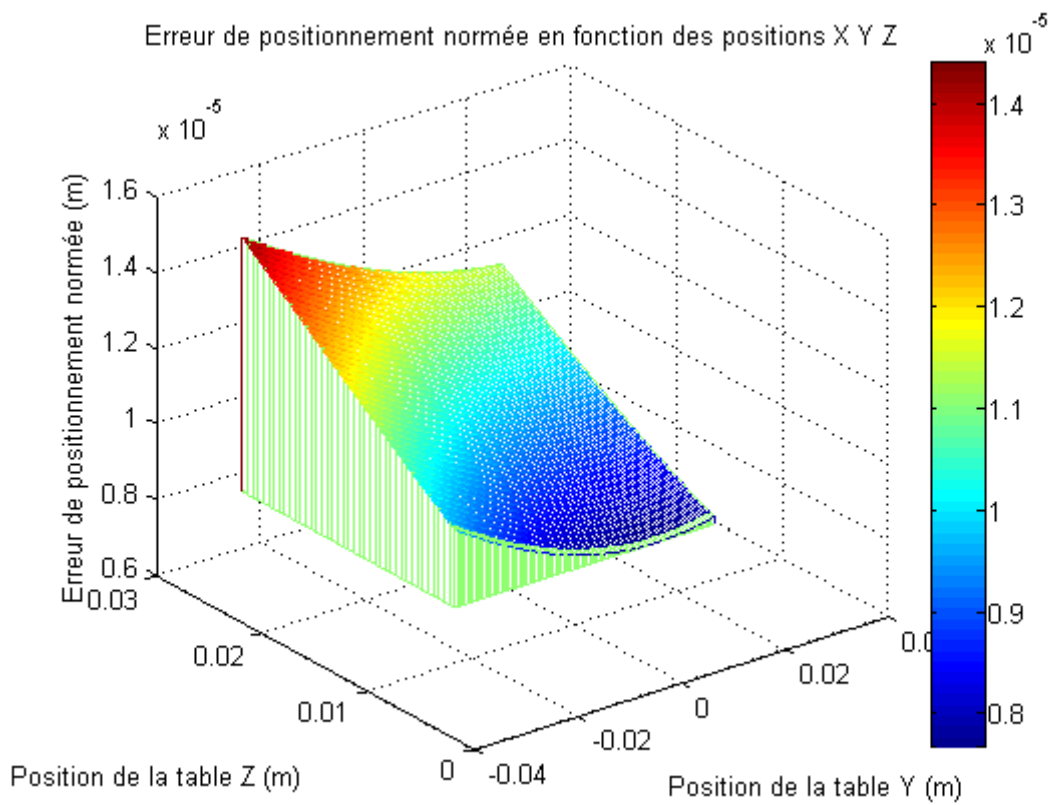
### Position critique

```
[u,v] = size(SigNorm);
P=find(SigNorm==max(SigNorm(:)));
[i,j] = ind2sub([u v],P);
b2valeurmax = Y(i);
c3valeurmax = Y(j);
```

### Graph

```
figure(1)
meshz(Y,Z,SigNorm), title('Erreur de positionnement normée en fonction des
positions X Y Z'), xlabel('Position de la table Y (m)'), ylabel('Position
de la table Z (m)'), zlabel('Erreur de positionnement normée (m)')
colorbar('location','eastoutside')
figure(2)
imagesc(Y,Z,SigNorm), title('Erreur de positionnement normée en fonction
des positions X Y Z'), xlabel('Position de la table Y (m)'),
ylabel('Position de la table Z (m)')
colorbar
toc
```

Elapsed time is 43.691130 seconds.



Published with MATLAB® 7.10

# Annexe C

L-9904-2348  
Data sheet



## RLD10 0° detector head

### For the fibre optic laser encoder

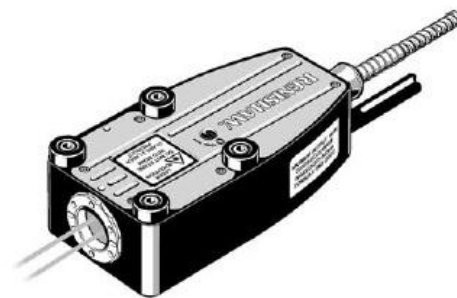
Renishaw's RLE fibre optic laser encoder uses interferometry to provide high resolution, high linearity position feedback.

The RLE system comprises an RLU laser unit and one or two RLD detector heads. This data sheet describes the 0° RLD detector head.

