



Geometric position control: towards new tools more efficient

Gilles Diolez

► To cite this version:

Gilles Diolez. Geometric position control: towards new tools more efficient. Engineering Sciences [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2006. English. NNT: 2006ENAM0029 . pastel-00002351

HAL Id: pastel-00002351

<https://pastel.hal.science/pastel-00002351>

Submitted on 25 May 2007

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.



Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

THÈSE

pour obtenir le grade de

Docteur

de

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Génie Mécanique"

présentée et soutenue publiquement

par

Gilles DIOLEZ

le 15 septembre 2006

MAITRISE DE LA POSITION GEOMETRIQUE DES SOLIDES : VERS DE NOUVEAUX OUTILS PLUS EFFICACES

Directeur de thèse : Patrick MARTIN

Codirecteur(s) de thèse : Stéphane LELEU

Jury :

M. Daniel BRUN-PICARD , Professeur des universités, CER ENSAM Aix	Président
M. François PIERROT , Directeur de recherche, LIRMM	Rapporteur
M. Pascal RAY , Professeur des universités, IFMA	Rapporteur
M. Didier BRISSET , Docteur, Ingénieur Projet, CEA CESTA	Examineur
M. Thierry ROUX , Directeur Technique, SYMETRIE	Examineur
M. Jean-Marie DAVID , Professeur ENSAM, CER ENSAM Metz.....	Invité
M. Patrick MARTIN , Professeur des universités, CER ENSAM Metz.....	Examineur
M. Stéphane LELEU , Maître de conférences, CER ENSAM Lille	Examineur

Laboratoire de Mécanique et Mathématique Appliquée
ENSAM, CER de Lille

A Aline,

A ma famille,

A mes amis.

REMERCIEMENTS

Ce travail de thèse a été réalisé au sein de la société SYMETRIE, dans le cadre d'une collaboration avec le Laboratoire de Métrologie et de Mathématiques Appliquées (L2MA) de l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers (ENSAM) de Lille.

A mes collègues et amis, **Olivier LAPIERRE** et **Thierry ROUX**, cofondateur de la société SYMETRIE, sans qui cette thèse n'aurait jamais vue le jour. A leur volonté de créer une société innovante dans le domaine de la précision mécanique. A la confiance qu'ils ont mise en moi, en m'accueillant au sein de cette société naissante et au moyen qu'ils m'ont fourni pour le développement de tous les travaux de cette thèse. Je les remercie aussi pour leur aide, leurs conseils et leur soutien pendant toutes les étapes de cette thèse.

Mes plus grands remerciements vont à monsieur **Jean-Marie DAVID**, professeur ENSAM, qui m'a généreusement dispensé, au cours de ces travaux, son grand savoir et savoir-faire acquis grâce à sa grande expérience de la conception et de la réalisation de machine de mesure de très haute précision. Au maître, ma profonde gratitude et reconnaissance, pour ses directives, ses conseils et sa grande disponibilité sans lesquels ces travaux n'auraient pu aboutir.

Je suis aussi profondément reconnaissant à monsieur **Stéphane LELEU**, maître de conférence au CER ENSAM de Lille, qui m'a guidé et encadré en me faisant partager ses compétences dans le domaine de la mécanique de précision. Ses précieux conseils, ses encouragements et son amitié ont été essentiels à l'aboutissement de ce travail.

Je tiens à remercier également monsieur **Patrick MARTIN**, professeur des universités au CER ENSAM de Metz, pour avoir accepté d'être mon directeur de thèse. Je lui suis reconnaissant d'avoir bien voulu m'encadrer et de m'avoir conseillé lors de la rédaction de mon mémoire.

Je remercie monsieur **Daniel BRUN-PICARD**, Professeur des universités au CER ENSAM d'Aix-en-Provence, de l'honneur qu'il m'a fait d'accepter la présidence du Jury.

J'adresse également mes plus vifs remerciements à monsieur **François PIERROT**, directeur de recherche au Laboratoire d'Informatique, de Robotique et de Micro-électronique de Montpellier (LIRMM) et monsieur **Pascal RAY**, professeur des universités à l'Institut Français de Mécanique Avancée (IFMA), pour l'honneur qu'ils m'ont fait d'accepter la lourde tâche de rapporteur.

VI

Je tiens également à remercier monsieur **Didier BRISSET**, Ingénieur Projet au CEA CESTA pour sa participation u jury.

Je suis très reconnaissant à **Olivier GIBARU**, maître de conférences au CER ENSAM de Lille et directeur du Laboratoire de Métrologie et de Mathématiques Appliquées (L2MA), pour ses conseils et son aide sur les aspects mathématiques de mes travaux.

Je souhaite aussi remercier messieurs, **Claude FIORONI**, **Yvon PISTRE** et **Thierry RECH**, de COMAU Systèmes France, pour leur aide et particulièrement pour la mise à disposition d'une de leurs machines afin de réaliser une campagne de mesure.

Je remercie messieurs **François PIERROT** et **Olivier COMPANY** du Laboratoire d'Informatique, de Robotique et de Micro-électronique de Montpellier (LIRMM) pour leurs précieux conseils sur les machines à structures parallèles.

Je tiens également à remercier tous mes collègues de travail au sein de SYMETRIE, **Matthieu CUQ**, **Pierre NOIRE**, **Romain PAWLOWSKI**, **Bruno PETIT-PHAR**, **Camille SALGUES**, pour leur aide, leur soutien et leur bonne humeur.

A l'ensemble des membres de l'équipe du L2MA et en particulier à **Ludovic LAHOUSSE**, pour leur amitié et profonde sympathie.

A mes parents, ma sœur, tous mes proches, tous mes amis, mes camarades de promotions qui m'ont aidé, encouragé et soutenu à tous les moments de ma vie.

Et pour finir, à ma compagne **Aline**, qui a participé activement à la réalisation de ce mémoire, grâce à sa lecture attentive et à ses corrections. Sa patience et son soutien au quotidien ont été essentiels à l'achèvement de ce travail. Je lui exprime ici toute ma reconnaissance et mon amour...

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES.....	1
INTRODUCTION GENERALE	7
CHAPITRE I : LES CONCEPTS FONDAMENTAUX LIES A LA MAITRISE DU POSITIONNEMENT D'UN SOLIDE DANS L'ESPACE.....	9
1. Écriture d'un référentiel dans l'espace	11
2. Analyse des structures de machines classiques.....	12
2.1. La chaîne cinématique.....	13
2.1.1. Définition.....	13
2.1.2. Les différentes architectures de machine.....	16
2.1.2.1. L'architecture série	17
2.1.2.2. L'architecture parallèle	18
2.1.3. Les liaisons	21
2.2. La chaîne métrologique	22
2.3. Les sources de perturbations.....	23
2.3.1. Les erreurs de géométrie.....	23
2.3.2. Erreur d'Abbe.....	23
2.3.3. Les variations de chargement	24
2.3.4. Les effets thermiques.....	25
2.4. Les protections contre les sources de perturbations.....	26
2.4.1. La construction des éléments.....	26
2.4.2. La réalisation des liaisons.....	27
2.4.3. La redondance	28
2.5. La correction informatique	28
2.5.1. La décrivabilité des effets.....	29
2.5.2. Modélisation de l'influence des défauts : le Torseur de Petits Déplacements.....	29
2.5.3. Les limites de la correction.....	30
3. Le concept de structure métrologique dissociée	31
3.1. Historique	31
3.2. Principe.....	32
3.2.1. Chaîne métrologique dissociée	32
3.2.2. Chaîne cinématique	32
3.2.3. Avantages	33
4. Modélisation des défauts géométriques.....	34
4.1. Les défauts géométriques des axes pris individuellement	35
4.2. Défauts d'assemblage des axes.....	38
4.3. Nouvelle méthode de description des erreurs géométriques.....	41

4.3.1.	Principe.....	41
4.3.2.	Les paramètres associés aux différents mouvements.....	41
4.3.3.	Les contraintes de positionnement.....	42
4.3.4.	Méthodologie.....	42
4.3.5.	Exemple de reconstruction d'une machine 5 axes.....	44
4.3.6.	Le principe de reconstruction pour les architectures parallèles	45
	Conclusion sur notre méthode d'identification des défauts géométriques	50
5.	Conclusion	50
CHAPITRE II : LES OUTILS DE MESURE ET DE VERIFICATION DU POSITIONNEMENT		51
1.	Les concepts.....	52
1.1.	Le comparateur linéaire.....	52
1.1.1.	Définition.....	52
1.1.2.	Les diverses technologies	54
1.2.	Le comparateur de rotation.....	56
1.3.	Le comparateur bidimensionnel plan	57
1.4.	Le comparateur de rectitude	58
1.5.	Le concept d'étalon de longueur	59
2.	Applications de ces concepts aux mesures classiques.....	61
2.1.	La mesure des défauts des axes	61
2.2.	La mesure des défauts de position relative des mouvements des axes	61
2.3.	Mesure type d'une machine à 3 axes linéaires	61
2.3.1.	Les outils	62
2.3.2.	Méthode de mesure.....	62
3.	Application de ces concepts aux mesures globales	64
3.1.	BallBar	64
3.1.1.	Principe.....	64
3.1.2.	Défaut d'excentration	66
3.1.3.	Erreur d'échelle	67
3.1.4.	Défaut de perpendicularité.....	67
3.1.5.	Pic et jeu à l'inversion	69
3.1.6.	Synthèse.....	69
3.2.	Laser tracker	69
3.2.1.	Principe.....	70
3.2.2.	Incertitude de mesure.....	71
3.2.3.	Synthèse.....	72
4.	Conclusion	72
CHAPITRE III : UNE METHODE DE DEPOUILLEMENT PAR IDENTIFICATION GLOBALE DE PARAMETRES A PARTIR DE MESURES REDONDANTES		75
1.	Méthode de la base orthonormale	76
1.1.	Présentation	76
1.2.	Le principe.....	76
1.2.1.	Explication.....	76
1.2.2.	Écriture mathématique.....	78
1.3.	Calcul de la matrice orthonormale.....	79
1.4.	Exemples d'utilisation de la base orthogonale	80
1.4.1.	Exemple avec 2 paramètres : identification d'une droite dans le plan	80
1.4.2.	Exemple avec trois paramètres : Cercle aux moindres carrés par 4 points coplanaires	84
2.	Application à un cas non linéaire.....	86
2.1.	Principe.....	86

2.1.1.	Écriture de la matrice de signatures.....	87
2.1.2.	Application de la projection	87
2.1.3.	Vérification de la linéarité	88
2.1.4.	Préparation de la nouvelle étape d'optimisation.....	88
2.1.5.	Poursuite du processus et convergence.....	89
2.2.	Application à l'identification du mouvement d'un solide	89
3.	Analyse de la dépendance.....	94
3.1.	Présentation de la dépendance.....	94
3.2.	La propagation d'incertitude	96
3.2.1.	Principe mathématique	96
3.2.2.	Application au calcul de l'orthogonalisation par Gram Schmidt.....	98
3.3.	Application à l'identification d'une droite dans le plan	98
3.4.	Exemple du cercle aux moindres carrés par 4 points.....	99
4.	Conclusion	100

CHAPITRE IV : APPLICATIONS A LA QUALIFICATION DES MACHINES 101

1.	Les différentes stratégies	102
1.1.	Les deux stratégies de mesure	102
1.1.1.	La mesure analytique.....	102
1.1.2.	La mesure globale.....	102
1.2.	Les deux stratégies de correction.....	103
1.2.1.	La correction analytique	103
1.2.2.	La correction globale	104
1.3.	Synthèse	104
1.4.	Une nouvelle voie.....	106
2.	Mesures au BallBar Volumique.....	107
2.1.	Les méthodes actuelles	107
2.2.	Présentation de notre méthode : Le BallBar volumique	107
2.3.	Analyse.....	109
2.3.1.	Les défauts à identifier	109
2.3.2.	Analyse classique	110
2.3.2.1.	Excentration.....	111
2.3.2.2.	Défait de perpendicularité.....	111
2.3.2.3.	Erreur d'échelle relative.....	111
2.3.3.	Analyse innovante	112
2.3.3.1.	Rectitudes de l'axe Z	112
2.3.3.2.	Perpendicularité par rapport au plan des cercles.....	115
2.4.	Validation sur machine outil	116
2.4.1.	Validation de l'analyse classique.....	116
2.4.2.	Validation de l'analyse innovante	117
2.5.	Conclusion.....	118
3.	Mesures au Laser Tracker	119
3.1.	Les mesures actuelles des défauts de machines au laser tracker.....	119
3.2.	Notre approche	120
3.3.	Précautions de mise en œuvre	120
3.4.	Balayage par plans successifs.....	123
3.4.1.	Principe.....	123
3.4.2.	Résultat des mesures.....	125
3.4.3.	Conclusion.....	126
3.5.	Méthode des cylindres	126
3.5.1.	Principe.....	126
3.5.2.	Résultat des mesures.....	127
3.5.3.	Conclusion.....	129
3.6.	Conclusion sur la mesure au laser tracker	129