The detector head is the core of the optical measuring system containing the interferometer, reference optics, fringe detector, laser shutter and beam steerer.

To complete the interferometer configuration, only one additional optic is required in either plane mirror or retroreflector based configurations. For easy installation, the integral rotary beam steerer allows final adjustments to be made to optimise the beam alignment after the head has been secured.

The head dissipates negligible power and is designed to be thermally stable.



Two versions of the RLD 0° head are available, one of which incorporates a plane mirror interferometer (PMI), the other a retroreflector interferometer (RRI). The fibre optic cable can be disconnected from the detector unit and the electrical cable can be disconnected from the laser head, thus allowing each to be pulled through small cable tracks and ducting. The detector head incorporates a safety interlock that prevents a laser beam being emitted if either the fibre or electrical cable are disconnected.

### General outline and dimensions

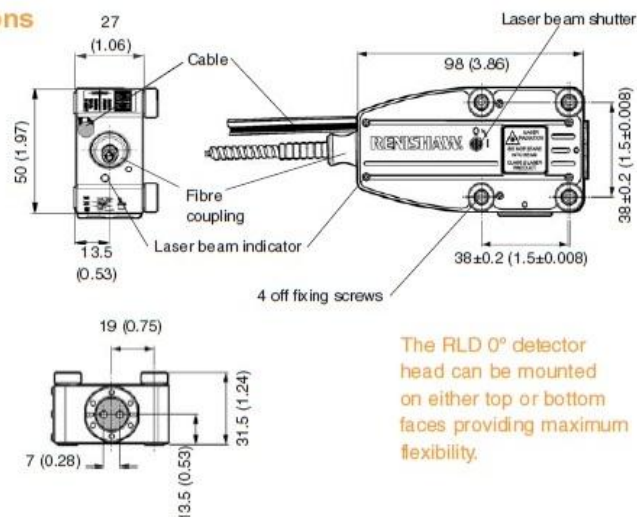
Dimensions in mm (inches)

#### Overall dimensions of the head:

Height: 31.5 (1.24)  
Length: 98 (3.86)  
Width: 50 (1.97)

#### Fixing:

4 off M3 x 0.5 x 35 mm or  
5-40-UNC x 1<sup>3</sup>/<sub>8</sub> cap head screws  
on a 38 mm square pitch.



The RLD 0° detector head can be mounted on either top or bottom faces providing maximum flexibility.

### Legislative - Laser safety:

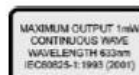
#### CE and FCC

The RLD 90° detector head is supplied from a 633 nm class II laser source emitting < 1 mW. It incorporates a laser beam shutter and laser beam on indicator, thus conforming to the relevant sections of IEC/EN60825-1 and IEC/EN60825-2.

The fibre optic coupling in the head has an interlock, so if the fibre or electrical cable is withdrawn, power to the laser tube is disconnected.

#### Labelling

Aperture identification warning label with the wording, "Avoid exposure laser radiation emitted from aperture". A Class II laser product identification label is also applied to conform to both EN60825-1 and 21CFR1040 legislation.



### RLD 0° detector head operating parameters

Axis travel	PMI RRI	0-1 m 0-4 m
Optical signal period	PMI RRI	λ/4 (158 nm) λ/2 (316 nm)
Non-linearity error	PMI RRI	< ±2 nm below 50 mm/sec with > 70% signal strength < ±6 nm at 1 m/sec with > 50% signal strength < ±4 nm below 100 mm/sec with > 70% signal strength < ±12 nm at 2 m/sec with > 50% signal strength
Thermal drift coefficient	< 100 nm/°C	Measured by mounting mirror and detector close together on a Zerodur™ base and changing the temperature
Beam diameter	3 mm	
Beam separation	7 mm	Centre to centre
Beam alignment adjustment	±0.65° pitch ±1.5° yaw	Integrated beam steering to simplify beam alignment
Beam alignment tolerance for plane mirror (1 m axis)	±25 arcseconds	Tolerance applies to both pitch and yaw during operation
Cable length (standard)	3 m	Permanent attachment to the detector head and 15 pin D type connector at the laser
Cable diameter	6.5 mm	Terminated with a 15 way D type connector
Fibre diameter (armoured)	5 mm	Removable from the detector head (connector 12 mm dia.)
Component weight	0.25 kg	
Operating environment		
Pressure	600-1150 millibars	Normal atmospheric
Humidity	0-95% RH	Non-condensing
Temperature	10 °C to 40 °C	

Zerodur® is a registered name of Schott Glass Technologies Inc.