CHAPITRE V : DEVELOPPEMENT D'UN NOUVEL OUTIL DE CALIBRATION. 131

1. Présentation	132
2. Besoins.....	132
2.1. Dispositif de mesure pour la calibration des machines-outils	132
2.2. Dispositif de mesure de trajectoire	133
2.3. Dispositif permettant la mesure de la stabilité de collage.....	133
2.4. Dispositif de mesure pour la calibration à grande dynamique.....	134
2.5. Bilan	134
3. Le concept de "Polypode"	134
3.1. Principe.....	134
3.2. Principaux avantages.....	136
3.3. Choix du nombre de capteurs et de leur disposition	137
4. Conception du capteur de mesure de distance :	138
4.1. Besoin.....	138
4.2. Proposition	139
4.2.1. Technologies pour mesurer une distance.....	139
4.2.2. Présentation de la structure générale du capteur de mesure de distance.....	142
4.2.3. Structure pour le dispositif de calibration des machines-outils	143
4.2.4. Structure pour le dispositif de calibration à grande dynamique.....	145
4.2.5. Structure pour le dispositif de mesure de trajectoire	147
4.2.6. Structure pour le dispositif de suivi de collage.....	148
5. Conception de l'articulation.....	149
5.1. Besoin.....	149
5.2. Proposition	150
6. Conception des plateformes	152
6.1. Besoin.....	152
6.2. Proposition	153
7. Résultats.....	155
7.1. Dispositif de mesure pour la calibration des machines-outils	155
7.2. Dispositif de mesure de trajectoire	156
7.3. Dispositif permettant la mesure de la stabilité de collage.....	158
7.4. Dispositif de mesure pour la calibration à grande dynamique.....	161
8. Conclusion	163
CONCLUSION GENERALE.....	165
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	167
ANNEXE I : LES LIAISONS.....	177
1. Définitions.....	177
2. Liaison isostatique.....	178
3. Liaison hyperstatique	179
4. Liaison à hyperstatisme contrôlé.....	182
ANNEXE II : EXEMPLES DE RECONSTRUCTION VIRTUELLE	185
1. Exemple de reconstruction d'une machine 5 axes.....	185

2. Exemple de reconstruction pour un goniomètre 6 axes	190
--	-----

ANNEXE III: LES PRINCIPES ET LES TECHNOLOGIES DES MOYENS DE MESURE 193

1. Le comparateur linéaire	193
1.1. Définition	193
1.2. Comparateur mécanique	195
1.3. Comparateur capacitif	200
1.4. Laser interférométrique	201
1.5. Synthèse	207
2. Le comparateur de rotation	208
2.1. Le codeur angulaire	208
2.2. Le double comparateur à axes parallèles	210
2.3. Référence particulière	211
2.3.1. Axe optique ou laser : lunette autocollimatrice	211
2.3.2. Axe de gravité terrestre	212
2.3.3. D'autres références moins utilisées	214
2.4. Synthèse	215
3. Le comparateur bidimensionnel plan	216
4. Le comparateur de rectitude	217
4.1. Mesure au fil tendu	217
4.1.1. La référence	217
4.1.2. La mesure par un microscope	219
4.1.3. La mesure capacitive	220
4.2. Mesure par rapport à un rayon lumineux	221
4.2.1. La référence	221
4.2.2. Mesure par une cellule 4 quadrants	221
4.2.3. Mesure par cellule PSD	222
4.2.4. Mesure avec un interféromètre	223
4.3. Mesure de rectitude au niveau électronique	224
4.4. Synthèse	224
5. Le concept d'étalon de longueur	225

ANNEXE IV: LES METHODES CLASSIQUES POUR MESURER LES DEFAUTS GEOMETRIQUES DES MACHINES 229

1. La mesure des défauts des axes	229
1.1. Mesure de justesse	229
1.2. Mesure de rectitude	229
1.3. Mesure de battement radial et axial	232
1.4. Mesure de roulis, tangage ou lacet	233
1.5. Mesure de battement angulaire	234
2. La mesure des défauts de position relative des mouvements des axes	235
2.1. Perpendicularité entre deux axes	235
2.2. Perpendicularité entre B et le plan généré par X et Z	238
2.3. Parallélisme entre Y et B	239
2.4. Synthèse	240
3. Mesure type d'une machine à 3 axes linéaires	241
3.1. Les outils	241
3.2. Méthode de mesure	241

INTRODUCTION GENERALE

Il existe un grand nombre d'applications qui nécessitent la maîtrise du positionnement de solides dans l'espace. Les robots doivent déplacer un outil qui peut prendre plusieurs formes : pince de préhension, pince de soudure, pistolet de peinture, outils chirurgicaux... La qualité de travail de l'outil dépend souvent directement de la qualité de son positionnement. Les machines outils doivent déplacer un outil par rapport à une pièce, la position ou la trajectoire de cet outil faisant la qualité de réalisation de la pièce.

Ces quelques exemples montrent la nécessité de maîtriser la qualité du positionnement et, par extrapolation, la qualité du mouvement. Pour évaluer cette qualité, plusieurs aspects du positionnement seront à analyser. L'ensemble de cette thèse portera sur les concepts, les outils, les méthodes qui permettent de mesurer, maîtriser, voire corriger les défauts de positionnement.

Nous bornerons, en général, notre étude sur le développement et l'application de ces concepts aux machines outils à commande numérique mais ils sont très facilement adaptables à tout autre positionneur ou générateur de trajectoire.

Le **premier chapitre** propose une analyse des concepts indispensables pour concevoir, modéliser et corriger tout positionneur. Il s'intéresse, en particulier, à la structure des machines et principalement à sa décomposition en deux sous-ensembles fonctionnels : la chaîne cinématique, qui génère le mouvement, et la chaîne métrologique, qui détermine la position. De plus, il présente les principales sources de perturbations qui détériorent la qualité d'un positionneur et les méthodes pour s'en prémunir ou pour les corriger informatiquement. Du constat de la sensibilité aux perturbations, nous présenterons le concept de structure métrologique dissociée, développé dans notre laboratoire, qui a permis la réalisation de machines de très haute précision. La fin de ce chapitre s'intéresse à la modélisation des défauts géométriques et en particulier à une méthodologie originale qui permet d'identifier, de façon exhaustive et minimale, le type et le nombre de défauts géométriques d'une machine. Cette méthode est parfaitement adaptée à des machines à structure série, mais nous proposons une généralisation qui permet de l'appliquer aux machines à structure parallèle.

Le **second chapitre** présente les moyens à mettre en œuvre pour mesurer ces défauts géométriques. Pour mieux maîtriser ces moyens de mesure, ce chapitre décrit dans un premier temps, les principaux concepts de mesure utilisés, en décrivant leur principe, les précautions d'utilisations et les sources d'incertitudes. A partir de cette synthèse il présente ensuite leur mise en œuvre pour la mesure de l'ensemble des défauts géométriques d'une machine. Enfin il décrit le principe de fonctionnement d'outils dit de mesure « globale ».

Le **troisième chapitre** décrit une méthode d'optimisation qui permet de traiter la redondance de mesure introduite par une quantité d'informations supérieure à celle strictement nécessaire à l'identification des paramètres. Il existe un grand nombre de méthodes de résolution de systèmes surdimensionnés [PRE92], mais notre méthode de traitement, nommée optimisation par « la base orthonormale », présente le principal avantage de proposer une démarche qui se veut proche de la physique des phénomènes à identifier. C'est une méthode linéaire qui nécessite d'utiliser des phénomènes physiques linéaires, mais nous présenterons une méthode basée sur une itération pour pouvoir l'utiliser sur des phénomènes non linéaires. Tous ces principes seront illustrés par des exemples. Nous présenterons aussi une réflexion sur la dépendance physique des paramètres à identifier dans le but de garantir la pertinence du résultat de l'optimisation. Nous proposerons une analyse basée sur la propagation des incertitudes de mesure, afin de connaître la qualité du résultat de l'optimisation sur les paramètres à identifier.

Le **quatrième chapitre** présente une nouvelle stratégie de mesure et de correction. Celle-ci utilise des mesures qui sont l'image de l'effet de plusieurs défauts géométriques. Mais une analyse utilisant des méthodes d'optimisation comme celle présentée au chapitre III permet d'identifier les défauts géométriques qui seront alors utilisés pour réaliser la correction de la machine. Cette stratégie sera utilisée sur deux moyens de mesure : le BallBar et le laser tracker. Pour chacun de ces moyens de mesure, nous proposerons une stratégie de mesure originale, nous décrirons le principe de la mesure et l'analyse associée. De plus nous présenterons des résultats de mesures réalisées sur des machines-outils, ainsi que leur comparaison avec des mesures classiques. Cette stratégie de mesure permet de déterminer un grand nombre de défauts géométriques en beaucoup moins de temps que des méthodes classiques. De plus il est possible, même avec des moyens moins précis, grâce à une redondance de mesure et des stratégies d'acquisition particulières, de conserver une bonne qualité d'identification des défauts géométriques.

Enfin le **cinquième chapitre** fera l'objet de la présentation d'un nouveau moyen de mesure des défauts géométriques. La principale qualité de notre moyen de mesure est de permettre la détermination en simultané de tous les paramètres de positionnement d'un solide dans l'espace. Lors du développement de ce nouvel outil nous avons eu l'opportunité de pouvoir le décliner pour d'autres applications que la calibration des machines. Nous présenterons toutes ces réalisations.

CHAPITRE I :

LES CONCEPTS FONDAMENTAUX LIES A LA MAITRISE DU POSITIONNEMENT D'UN SOLIDE DANS L'ESPACE

L'amélioration des performances en termes de précision des robots, des machines-outils et des machines à mesurer repose sur la maîtrise du positionnement de l'outil par rapport à la pièce. De nombreux concepts, développés depuis de nombreuses années, forment les principes indispensables à la conception, à la modélisation et enfin à la correction de ces machines.

Tout d'abord, dans le premier paragraphe, nous présenterons le paramétrage de la position d'un référentiel dans l'espace. Cette étape est la base de l'identification du mouvement d'un solide.

Puis dans le second, nous nous intéresserons à la structure des machines. Nous présenterons une analyse basée sur la décomposition de la structure en une chaîne cinématique, qui génère le mouvement, et en une chaîne métrologique, qui détermine la position. Après l'analyse des concepts liés à ces deux chaînes, nous présenterons les perturbations qu'elles peuvent subir, les méthodes pour s'en prémunir ou pour les corriger informatiquement.

Dans le troisième paragraphe, nous présenterons le concept de structure métrologique dissociée, développé dans notre laboratoire, qui a permis la réalisation de machines de très haute précision.

Enfin, le dernier paragraphe sera consacré à la modélisation des défauts géométriques. Dans un premier temps nous présenterons les défauts des axes pris individuellement. Puis nous nous intéresserons aux défauts d'assemblage des axes. Nous présenterons une méthodologie originale permettant d'identifier ces défauts grâce à une modélisation minimale et exhaustive. Nous montrerons aussi une généralisation de cette modélisation aux machines à structure parallèle.

Lexique

Axe	Degré de liberté commandé numériquement et continûment. Ceci implique un asservissement de position, vitesse et accélération [BER03] . La désignation des axes relève de l'application de la norme NF-Z 68-020 : les axes de translation sont nommés X, Y, Z, U... ; les axes de rotations sont nommés A, B, C...
Chaîne cinématique	Chaîne, composée de solides et de liaisons motorisées, permettant le mouvement de l'outil par rapport à la pièce.
Chaîne métrologique	Chaîne, composée de solides et de capteurs, permettant de connaître la position de l'outil par rapport à la pièce.
Glissière informationnelle	Liaison de la chaîne métrologique qui permet de transmettre l'information de position. Elle est constituée par des capteurs et des surfaces de références.
Liaison cinématique	Liaison assurant un mouvement entre deux solides suivant un ou plusieurs degrés de liberté.
Liaison paramétrée	Liaison cinématique dont les degrés de liberté sont identifiés par une variable.
Liaison active	Liaison possédant au moins un de ces degrés de liberté qui est piloté par un actionneur.
Liaison passive	Liaison dont tous les degrés de liberté sont libres (non pilotés)
Paramètre	Description du mouvement d'un des degrés de liberté d'une liaison.
Solide	Pièce structurale d'une machine qui peut être déformable ou indéformable.

1. ÉCRITURE D'UN REFERENTIEL DANS L'ESPACE

La fonction première d'un grand nombre de machines est de positionner un objet dans un espace lié à une pièce pour effectuer une ou plusieurs opérations. Les robots industriels en sont le parfait exemple. Que ce soit pour souder des éléments de carrosserie, réaliser des perçages, des opérations de peinture, à chaque fois le robot doit positionner un outil dans un espace lié à la pièce sur laquelle l'opération doit s'effectuer.

Suivant les besoins, ce positionnement peut être :

- ✓ statique : la machine doit seulement maintenir sa position
- ✓ quasi-statique : la machine doit suivre une trajectoire avec des effets dynamiques négligeables
- ✓ à grande vitesse : les effets de la dynamique ne sont plus négligeables, ils deviennent même les principales sources de perturbations.

Pour positionner un objet dans l'espace, on lui associe un référentiel, qui représente sa position par rapport à un autre référentiel, lié lui à la pièce.

La position d'un référentiel est déterminée de manière exhaustive par 6 composantes indépendantes. Le plus souvent, elles sont constituées des coordonnées de l'origine d'un repère cartésien et de trois angles qui permettent l'orientation de ce repère.

La représentation de l'orientation peut être décrite de bien des manières. En effet, le choix des axes de rotation successifs et leur ordre (non commutativité de la rotation), déterminent le paramétrage. Mais quelque soit la représentation, seuls 3 paramètres sont indépendants pour coder l'orientation.

Les représentations les plus couramment utilisées pour passer d'un repère R à R_n sont :

- ✓ Angles d'Euler : ϕ (précession) rotation autour de Z , θ (nutation) rotation autour de X' , ψ (rotation propre) rotation autour de Z'' (Figure 1).
- ✓ Angles de Roulis, Tangage, Lacet : assimilation des rotations au mouvement d'un navire. Roulis rotation autour de X , Tangage rotation autour de Y , Lacet rotation autour de Z (Figure 2). Pour chaque rotation l'axe de rotation correspond au repère initial R , ceci correspond à la notion de rotations à axes fixes.
- ✓ Quaternions : Cette notation utilise 4 paramètres : Q_1 , Q_2 , Q_3 et Q_4 liés par une relation. Elle correspond à une rotation autour d'un axe « u » d'angle θ (Figure 3).

Pour ne pas faire de confusion lors de l'utilisation de ces notations, il est important de rappeler la définition utilisée. En effet pour les angles d'Euler, certains les définissent avec une rotation autour de l'axe Y' au lieu de l'axe X' . De même la notion d'angles de roulis, tangage et lacet dépend du choix de l'axe principal du mouvement de translation. De plus il est nécessaire de spécifier si les axes de rotation utilisés sont ceux du repère initial ou du repère courant. Seuls les quaternions possèdent une définition sans ambiguïté.

Le choix d'une représentation dépend surtout du besoin. Pour des problèmes d'orientation ou d'assemblage d'axe de robots, les angles d'Euler sont les plus adaptés. Pour des véhicules en mouvement, les angles de roulis, tangage et lacet sont plus intuitifs. Les quaternions, quant à eux, présentent deux avantages. Le premier est que l'écriture de la matrice de rotation n'utilise plus de fonctions trigonométriques, ce qui permet de n'avoir qu'une écriture polynomiale. L'autre avantage est que cette représentation ne possède pas d'indétermination lors du passage entre la matrice de rotation et les paramètres angulaires. Du fait de sa robustesse, cette représentation est très utilisée dans la commande des satellites.

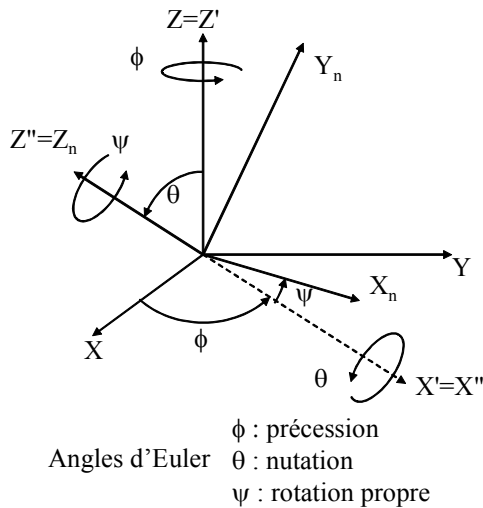


Figure 1 : Angles d'Euler

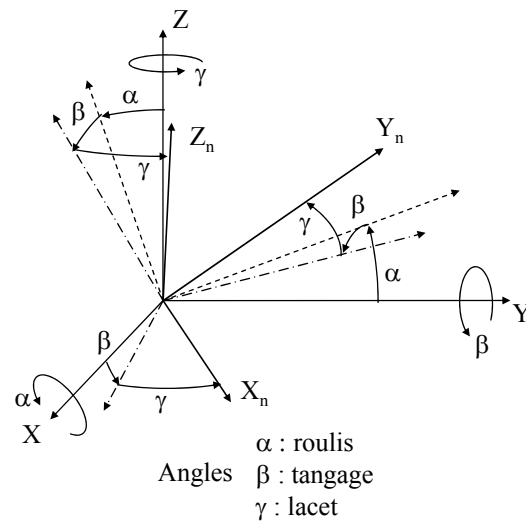


Figure 2 : Angles de roulis, tangage, lacet

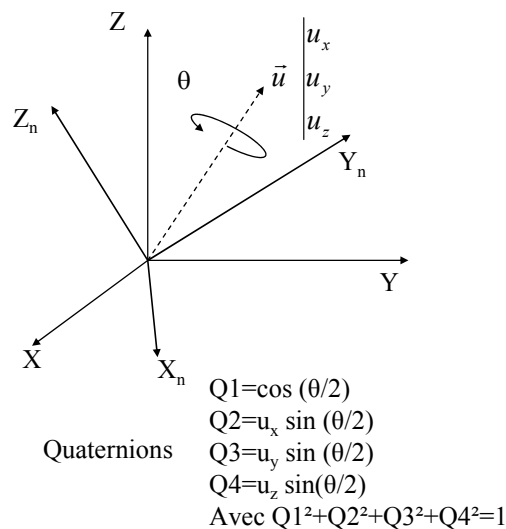


Figure 3 : Les Quaternions

Dans la suite du texte, nous utiliserons toujours la représentation par les angles de roulis, tangage et lacet. Cette représentation permet un codage simple et intuitif, surtout lorsqu'elle est utilisée pour décrire les défauts de positionnement d'un solide par rapport à une position théorique. En effet, dans ce cadre, les rotations sont de petites amplitudes et il est possible, au prix d'une approximation, de les linéariser et de les rendre commutatives et donc indépendantes.

2. ANALYSE DES STRUCTURES DE MACHINES CLASSIQUES

Une machine doit positionner un outil par rapport à une pièce, souvent avec un contrôle en position et vitesse. Ce positionnement consiste à imposer la position d'un référentiel lié à la partie active de l'outil dans un référentiel lié à la pièce. Pour cela, une machine est en général composée d'un ensemble de solides liés entre eux par des liaisons paramétrées. Le positionnement de l'outil par rapport à l'espace pièce est assuré par l'assemblage de ces solides et de leurs liaisons qui forment une ou plusieurs chaînes. Mais le plus souvent cet ensemble constitue une chaîne ouverte de solides (Figure 4).

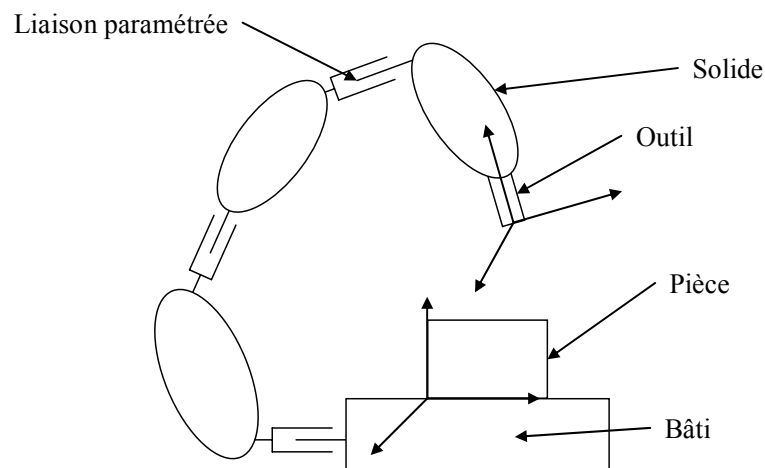


Figure 4 : Exemple de structure de machine

2.1. La chaîne cinématique

2.1.1. Définition

La chaîne cinématique est une chaîne de solides liés par des liaisons paramétrées.

Les solides jouent le rôle de transmetteur de position (Figure 5). Ils imposent la position entre deux référentiels : le premier référentiel est lié à l'extrémité de la liaison précédente et le second à l'extrémité de la liaison suivante.

Dans le cas où le solide peut être considéré comme indéformable, ou que ses déformations sont négligeables devant les autres sources de défauts ou constantes dans le temps, il est assimilable à une liaison sans mobilité. La description de la position relative des deux référentiels d'extrémité est constante.

Dans le cas où les déformations du solide ne sont plus négligeables ou variables, il est envisageable de coder le champ de déformation du solide par 6 paramètres qui correspondent au mouvement relatif des deux référentiels d'extrémité. Si les déformations sont répétables et modélisables, on peut calculer les 6 paramètres pour toutes les positions de la machine et donc les compenser en les intégrant dans le modèle de correction ou de commande.

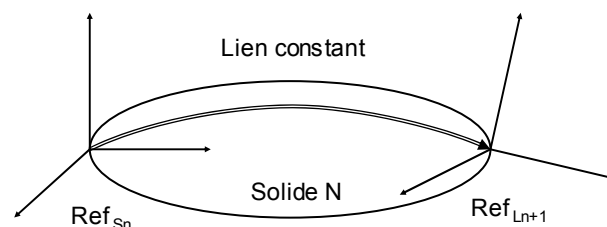


Figure 5 : Un solide

Les liaisons paramétrées introduisent les degrés de mobilité entre les solides de la chaîne afin d'assurer les déplacements de l'outil dans l'espace pièce (Figure 6). Une liaison fait le lien entre les deux référentiels liés à ses extrémités. Les paramètres de la liaison permettent de faire varier la position relative de ces deux référentiels suivant les degrés de

mobilité (également appelés degrés de liberté) de la liaison. Une liaison peut avoir jusqu'à 6 paramètres décrivant les 6 composantes de position relative des deux référentiels. En pratique, une liaison ne possède très souvent qu'un seul paramètre.

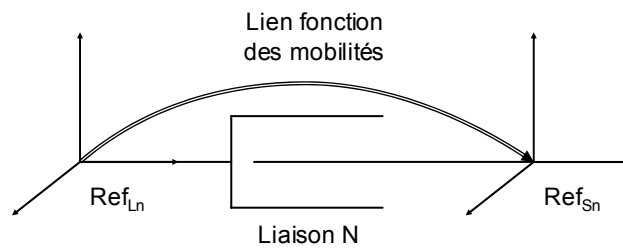


Figure 6 : Une liaison

La Figure 7 montre la description partielle d'une chaîne cinématique avec deux solides indéformables et une liaison paramétrée qui met donc en œuvre 4 référentiels. Le passage entre chaque référentiel nécessite 6 paramètres. Pour simplifier la représentation et limiter le nombre de référentiels et de paramètres, on regroupe le changement de référentiel dû au solide avec celui de la liaison adjacente (soit antérieure soit postérieure en fonction de la modélisation retenue).

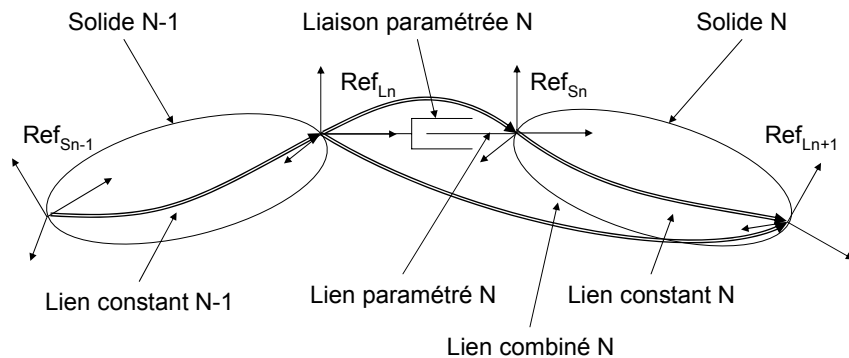


Figure 7 : Description d'une chaîne cinématique

Une liaison paramétrée est constituée d'une liaison cinématique qui assure le guidage du mouvement relatif entre les deux solides. Un paramètre est assigné à chaque degré de mobilité laissé libre par la liaison cinématique. Dans le cas d'une liaison active, un ou plusieurs actionneurs peuvent piloter ces degrés de mobilité. Si aucun degré de mobilité n'est piloté par un actionneur, la liaison est alors passive, tous les paramètres de la liaison sont libres. Ce type de liaisons est surtout présent dans les machines à structure parallèle, où leurs paramètres sont le plus souvent imposés par d'autres liaisons paramétrées de la machine.