### Laser beam alignment

The RLD 0° detector head incorporates a beam steerer to simplify the alignment process. Prior to installation, ensure that the alignment grooves are horizontal and that both locking screws are loose, as shown in Figure 1. Align the head on the 4 mounting screws by securing one of the two nearest the aperture and rotate (yaw) the detector head until the maximum output signal strength is achieved. To then increase the output signal strength to its optimum, rotate the beam steerer using the key, as shown in Figure 1 to adjust the pitch. Finally, tighten the locking screw on the top side and 4 fixing screws.

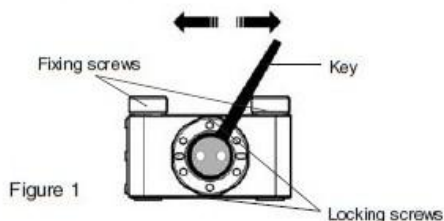
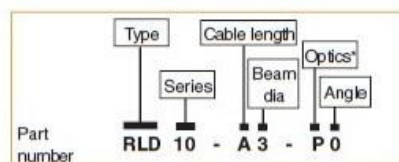


Figure 1

### RLD identification and ordering

The RLD is normally supplied with the appropriate RLU laser unit as a configured RLE fibre optic laser encoder system. For full details of available RLE system configurations visit [www.renishaw.com](http://www.renishaw.com) or consult a Renishaw representative. For special applications or spares requirements, the RLD is available separately; the generic form RLD detector head part number is shown below:



\* P = plane mirror, R = retroreflector



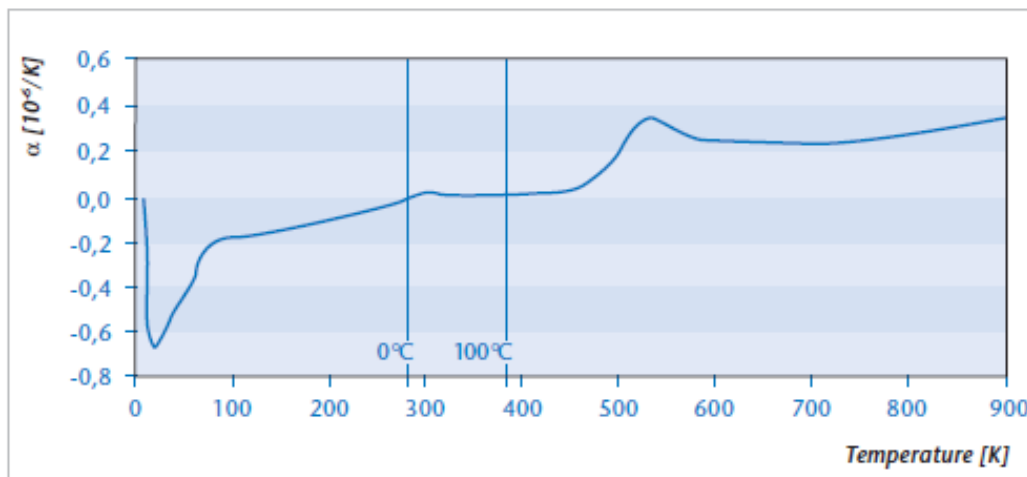
## Annexe D

The most important and significant properties of the optical glass ceramic ZERODUR® are the extremely small coefficient of linear thermal expansion as well as the homogeneity of this coefficient throughout the entire piece. Individual pieces of ZERODUR® (discs, plates, rods) can be supplied with a mean coefficient of linear thermal expansion  $\alpha$  in the temperature range 0°C to 50°C in three expansion classes as follows:

Expansion class 0	$0 \pm 0.02 \cdot 10^{-6}/K$
Expansion class 1	$0 \pm 0.05 \cdot 10^{-6}/K$
Expansion class 2	$0 \pm 0.10 \cdot 10^{-6}/K$

Material up to Expansion class 2 will be supplied as a standard. Closer tolerances will be supplied upon request.