Pour la modélisation des robots, des méthodes de paramétrage systématique ont été proposées, la plus répandue est celle de Denavit-Hartenberg (D-H) [DEN55]. Cette méthode permet de déterminer un paramétrage minimum pour passer d'un solide à un autre. Pour cela elle impose des contraintes sur la construction des référentiels consécutifs. Cette méthode impose 2 contraintes et définit 4 composantes de changement de référentiel. Ce codage met en évidence la nécessité d'utiliser deux matrices. La première permet de définir le positionnement du repère lié au second solide par rapport à celui lié au premier solide. La seconde permet de définir le mouvement. Et chacune de ces matrices peut avoir ces défauts.

Par exemple, prenons un robot composé de $n+1$ solides, le solide 0 étant le bâti et le solide n étant l'élément terminal.

La liaison i connecte le solide $i-1$ au solide i , un référentiel R_i est assigné au solide i (Figure 8).

Les deux contraintes de construction du référentiel sont les suivantes :

- ✓ On place l'axe Z_{i-1} suivant l'axe i de la liaison (axe de rotation pour une liaison pivot, axe de translation pour une glissière).
- ✓ On choisit X_i pour qu'il soit la perpendiculaire commune à Z_{i-1} et Z_i . Si Z_{i-1} et Z_i sont sécants, on choisit X_i perpendiculaire à l'intersection. Si Z_{i-1} et Z_i sont parallèles, l'origine de X_i est choisie arbitrairement.

L'axe Y_i est choisi pour former un système de coordonnées direct.

A partir de ces contraintes, on peut déterminer 4 composantes :

- ✓ θ_i : angle entre X_{i-1} et X_i suivant Z_{i-1}
- ✓ r_i : distance entre X_{i-1} et X_i suivant Z_{i-1}
- ✓ d_i : distance entre Z_{i-1} et Z_i suivant X_i
- ✓ α_i : angle entre Z_{i-1} et Z_i suivant X_i

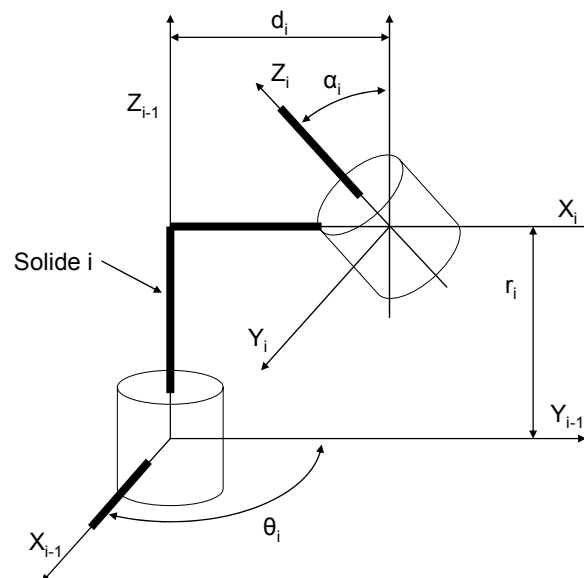


Figure 8 : Paramétrage de Denavit-Hartenberg

Suivant le type de liaison, une de ces composantes est le paramètre de la liaison. Pour une liaison pivot le paramètre est θ_i , et pour une liaison glissière le paramètre est r_i . Ce paramétrage est très bien adapté pour des structures simples de robot, mais il présente une limitation importante liée au traitement de deux liaisons parallèles ou quasi-parallèles, du fait que la position de la perpendiculaire commune change considérablement avec un petit changement d'orientation des axes. HAYATI [HAY83] et MOORING [MOO83] ont signalé cette singularité.

Plusieurs auteurs ont modifié cette représentation pour éliminer cette singularité. HAYATI [HAY83] propose de substituer à la perpendiculaire commune, le segment liant les deux origines placées dans un plan normal à l'articulation i et de remplacer le paramètre d_i par un paramètre angulaire de direction β_i . Cette modification conserve le même nombre de paramètres mais elle présente une singularité quand les deux axes sont perpendiculaires. Certains auteurs ont ainsi, comme DUELEN et SCHROER [DUE91], associé la paramétrisation de Denavit-Hartenberg et celle de Hayati.

D'autres auteurs proposent d'ajouter des paramètres à cette représentation, [SHE71], [HSU85], [VEI86]. Actuellement une des plus utilisée est celle de KHALIL et KLEINFINGER [KHA86], car elle permet d'intégrer les contraintes introduites par la modélisation de robot à boucles fermées. Elle a servi à plusieurs travaux dont [KHA89] [CAE90] [CHA94].

Un certain nombre d'auteurs abandonne complètement la représentation de D-H pour des représentations utilisant les six paramètres qui permettent de décrire la position relative de deux articulations. STONE, ANDERSON et NEUMAN [STO86] [STO87] proposent d'utiliser une transformation géométrique générale à six paramètres (S-model). CHEN et CHAO [CHE87] présentent une transformation entre deux repères associés aux deux solides consécutifs comme le produit de trois matrices, dont l'une d'elle intègre les six paramètres modélisant les défauts géométriques. Une modélisation des défauts géométriques par une transformation à six paramètres, utilisant les angles d'Euler, est aussi proposée par WHITNEY, LOZINSKI et ROURKE [WHI86]. BRODERICK et CIRPA [BRO88] utilisent une description basée sur la matrice des cosinus directeur. PUJO [PUJ93] [PUJ94] modélise les défauts par un Torseur de Petits Déplacements pour le transformer en une matrice de passage homogène.

Nous proposerons par la suite un paramétrage particulier, qui permet d'identifier seulement les défauts géométriques dus à l'assemblage des axes sur la machine. Le nombre de paramètres issu de notre modélisation est minimal tout en décrivant l'ensemble des défauts. Cette modélisation est basée sur le Torseur de Petits Déplacements et la reconstruction virtuelle d'une machine. Elle sera présentée en détail dans le paragraphe 4.

2.1.2. Les différentes architectures de machine

Pour réaliser le lien structural entre l'outil et la pièce, deux familles d'architecture existent (Figure 9) :

- ✓ L'architecture série : Une seule chaîne cinématique réalise le lien entre l'outil et la pièce, elle est constituée de l'association en série de liaisons paramétrées élémentaires.
- ✓ L'architecture parallèle : L'outil est relié à la pièce par plusieurs chaînes cinématiques indépendantes qui sont chacune constituées d'une ou plusieurs liaisons paramétrées élémentaires associées en série.

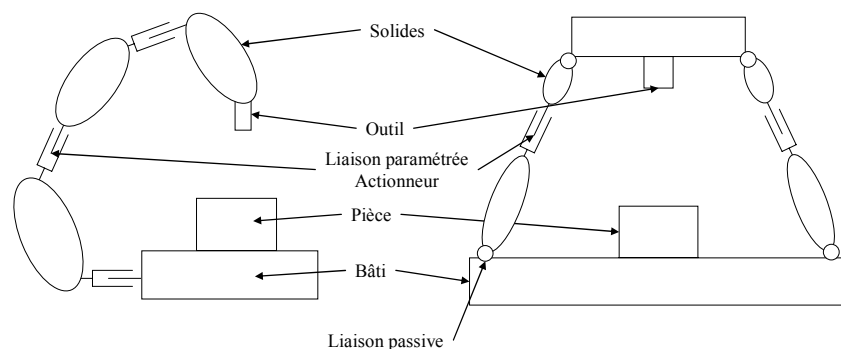


Figure 9 : Les deux architectures de machines

2.1.2.1. L'architecture série

C'est l'architecture dite classique qui a été mise en œuvre dans les premières machines de production, il y a plus d'un siècle, et qui est encore utilisée aujourd'hui dans la majorité des machines. Elle est donc constituée d'une seule chaîne cinématique permettant la mise en position de l'outil par rapport à la pièce. Sa commande est assez simple dans la mesure où les trajectoires élémentaires sont obtenues avec la mise en mouvement d'une seule liaison paramétrée.

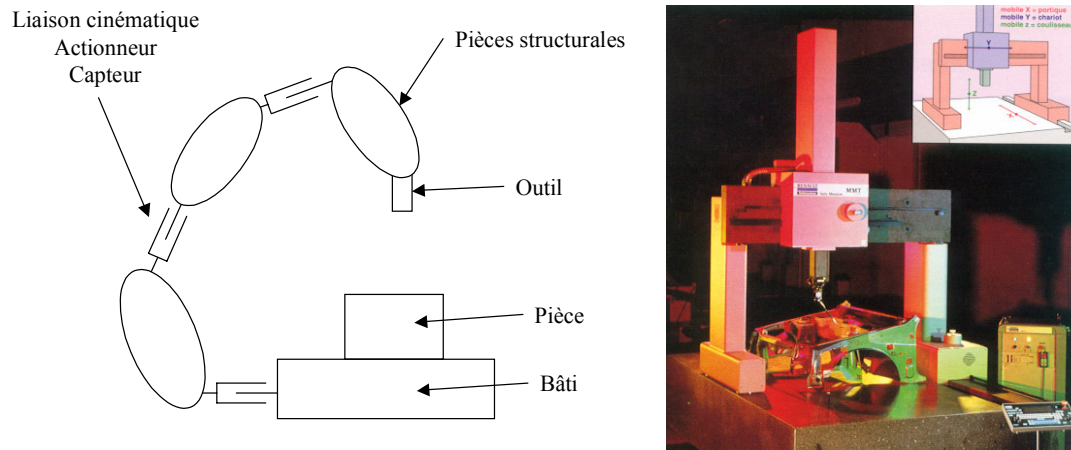


Figure 10 : Architecture série

La position de l'outil par rapport à la pièce s'obtient, simplement, à partir des paramètres des différents actionneurs. C'est le modèle en cinématique directe qui correspond au passage de l'espace articulaire (paramètres des actionneurs) à l'espace opérationnel (coordonnées de l'outil). Il est unique : un vecteur dans l'espace articulaire ne donne qu'un seul vecteur dans l'espace opérationnel.

Le modèle en cinématique inverse est parfois plus complexe, en particulier pour les machines ayant des liaisons pivot, car il peut être non unique. Pour un vecteur dans l'espace opérationnel, il peut exister plusieurs vecteurs solutions dans l'espace articulaire.

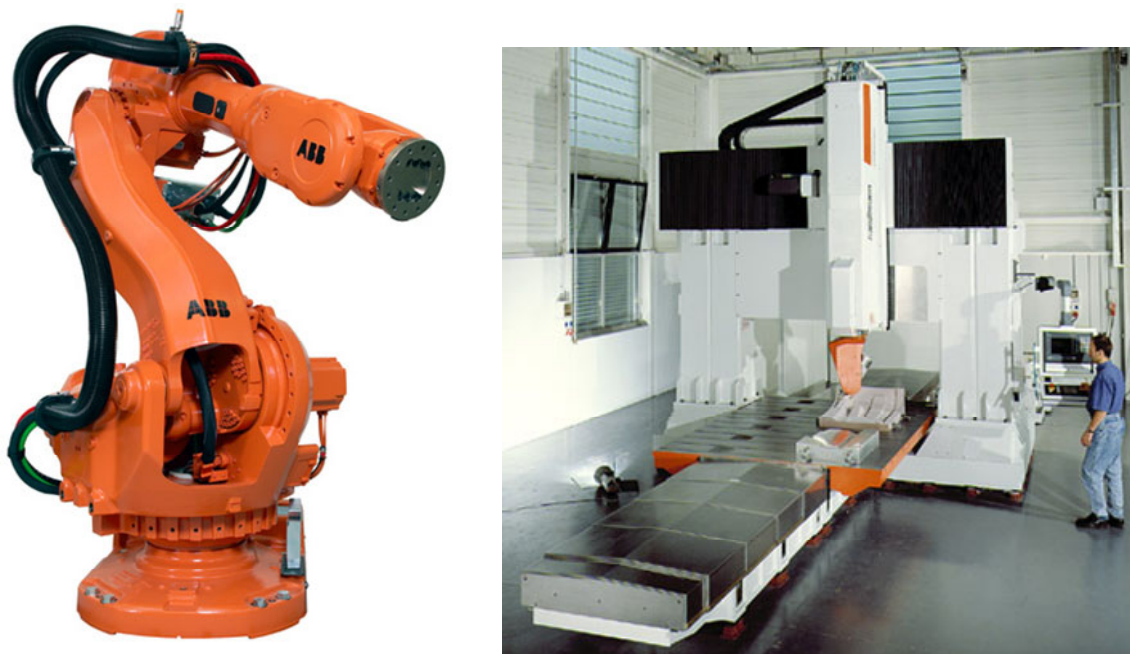


Figure 11 : Exemple d'architecture série

2.1.2.2. L'architecture parallèle

C'est une structure encore peu utilisée mais qui commence à se développer. L'outil est relié à la pièce par plusieurs chaînes cinématiques indépendantes. Actuellement beaucoup d'industriels présentent des prototypes, voire des machines commercialisées, qui utilisent cette structure. La première utilisation de cette architecture est la machine de Gough [GOU56] pour le test de pneumatique. Actuellement l'architecture de Gough (ou plateforme de Stewart) est surtout utilisée pour les simulateurs de vol. D'autres architectures parallèles sont utilisées dans le domaine industriel. Par exemple, le robot Delta [CLA91] est employé pour des applications de « pick and place » dans les industries agroalimentaires ou en robot de chirurgie.

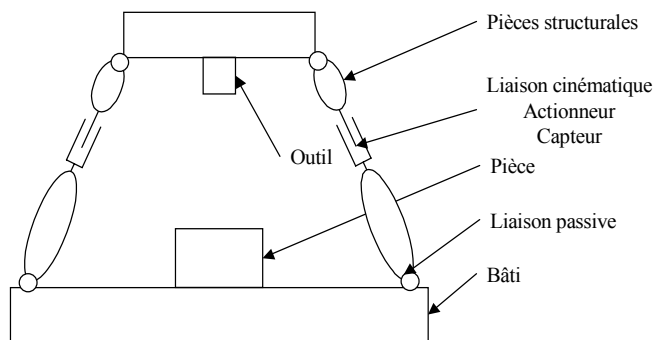


Figure 12 : Architecture parallèle

La commande de cette architecture est relativement complexe, c'est pourquoi elle ne commence son essor que depuis quelques années, avec l'arrivée des nouvelles commandes numériques et de leur capacité de calcul. Pour une machine à structure série, la réalisation d'un mouvement simple ne demande bien souvent que de commander un ou deux actionneurs en simultanément. Pour une machine à structure parallèle, quelque soit le mouvement, il est nécessaire de commander l'ensemble des actionneurs en simultanément. De plus, pour une position des liaisons paramétrées, il peut correspondre plusieurs solutions dans l'espace opérationnel. Il faut donc supprimer ces solutions par des impossibilités physiques ou à partir de l'évolution du vecteur dans l'espace opérationnel. Tout ceci demande une certaine capacité de calcul, dont les commandes numériques actuelles sont parfaitement capables. Tous ces concepts sont abordés dans l'ouvrage de MERLET [MER97].

Au cours de mes travaux de thèse dans la société SYMETRIE, j'ai pu participer à la conception et à la réalisation de plusieurs machines à structure parallèle. Mon travail a permis de choisir la structure mécanique la plus adaptée et ensuite de déterminer la position des articulations permettant d'obtenir les performances escomptées. Tous ces travaux ont été réalisés en collaboration avec le LIRMM (Le Laboratoire d'Informatique, de Robotique et de Microélectronique de Montpellier), principalement pour valider les méthodes de calculs et la mise en place des algorithmes de commande.

Notre première réalisation a été la conception d'une structure de supportage permettant de régler la position d'une sphère de 5 m de diamètre et de 17 tonnes à quelques dixièmes de millimètres (Figure 13). Pour cela nous avons proposé de réaliser un posage isostatique, matérialisé par un hexapode, permettant de ne pas transmettre de variations de contraintes à la sphère. La principale contrainte pour la réalisation de cet hexapode est la conception d'une rotule qui, tout en acceptant une charge de plus de 3 tonnes, doit fonctionner avec le moins de

frottement possible afin de garantir la finesse de réglage de quelques centièmes de millimètre. Cette conception sera illustrée dans le chapitre 5. Cette machine n'étant pas asservie, le réglage se fait manuellement grâce à des vérins hydrauliques sous la surveillance de comparateurs qui assistent l'opérateur au moment du réglage.

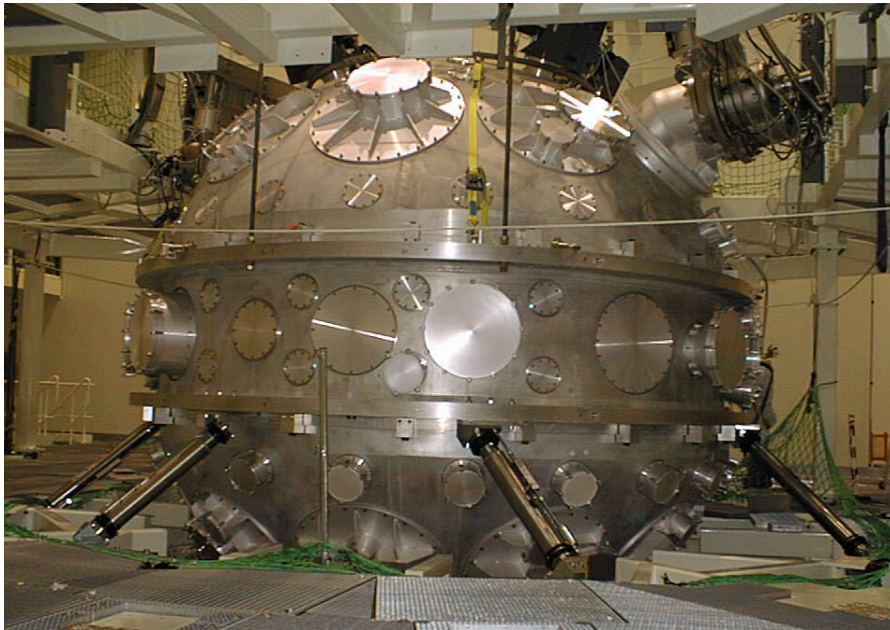


Figure 13 : Hexapode de supportage

Par la suite, nous avons développé deux simulateurs de houle. Le besoin était de générer les 6 composantes de mouvement d'un solide dans l'espace. Pour cela, la structure la plus adaptée correspondait à celle utilisée dans la majorité des simulateurs de vol ou de conduite : l'hexapode. Lors du développement de la commande, nous avons créé un algorithme original pour l'écriture du modèle géométrique inverse. Pour cela nous avons utilisé le Torseur de Petits Déplacements et un algorithme utilisant la méthode d'optimisation présentée au chapitre III.

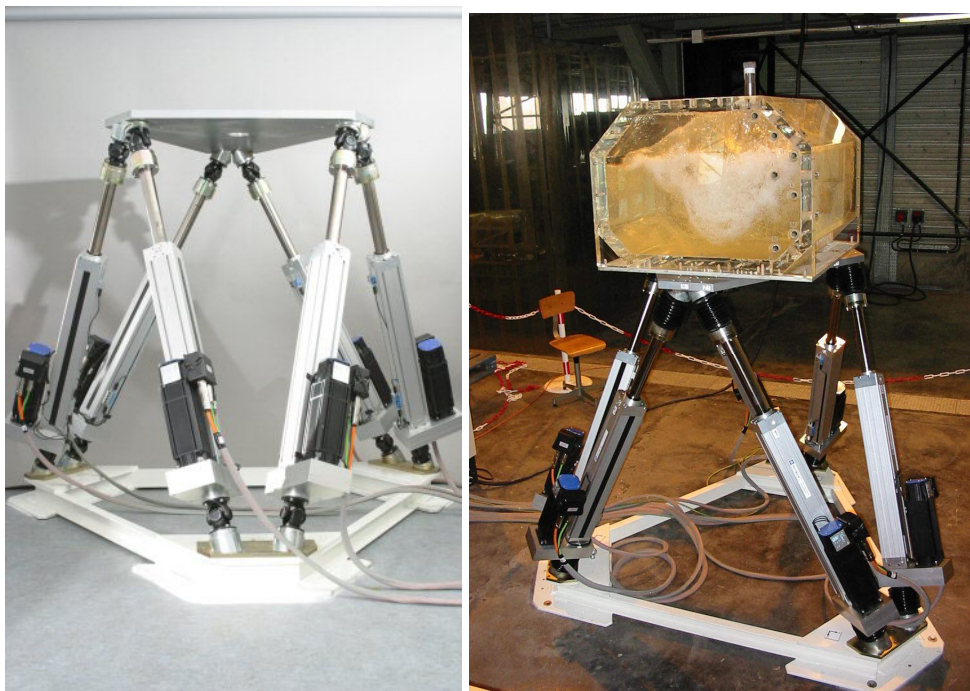


Figure 14 : Simulateur de houle pour ECN

La première machine possède les caractéristiques suivantes :

- ✓ Masse en mouvement : 1 tonne
- ✓ courses : ± 500 mm en X et Y, ± 300 en Z, $\pm 30^\circ$ en Rx, Ry et Rz.
- ✓ Vitesse max : 0,9 m/s en X et Y, 0,6 m/s en Z, $30^\circ/\text{s}$ en Rx, Ry et Rz.
- ✓ Accélération max en Z : 1G.
- ✓ Incertitude de positionnement (à 2 écarts-type) : 0.1 mm dans le volume.

Le second simulateur reprend la même structure que précédemment, mais pour une charge utile plus grande et avec des amplitudes de mouvements et des vitesses supérieures.

- ✓ Masse en mouvement : 2,4 tonnes
- ✓ Courses : ± 800 mm en X et Y, ± 500 en Z, $\pm 42^\circ$ en Rx, Ry et Rz.
- ✓ Vitesse max : 2 m/s en X et Y, 1,8 m/s en Z, $30^\circ/\text{s}$ en Rx, Ry et Rz
- ✓ Accélération max en Z, 1G
- ✓ Incertitude de positionnement (à 2 écarts-type) : 0.5 mm dans le volume

Pour le second simulateur, nous avons conçu un dispositif original pour enregistrer en continu la trajectoire de la plateforme mobile. Cette mesure permet de connaître précisément la trajectoire réalisée par la cuve indépendamment de la commande et de la structure de mise en mouvement. Pour cela nous avons conçu une structure de mesure totalement indépendante, basée sur le concept de structure métrologique dissociée, qui est présenté dans le paragraphe 4. Cet enregistrement garantit la validité de la simulation car il retrace précisément le mouvement subi par la cuve qui correspond aux conditions de l'essai pour les organismes de certification des navires. Ce dispositif permet une acquisition à 1000 Hz avec une incertitude de mesures (à 2 écarts-type) dans le volume de la machine de l'ordre de 0.1 mm.

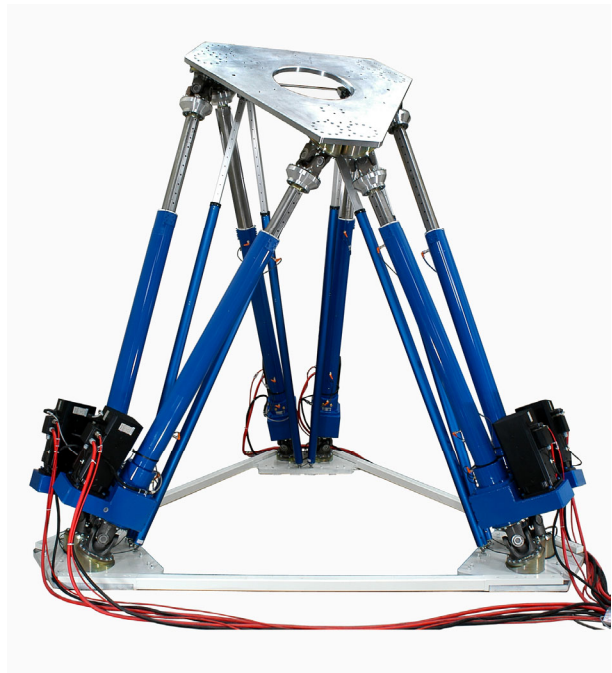
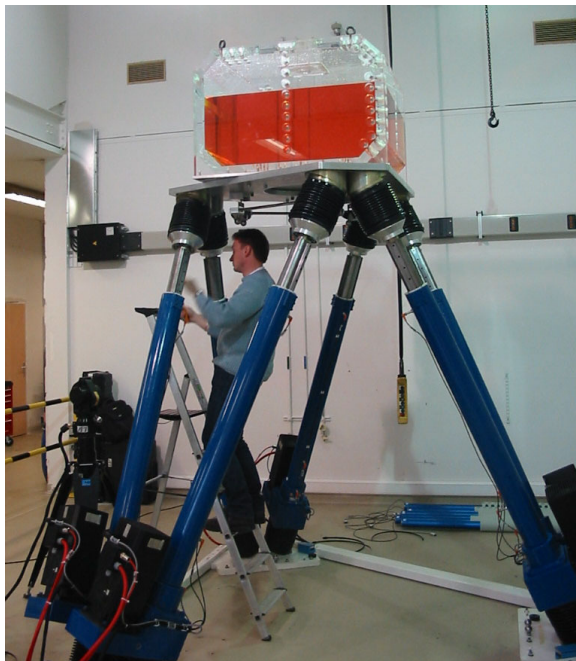


Figure 15 : Simulateur de houle pour GTT

Après cette description fonctionnelle des différentes structures de machine, nous allons maintenant présenter les aspects des éléments individuels constituant la chaîne cinématique.