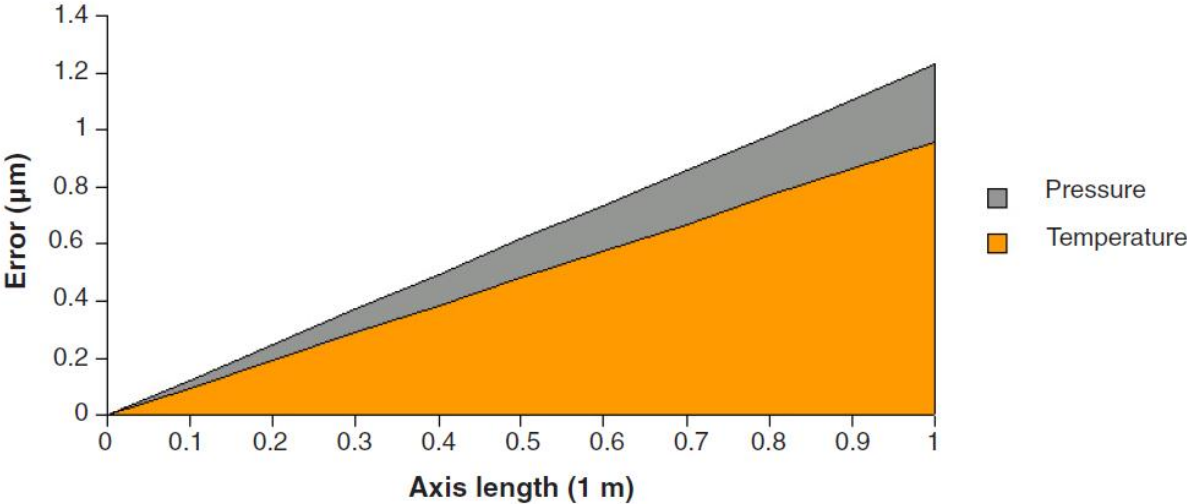
The graph below illustrates the typical coefficient of linear thermal expansion  $\alpha$ . ZERODUR® exhibits a very slight linear expansion over the entire temperature range. It is especially low in the room temperature range.



If even higher thermal expansion quality is required and cooling rates other than 0.1K/min (or the initial cooling rate) can not be avoided in the critical temperature region during processing or use of ZERODUR®, we recommend considering the use of ZERODUR® M as a material variation of ZERODUR®.

# Annexe E

Erreur en fonction de la température/pression [Renishaw]



# Annexe F

**Données d'entrée**

$\alpha$ (rad)	0,075258534
$F_{\text{compression}}$ (N)	140
$e$ (mm)	0,1
$b$ (mm)	2,8
$S$ (Coef)	3

$L$ (mm)	19,81
$I$ (mm <sup>4</sup> )	0,000233333
$b$ (mm)	1
$\epsilon$	0,182491856

**Matériaux**

	Acier Böhler X220CrVMo13-4	Titane 6Al-4v	Alu Perunal-215 (7075)	Alu Contal	Nylon
$E$ (N/mm <sup>2</sup> )	196000	114000	72000	72000	2100
$R_{0,2}$ (N/mm <sup>2</sup> )	2050	830	480	520	64
$\sigma_d$ (N/mm <sup>2</sup> )	800	500	110	120	
$R_{0,2}/E$ (%)	1,045918367	0,728070175	0,666666667	0,722222222	3,04761905
$\sigma_d/E$ (%)	0,408163265	0,438596491	0,152777778	0,166666667	
$r/e$	9,325978029	19,24613312	22,95474568	19,55907324	1,09842045
$r_s$	2,797798409	5,773839935	6,886423704	5,867721972	0,32952613
$K_G$ (N.mm/rad)	73,39124612	29,71450453	17,18429177	18,61631609	2,2912389
$M_I$ (N.mm)	5,523317575	2,236270043	1,293264603	1,401036653	0,17243528
$\sigma_r$ (N/mm <sup>2</sup> )	1183,568052	479,2007234	277,1281292	300,22214	36,9504172
$\alpha_c$ (N/mm <sup>2</sup> )	500	500	500	500	500
$\sigma$ (N/mm <sup>2</sup> )	1683,568052	979,2007234	777,1281292	800,22214	536,950417
$L_c$ (mm)	1,807581835	2,615073215	2,858969822	2,636525435	0,55265845
$N_c$ (N)	139,0261024	38,6343277	20,41500859	24,0051696	15,9346262

$r/e = (4 E \alpha_m / 3 \pi \sigma_{adm})^2$
$r_s = e \times S$
$K_G = (2 E b e^{2,5}) / (9 \pi r^{0,5})$
$M_I = K_G \alpha$
$\sigma_r = (4 E \alpha_m e^{0,5}) / (3 \pi r^{0,5})$
$\alpha_c = F_{\text{compression}} / b e$
$\sigma = \sigma_r + \alpha_c$
$L_c = 2 r_s \sin [\cos^{-1} \{1 - (3 e / 2 r)\}]$
$\sigma_r = (4 \pi^2 E I) / (\epsilon^2 L^2)$



## Annexe G

### Mise à jour du cahier des charges

#### **Architecture et technologie de la cinématique de positionnement**

La cinématique devra avoir une course de positionnement de  $X = Y = 50$  mm et  $Z = 2$  mm. D'un point de vue mécanique, l'architecture parallèle est séduisante mais s'accompagne d'un prix trois fois supérieur à une cinématique série. C'est pourquoi le choix se porte sur une cinématique série. Les actionneurs utiliseront la technologie "Stick and slip".