2.1.3. Les liaisons

Dans ce paragraphe, nous décrirons rapidement ce qu'est une liaison. Dans l'annexe I, nous proposerons un approfondissement de ces concepts et de ces notions, ceci afin d'analyser les choix technologiques pour la réalisation des liaisons de machine.

La fonction principale d'une liaison est de réaliser un mouvement relatif entre deux solides. Ce mouvement dépend du ou des degrés de mobilité de la liaison.

En analysant la constitution interne d'une liaison entre deux solides, on peut l'assimiler à une structure de type parallèle. En effet, une multitude de chaînes en parallèle réalisent la jonction entre les deux solides.

Pour une liaison réalisée de manière isostatique, le nombre de chaînes doit être strictement égal à 6 moins le nombre de mobilité de la liaison. Par exemple, pour une glissière isostatique (Figure 16), on a besoin de 5 appuis ponctuels en parallèle. La disposition de ces appuis ponctuels est importante. Si deux appuis bloquent le même degré de liberté la liaison aura alors un degré de mouvement supplémentaire, ce qui correspond à une configuration singulière.

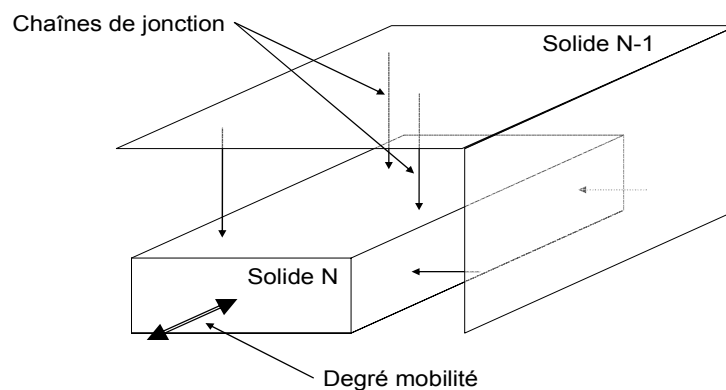


Figure 16 : Une liaison est une structure parallèle !

La notion d'isostatisme est toute relative. En effet, en théorie des mécanismes, il est nécessaire d'avoir des appuis ponctuels : une liaison avec un point de contact donc de surface nulle. La réalisation physique de ce contact est impossible car la contrainte au contact serait infinie. La conception mécanique nécessite donc d'utiliser des surfaces les plus réduites possible pour être le plus proche d'un isostatisme pur. Cependant nous sommes toujours en présence d'un hyperstatisme, mais il peut être qualifié d'hyperstatisme « faible ».

Lors de la conception d'une machine précise, il est important de choisir la technologie des liaisons adaptée aux besoins. Les différentes caractéristiques d'une liaison, qui seront des critères de choix, sont de plusieurs natures.

- ✓ Qualité du positionnement
 - Répétabilité
 - Hystérésis
 - Défauts de positionnement géométriques
- ✓ Coût
- ✓ Ne pas engendrer de déformation au niveau des solides adjacents
- ✓ Efforts transmissibles
- ✓ Bilatéralité de la liaison
- ✓ Raideur : déformation de la liaison en fonction de l'effort transmis

- ✓ Usure
- ✓ Maintenabilité...

2.2. La chaîne métrologique

Dans la majorité des machines actuelles, la mesure de la position relative de l'outil par rapport à la pièce est assurée par les éléments de la chaîne cinématique, à savoir l'ensemble des pièces structurales, des liaisons paramétrées et des capteurs qui mesurent les déplacements suivant les degrés de liberté des liaisons paramétrées. Il y a donc unicité entre la chaîne métrologique et la chaîne cinématique (Figure 17).

Étant donné que l'information de position de l'outil par rapport à la pièce est obtenue par la succession des positions relatives des liaisons et des solides de la chaîne cinématique, la qualité de cette chaîne est primordiale. En effet, de son exactitude dépendra directement la précision de la machine, le défaut d'un élément de la chaîne engendrera un défaut de positionnement de l'outil par rapport à la pièce. La longueur de la chaîne métrologique qui correspond au cheminement de l'information de la position de l'outil par rapport à la pièce, doit être la plus courte possible pour limiter l'influence des perturbations. Il est intéressant de calculer le rapport qui existe entre la longueur de la chaîne métrologique de la machine et la distance mesurée sur une pièce (Figure 17). Il est même intéressant de s'en servir comme critère de comparaison entre plusieurs machines.

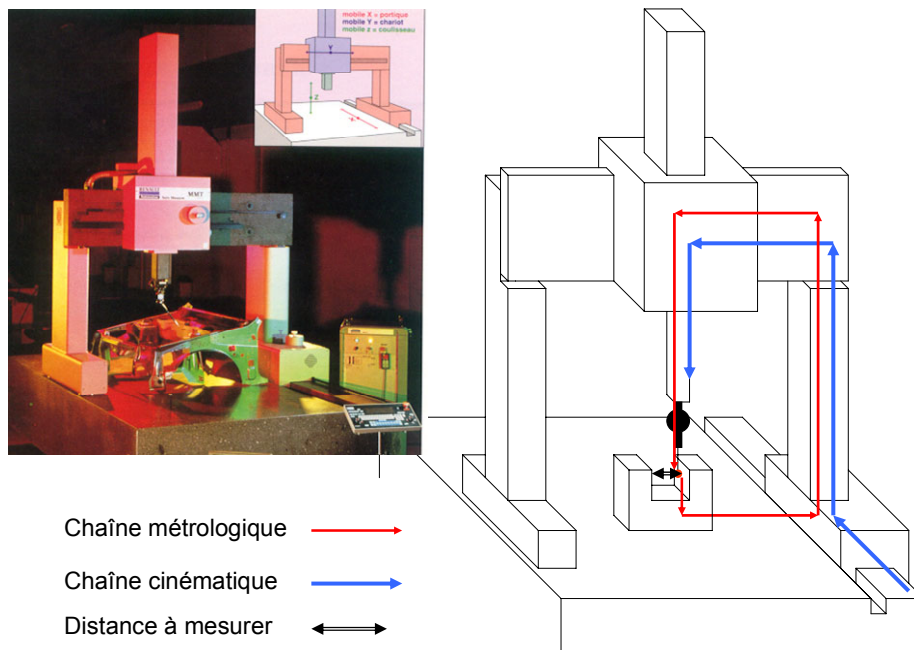


Figure 17 : Chaîne métrologique = chaîne cinématique

De nombreux phénomènes peuvent perturber l'information transmise par cette chaîne. Les défauts d'ordre géométrique sont dus à l'imperfection du positionnement réalisé par les guidages des liaisons et à l'imperfection d'assemblage des liaisons les unes par rapport aux autres. Les défauts de flexion sont dus aux déformations des solides et des liaisons soumis à des efforts variables qui peuvent être causés par la gravité, les variations d'accélération ou d'efforts dus à l'action de l'outil. Les déformations dues aux effets thermiques sont causées par la dilatation homogène et différentielle. Et enfin, les capteurs mesurant la position des liaisons paramétrées introduisent aussi leurs propres sources d'erreurs. La qualité de la conception d'une machine résidera donc dans la maîtrise de ces sources de perturbation.

2.3. Les sources de perturbations

Les défauts de repérage de la position de l'outil par rapport à la pièce issus de la chaîne métrologique ont donc plusieurs origines. Nous allons tout d'abord décrire toutes les sources de ces défauts dans le but d'identifier leurs origines et étudier leurs influences, pour ensuite s'intéresser à leur identification potentielle en vue de les corriger. Nous verrons en particulier que l'influence de certaines sources de perturbations peut être corrigée, alors que pour d'autres cela s'avère difficile, voire impossible.

2.3.1. Les erreurs de géométrie

Les erreurs dites de géométrie ont principalement deux origines :

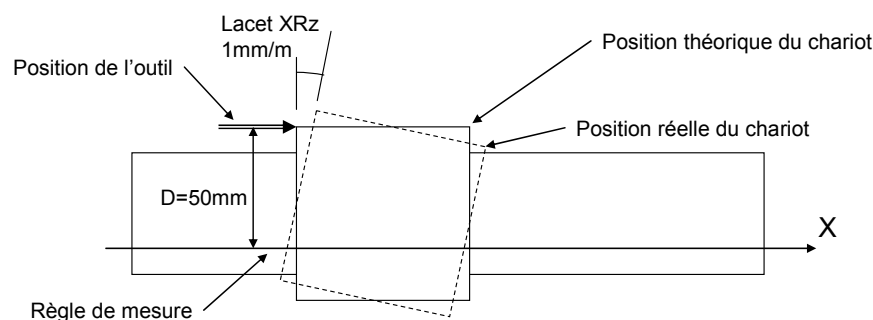
Une première origine est localisée au niveau des défauts de géométrie des liaisons constitutives de la machine. Ceux-ci perturbent la position relative du chariot par rapport à la position souhaitée en introduisant des déplacements parasites. Ces défauts dépendent directement de la qualité de guidage et en particulier des surfaces de référence, ainsi que des capteurs utilisés pour mesurer les déplacements suivant les degrés de mobilité de la liaison.

La seconde origine correspond aux défauts de positionnement relatif des liaisons, ceux-ci proviennent de l'assemblage des liaisons les unes avec les autres. L'exemple le plus connu, sur les machines-outils, est le défaut de perpendicularité entre deux axes. Nous verrons, à la fin de ce chapitre, une méthodologie pour déterminer de manière exhaustive et minimale le nombre et le type de ces défauts.

2.3.2. Erreur d'Abbe

Les éléments de la chaîne métrologique assurent la fonction de report de position et en particulier le report de mesure de longueur pour les liaisons de translation. La lecture du ou des étalons de longueur doit permettre de déterminer la position de l'extrémité utile de l'outil.

Le principe d'Abbe est la règle fondamentale indiquant comment doivent être positionnés ces étalons : « Pour mesurer une longueur en bénéficiant de toute la précision de la règle de mesure, il faut placer la longueur dans le prolongement de la règle de mesure. » S'il n'est pas respecté, un défaut de rotation du solide mesuré introduit une erreur de mesure. Cette erreur est fonction de la distance entre la règle de mesure et la longueur à mesurer et de la tangente du défaut angulaire (Figure 18).



$$\text{Erreur d'Abbe : } E = D \tan(XRz) = 50\mu\text{m}$$

Figure 18 : Erreur due au non respect du principe d'Abbe

Dans le cas d'une machine à une dimension, il est possible de respecter directement ce principe. Mais l'encombrement de la machine peut alors devenir un point critique, la machine

devant toujours avoir une longueur au moins égale au double de la distance à mesurer (Figure 19).

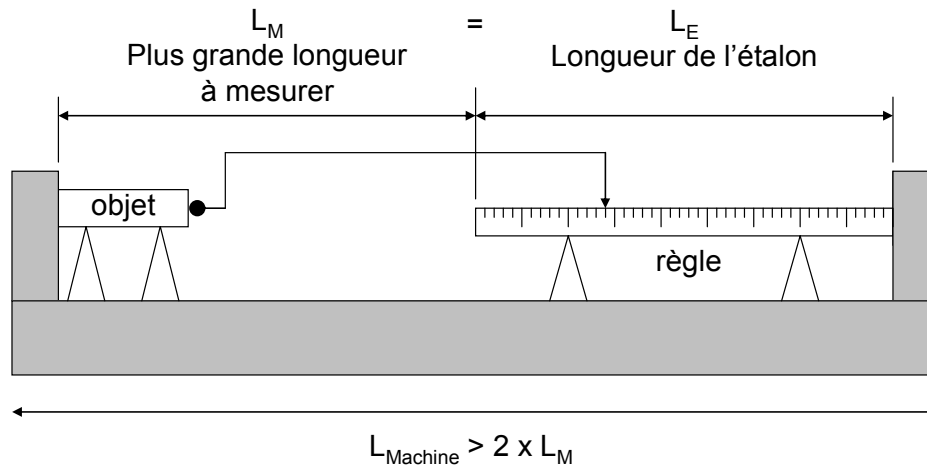


Figure 19 : Principe d'Abbe et encombrement de machine

Une autre solution est d'utiliser le principe d'Abbe « reconstitué ». Pour cela, il est nécessaire de réaliser des mesures avec des bras de levier différents mais connus. Par exemple, réalisons deux mesures de chaque côté de la mesure à réaliser (Figure 20).

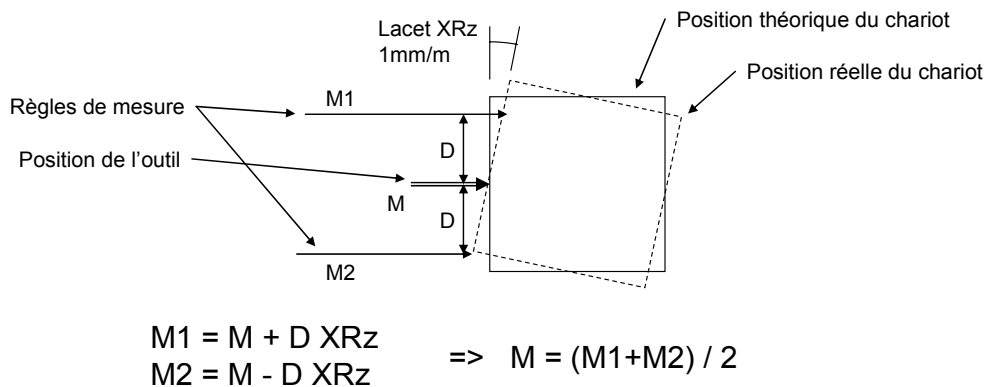


Figure 20 : Principe d'Abbe reconstitué

Pour des machines à deux ou trois dimensions, il est nécessaire de faire un compromis en mettant la règle au centre de l'espace de travail ou sinon il est nécessaire d'utiliser des dispositions plus complexes. Dans [LAH05], une méthode d'analyse permet de juger une machine sur son respect du principe d'Abbe. De plus, une structure de machine est développée afin de garantir son respect suivant deux dimensions.

Le non respect strict du principe d'Abbe introduit donc l'influence des erreurs de géométrie des guidages, et en particulier les rotations parasites, sur les reports de longueurs issus des étalons de mesure.

2.3.3. Les variations de chargement

Ces variations de chargement introduisent des variations d'efforts dans les solides et dans les liaisons participant à la chaîne métrologique de la machine, engendrant des déformations de la structure. Tout ceci aboutit à des erreurs sur la connaissance de la position de l'outil par rapport à la pièce.

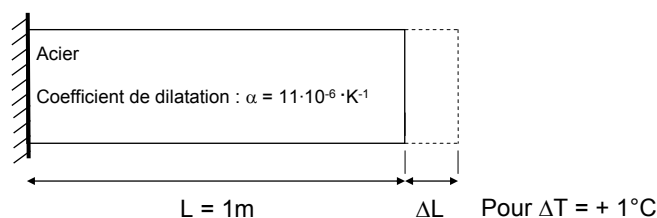
Plusieurs phénomènes sont à l'origine de ces variations de chargement :

- ✓ Les effets de la gravité sur les éléments de machine en mouvement
- ✓ Le poids des pièces placées sur la machine
- ✓ Les effets dynamiques, accélérations dues au mouvement ou aux vibrations
- ✓ Les effets des efforts de frottement
- ✓ Les efforts sur l'outil qui dépendent de ses conditions d'utilisation (procédé de fabrication utilisé)

2.3.4. Les effets thermiques

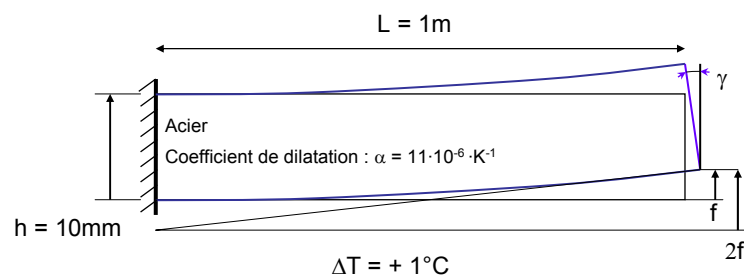
Les variations de température des éléments de la chaîne métrologique génèrent des déformations souvent non négligeables. Deux comportements thermiques coexistent :

- ✓ Le plus connu est la dilatation homothétique, qui correspond au mode de déformation d'une pièce monobloc composée d'un seul matériau due à une élévation de température homogène.



$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T = 11 \mu\text{m}$$

- ✓ Un second mode, beaucoup plus redoutable, correspond à la déformation en flexion due soit à un gradient thermique entre les deux faces d'une pièce monobloc, soit à un changement de température homogène sur une pièce bi-matériaux de coefficient de dilatation différent. Ce mode de déformation est similaire au comportement d'un bilame.



$$\gamma = \frac{\Delta L}{h} = \frac{\alpha \cdot L \cdot \Delta T}{h} = 120 \mu\text{rad}$$

$$2f = \gamma L \Rightarrow f = \frac{\alpha L^2 \Delta T}{2h} = 60 \mu\text{m}$$

Une première règle de conception pour limiter ces effets est d'éviter les points d'accumulation de la chaleur dus principalement aux moteurs et parfois aux zones de frottement.

Les effets thermiques dépendent énormément des matériaux mis en œuvre. Leur choix est donc critique lors de la conception. Les caractéristiques des matériaux qui interviennent

dans ces phénomènes thermiques sont le coefficient de dilatation α et la conductivité thermique λ . La sensibilité aux variations passagères de température est évaluée par le ratio $\alpha/\rho C$, ρ étant la masse volumique et C la chaleur spécifique. La vitesse d'homogénéisation est elle donnée par le ratio $\lambda/\rho C$, aussi appelé diffusivité thermique. Le choix est difficile car les qualités recherchées sont souvent contradictoires. Par exemple, un matériau à grande capacité calorifique (ρC) est moins sensible aux perturbations temporaires, mais le temps de stabilisation est plus long. Dans la pratique, on constate qu'une règle de rectitude de 2 mètres en granit demande 2 jours pour se stabiliser alors que la même en acier ne demande que 2 heures. Comme la règle en acier est plus mince que la règle en granit, ceci facilite l'égalisation de sa température avec l'air et par conséquent son homogénéisation thermique.

Dans [LAH05], le choix des matériaux dépend directement de la fonction de la pièce dans la chaîne métrologique afin de toujours garantir la meilleure stabilité face aux variations de température. Ainsi, si la chaîne métrologique utilise des pièces longues et minces, il est préférable d'utiliser un matériau qui présente un faible coefficient de dilation (Invar, Zérodur), ou un coefficient proche de celui de la pièce à mesurer. Par contre pour des pièces épaisses ou soumises à des phénomènes de flexion thermique, le matériau doit présenter une grande conductivité thermique pour que la stabilisation soit rapide.

Les effets thermiques sont souvent les contributeurs les plus importants de l'incertitude de mesure. Il est donc nécessaire de toujours en tenir compte à chaque étape de conception d'une machine et après, lors de son utilisation.

2.4. Les protections contre les sources de perturbations

La première approche pour réduire l'influence des perturbations est de s'en prémunir. La première solution est de supprimer la source de la perturbation, par exemple en isolant la machine des variations de température en la plaçant dans un local climatisé, ou en l'isolant des vibrations externes en la plaçant sur des plots antivibratoires. La seconde solution est de réduire la sensibilité de la machine à ces perturbations lors de sa conception. Par exemple une machine symétrique sera moins sensible aux gradients thermiques.

2.4.1. La construction des éléments

Tout d'abord, il est sage de prendre en compte les perturbations futures dès la conception. Ceci afin de prévoir, en connaissance de cause, les conséquences de nos choix.

Le respect du principe d'Abbe permet de limiter l'influence des défauts de rotation des guidages sur la mesure.

Une structure de machine symétrique présente une plus grande stabilité face aux gradients thermiques, aux phénomènes vibratoires, et présente un équilibre sur la répartition des efforts et des écoulements thermiques dans la structure.

Le positionnement de la référence de mesure sur la fibre neutre de la structure porteuse, permet de limiter les effets de la flexion des pièces sur la mesure. Ce principe correspond à un prolongement du principe d'Abbe. La fibre neutre correspond à la zone de moindre déformation face à la flexion, donc si la référence n'est pas positionnée sur cette fibre neutre, la mesure est perturbée par la flexion du support. Il faut donc éviter les pièces en porte à faux. Une solution est de toujours privilégier un cadre fermé (Figure 21). Ainsi la fibre neutre sera naturellement au centre de la structure où la référence prendra naturellement place. Ceci rappelle l'intérêt de la symétrie, en effet une structure symétrique chargée symétriquement possède naturellement une meilleure répartition des efforts et des déformations. Une référence de mesure sera donc moins perturbée sur l'axe de symétrie.

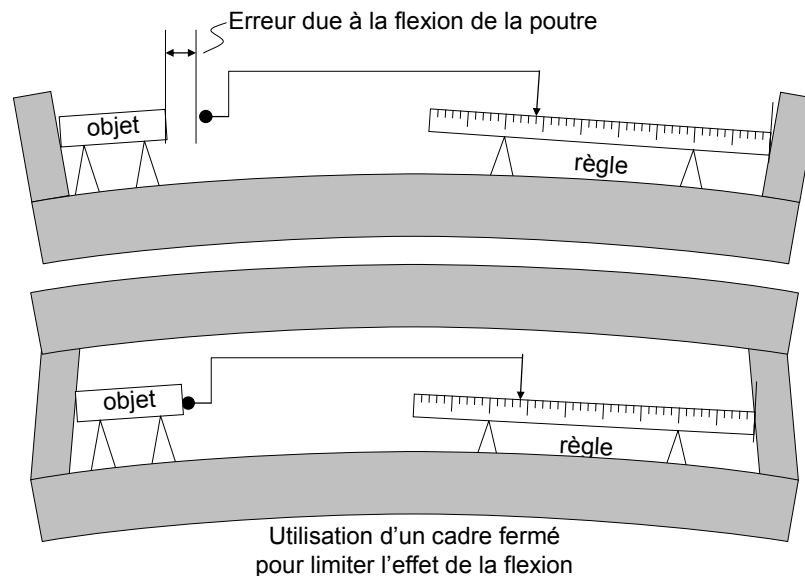


Figure 21 : Intérêt de l'utilisation d'un cadre fermé

Les vibrations sont nuisibles à la qualité de positionnement, donc il est judicieux d'isoler la machine des vibrations externes en la posant sur des plots antivibratoires, une dalle isolée, ou des pieds en polymère. Pour les vibrations internes, il faut identifier les sources (principalement les moteurs et la transmission) et essayer d'isoler le reste de la machine, en particulier la chaîne métrologique.

La température est la principale source de perturbation, donc il faut avoir une structure ayant la plus grande homogénéité thermique. Pour cela il faut limiter les sources de chaleur dans la structure ou prévoir une évacuation de la chaleur le cas échéant. Il faut aussi adapter le matériau aux besoins de la chaîne métrologique (cf. § 2.3.4).

2.4.2. La réalisation des liaisons

Le choix technique de la réalisation d'une liaison est basé sur le compromis entre le besoin en termes de qualité de coût de fabrication et de maintenance.

Lors de la réalisation d'une liaison, il est possible de prévoir, par construction, une compensation des effets dus à des phénomènes prévisibles et stables, comme la variation de chargement lors du mouvement. Par exemple, pour la liaison glissière du chariot sur le portique d'une machine à mesurer, le portique et ses points d'appui se déforment lors du mouvement du chariot sous l'effet de la variation de charge due à la gravité. Si la glissière est parfaitement rectiligne, le chariot aura un mouvement non rectiligne. Par contre, si la forme de la glissière est réalisée de manière à compenser cette déformation, le chariot aura un mouvement parfaitement rectiligne malgré la déformation du portique. Toutefois, cette correction n'est applicable que si la déformation est parfaitement répétable et mesurable, ce qui est le cas pour une machine à mesurer dont le chariot a une masse connue et quasiment constante.

Une autre solution consiste à placer une structure auxiliaire qui exerce sur les éléments un effort opposé à leur poids. Les guidages de la machine n'ayant plus que les efforts de travail et les efforts dus à la dynamique des mouvements à supporter.