L'assemblage des axes devra être réalisé avec une erreur d'orthogonalité inférieure à  $2,424 \cdot 10^{-5}$  rad ( $1,39$  m°).

Afin d'assurer de bonne caractéristique de répétabilité, la cinématique sera asservi par deux interféromètres laser. Le porte échantillons sera réalisé en Zerodur. Une régulation en température de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  devra être assurée. Ainsi, l'incertitude de mesure sera de  $\pm 50$  nm.

#### **Isolation électrique du porte échantillons**

Le porte échantillons, conçu avec un matériau non conducteur, sera recouvert par une fine couche d'or au niveau des échantillons. Cette solution permet d'éviter le risque de phénomène de claquage entre le porte échantillons et la cinématique de positionnement et ainsi devoir adapter la distance porte échantillons/cinématique de positionnement lors de chaque changement de pression/gaz. En revanche, des courants de surface seront présents sur le porte échantillons. La géométrie de celui-ci devra ne pas comporter de forme pouvant générer des renforcements localisés du champ électrique (formes en pointe).

Le paramètre de distance entre le porte échantillons et l'électrode permettant d'éviter le risque de rupture de l'isolation sera assuré par le physicien. Néanmoins, ce point est à discuter car la cinématique devra avoir une course suffisante pour assurer ces variations de distance.

La différence de potentiel entre l'électrode et le porte échantillons sera obtenue par application d'une tension continue. Ainsi la géométrie de l'isolateur, bien que maintenant relié à deux potentiels 0 V de chaque côté, sera en tronc conique à  $45^\circ$ .

L'enceinte étant susceptible d'être utilisée avec une pression inférieure à  $10^{-7}$  Pa, je m'oriente vers un isolateur en céramique tel que le verre. Un traitement de surface la rendant plus rugueuse devra être réalisé. La longueur de cet isolateur doit être définie par le physicien.

#### **Méthode d'introduction du porte échantillons**

L'introduction du porte échantillons s'effectuera selon un axe vertical. L'assemblage du système sur la chambre sera dissocié du système d'ouverture. Ceci évite de devoir régler à

nouveau le système d'introduction lors de chaque cycle d'ouverture et fermeture de la chambre.

Le manipulateur sera assemblé verticalement. Le risque de translation violente liée aux efforts de volume dû à la gravité associé à la partie mobile de la canne de transfert magnétique oblige l'élimination de cette solution. Le porte échantillons sera déposé sur un support isostatique respectant la règle de stabilité.

Un prototype du système de préhension et de la pince flexible décrit dans la pré-étude devra être réalisé et validé. La pince flexible doit être réalisée de façon monolithique par l'intermédiaire de cols circulaires tronqués à la valeur  $4h_0$ .

## Annexe H

<b>Estimation budgétaire pour l'ensemble Chambre à vide - mouvement x y z - système de pompage d'Andromede</b>		
<b>Ensemble chambre à vide</b>	Chambre à vide en inox + plaque intermédiaire	15 000,00 €
	Table anti vibration (1000mm x 1000mm) de type Newport M-VIS3636-RG4-325A	5 000,00 €
	Système d'introduction (canne de transfert + sas + vanne + accessoires)	8 000,00 €
<b>Mouvement xyz</b>	Tables de nanopositionnement + contrôleurs (SmarAct ou Aerotech)	23 000,00 €
	Interferomètres ( Renishaw RLE10 double Axes)	23 000,00 €
	PE en zérodur + support isostatique	1 200,00 €
	Mécanique support des tables et interféromètres	2 000,00 €
<b>Système de pompage (vide 10<sup>-7</sup>)</b>	Pompe sèche primaire (15m <sup>3</sup> /h)	4 000,00 €
	Pompe secondaire (30l/s)	8 000,00 €
	Accessoires (dont plots antivibrations)	2 000,00 €
	Somme	91 200,00 €
	Marge	8 800,00 €
	Total	<b>100 000,00 €</b>