Ces exemples font partie des techniques de correction des machines par compensation mécanique qui existent depuis fort longtemps. En général, elles consistent principalement à

corriger les défauts des systèmes de guidages et de mesures. Historiquement, des ouvriers qualifiés étaient chargés de corriger manuellement les surfaces de référence des glissières. Après une mesure des défauts résiduels, la correction était appliquée par un grattage manuel des surfaces de guidage.

Depuis une vingtaine d'année, l'introduction des fonctions de calcul et le développement des commandes numériques ont permis de mettre en œuvre les corrections logicielles, moins coûteuses, plus exhaustives et plus rapides à mettre en œuvre.

2.4.3. La redondance

Nous avons vu précédemment que l'hyperstatisme dans une liaison mécanique permet d'obtenir un meilleur filtrage des défauts des surfaces de guidage. De la même manière, si le nombre de mesures est supérieur au nombre de mesures strictement nécessaires pour identifier un système, on se trouve en présence d'« hyperstatisme de mesure ».

Du point de vue mathématique, le nombre de mesures étant supérieur au nombre d'inconnues, le système est surdéterminé. Du fait de l'existence d'erreur de mesure, ce système ne possède pas une solution exacte, les équations n'étant pas parfaitement compatibles. Sa résolution nécessite l'introduction d'une méthode d'optimisation avec la définition d'un critère. Celui des moindres carrés est le plus couramment utilisé, car il apporte une bonne stabilité et a l'avantage de fournir une solution unique pour les problèmes proches de leur solution théorique initiale. Nous développerons dans le chapitre 3, la mise en œuvre d'une méthode d'optimisation propre à notre laboratoire et originale dans le sens où elle s'appuie sur une identification de phénomènes physiques.

Les avantages de la redondance de mesure sont les suivants :

- ✓ Analyse de la cohérence des mesures : l'étude des résidus de l'optimisation permet de déterminer le degré de compatibilité des équations initiales du système. D'un point de vue physique, cela correspond à la cohérence de l'ensemble des mesures réalisées, ce qui fournit un critère de qualité. A chaque réalisation d'une acquisition, l'utilisateur peut donc être averti d'un éventuel dysfonctionnement.
- ✓ Réduction de l'incertitude de mesure par moyennage : l'influence de la partie aléatoire de l'incertitude de mesure est divisée par la racine carrée du nombre de mesures. L'augmentation du nombre de mesures peut être obtenue soit en augmentant le nombre de capteurs au détriment du coût, soit en augmentant le nombre de répétition de mesures au détriment du temps.

Malgré toutes les précautions prises pendant la phase de conception et les compensations utilisées, il est pratiquement impossible de s'affranchir de tous les défauts, surtout pour des questions de coût de mise en œuvre. Mais depuis l'apparition de l'informatique, il est possible d'envisager une correction informatique.

2.5. La correction informatique

La fonction de la chaîne métrologique est de fournir la position relative entre l'outil et la pièce. La position relative de l'outil par rapport à la pièce est une information qui est immatérielle, il est donc tout à fait possible de la corriger. Si les erreurs qui perturbent le résultat fourni par la chaîne métrologique ont un caractère permanent et stable, il est envisageable de les corriger en fonction de mesures réalisées préalablement. Ainsi, il n'est plus nécessaire de corriger physiquement les défauts, mais simplement de caractériser leurs influences sur le résultat de mesure et de réaliser une correction informatique en modifiant

l'information de positionnement. Ce type de correction, devenue classique, a été réalisé sur une machine de mesure tridimensionnelle en juillet 1980, dans notre laboratoire [DAV83].

La correction logicielle nécessite donc l'acquisition préalable de l'influence des défauts sur le résultat que fournit la chaîne métrologique. La condition de répétabilité des défauts (caractère permanent et stable) n'est pas suffisante pour envisager leur correction. Une condition supplémentaire liée à la possibilité de décrire et de coder informatiquement l'influence de ces défauts doit être introduite, c'est la notion de décrivabilité d'une erreur.

2.5.1. La décrivabilité des effets

Au regard de l'évolution des matériels informatiques et de leurs possibilités de traitement, le codage et le stockage informatique de l'influence des défauts ne sont plus une limite, par contre, il reste le problème de la capacité physique à mesurer ces effets. Tous les défauts ne sont effectivement pas caractérisables. C'est le cas de beaucoup de phénomènes à variation rapide. Par exemple, les erreurs d'interpolation des systèmes de mesures incrémentaux (règles optoélectroniques, laser interférométrique,...) ont des périodes de variation inférieures à quelques micromètres avec une forme évoluant en fonction de l'endroit utilisé de la règle. Même si ces erreurs sont répétables, il n'est pas envisageable de les caractériser sur toute la longueur de la règle, le nombre d'acquisitions à réaliser étant trop important.

Par contre, les défauts de géométrie issus des surfaces de guidage sont la plupart du temps identifiables par des mesures assez simples et sont très peu variables au cours du temps. Il est toutefois nécessaire de prendre des précautions quant au choix du pas d'échantillonnage.

Les phénomènes thermiques sont à dérive lente, mais il est nécessaire d'équiper la machine d'une multitude de capteurs et de réaliser un modèle du comportement thermique relativement complexe. Quelques publications [ATT99] [RAM00b] [WEC95] présentent des travaux sur la modélisation et la mesure des défauts dus à la thermique des machines en vue d'une correction en temps réel. Ces travaux montrent la complexité de la modélisation, le traitement associé, et surtout la nécessité d'avoir un grand nombre de capteurs de température pour connaître le champ de température dans la machine.

La correction informatique est donc limitée par la décrivabilité des défauts, principalement due aux besoins de la mesure, tant en nombre de capteurs qu'en fréquence d'acquisition.

2.5.2. Modélisation de l'influence des défauts : le Torseur de Petits Déplacements

Quelque soit la perturbation qui affecte la chaîne métrologique, son influence consiste en une erreur sur la détermination de la position relative du référentiel lié à la partie active de l'outil par rapport au référentiel attaché à la pièce. La position d'un référentiel dans l'espace étant décrite par 3 translations et 3 rotations, pour décrire l'erreur de positionnement du référentiel il faut aussi 6 composantes. Ces déplacements forment, au sens mathématique du terme, un groupe non commutatif, et les relations non linéaires introduites par l'écriture des rotations rendent leurs manipulations relativement lourdes. De plus, la redondance de mesures déjà présentée, requiert l'utilisation de méthodes d'optimisation qui nécessitent que les grandeurs manipulées soient linéaires et indépendantes.

L'utilisation du Torseur de Petits Déplacements permet d'aboutir à ces transformations linéaires plus simples à manipuler, au prix d'une approximation qui néglige les termes de second ordre dans les matrices de rotation [BOU76]. Ceci n'est donc applicable que pour des

rotations faibles. Dans le cas présent, où les déplacements modélisés sont des erreurs de positionnement par rapport à une position nominale, cette hypothèse est vérifiée. D'autant que plus les erreurs de guidage sont importantes, plus la qualité de la machine est médiocre et donc moins l'ampleur de l'approximation pénalise les résultats. L'erreur absolue réalisée est bornée par le produit du bras de levier par le carré de l'angle de rotation [LEL00]. Le bras de levier étant défini comme la distance entre l'axe central du Torseur de Petits Déplacements et le point considéré. Ainsi, pour un bras de levier d'un mètre et une rotation de 1 milliradian l'erreur absolue est de 1 micromètre. Il a également été montré que l'application successive de deux rotations commutatives autour des axes théoriques ne générerait pas une erreur supérieure à l'erreur absolue définie précédemment [LEL00]. La notion de Torseur de Petits Déplacements est équivalente à celle des matrices en coordonnées homogènes, où la matrice de rotation est simplifiée par approximation au premier ordre. Ce qui n'est valide que pour de petites rotations. Seul l'outil mathématique change, torseur pour l'un, matrice pour l'autre, mais le principe est le même.

Cet outil de calcul nous permet ainsi de manipuler des transformations linéaires et donc indépendantes et commutatives. Les composantes nécessaires pour décrire l'erreur de positionnement d'un référentiel par rapport à sa position nominale sont maintenant indépendantes, le codage en est donc simplifié. Pour une liaison à un degré de liberté, il consiste à l'écriture de 6 composantes ne dépendant que d'une seule variable : le paramètre de grand déplacement de la liaison.

Si le solide sur lequel est attaché le référentiel est considéré comme indéformable ou si la déformation est stable et connue, il est possible de connaître l'erreur de positionnement de tous les points du solide à partir de la connaissance des 6 composantes du Torseurs de Petits Déplacements.

2.5.3. Les limites de la correction

La première limite de la correction est la stabilité des paramètres de sa modélisation. Les défauts géométriques sont mesurés au début de la vie d'une machine afin de créer le modèle de correction. Une fois cette correction effectuée, il est nécessaire de mettre en place une mesure périodique globale afin de s'assurer que l'usure ou des fonctionnements anormaux n'ont pas détérioré la géométrie de la machine. Sinon le modèle ne correspond plus à la réalité et la correction perd son efficacité.

La correction informatique des défauts est aussi limitée par les capacités de modélisation et d'acquisition des défauts. Certaines sources d'erreurs ont des effets difficilement modélisables comme la thermique, ou leur dynamique est telle qu'il est difficile d'en faire l'acquisition et la correction de manière suffisamment rapide, principalement les phénomènes vibratoires.

Ainsi, les effets de la variation de chargement pour un déplacement des éléments de la machine sous la gravité, peuvent être mesurés et donc corrigés. Par contre, les effets dus à l'inertie des masses en mouvement sont difficilement prévisibles, car ils dépendent de la masse en mouvement mais surtout des accélérations dues à la trajectoire demandée. Les phénomènes vibratoires sont quant à eux souvent imprévisibles et, en tout état de cause, à fréquences trop élevées pour pouvoir être corrigés. Il est beaucoup plus efficace de les limiter au moment de la conception en introduisant de l'amortissement interne et un filtrage vis à vis de l'extérieur.

Les effets d'une élévation homogène de température peuvent également faire l'objet d'une correction, mais les variations de température se font en général de manière non

homogène. L'apparition de gradient thermique rend bien difficile la caractérisation des effets thermiques, aussi il est primordial de s'en prémunir dès la phase de conception.

La correction ne permet pas de tout compenser, et il vaut mieux anticiper les effets des perturbations dès la conception. Dans cet esprit, nous avons développé, depuis de nombreuses années, dans notre laboratoire, l'idée de dissocier la chaîne cinématique de la chaîne métrologique.

3. LE CONCEPT DE STRUCTURE METROLOGIQUE DISSOCIEE

Cette idée de dissociation de la chaîne cinématique et de la chaîne métrologique, permet bien des avantages :

- ✓ La chaîne métrologique devenant dissociée de la chaîne cinématique, elle n'est plus soumise aux perturbations de la chaîne cinématique et en particulier à la variation des efforts de travail due au poids important de ses éléments afin d'assurer sa raideur.
- ✓ La chaîne métrologique n'ayant pas d'autres fonctions que de mesurer la position relative de l'outil par rapport à la pièce, elle peut être optimisée dans ce seul but, particulièrement en minimisant sa sensibilité face à certaines perturbations difficiles à éviter.
- ✓ La réalisation de la structure métrologique dissociée introduit l'utilisation de capteurs en face de références métrologiques. Ces capteurs mesurent en permanence le positionnement relatif des solides et permettent donc d'évaluer, en temps réel, les effets de certaines perturbations inhérentes à la chaîne cinématique.

3.1. Historique

L'origine exacte du concept de dissociation des deux chaînes est difficilement identifiable. Certaines machines, développées au cours des dernières décennies, peuvent utiliser, au moins partiellement, ce concept. Son utilisation est souvent perçue comme une simple amélioration sans une véritable conceptualisation.

La première réalisation remarquable est la machine de tournage diamant pour les grandes optiques (LODTM : Large Optics Diamond Turning Machine) du Lawrence Livermore National Laboratory, fabriquée au début des années 80 [DON83] [SLO92]. Elle utilise une structure métrologique en « super invar », avec sept lasers interférométriques et des capteurs capacitifs, pour connaître la position de l'outil par rapport à la pièce. Cette chaîne métrologique est totalement dissociée de la chaîne cinématique, ce qui permet, entre autre, de garantir une très bonne stabilité thermique et de s'affranchir des défauts géométriques de la chaîne de mouvement.

Bryan [BRY81] propose aussi une nouvelle structure de machine à mesurer utilisant ce concept.

Notre laboratoire a proposé une architecture originale de machine désignée par le terme D.M.T. [DAV86] [DAV93a] [DAV93b]. Elle permet de repousser les limites de la précision de positionnement dans la réalisation de machines en dissociant la chaîne métrologique de la chaîne cinématique. Le guidage en rotation du plateau de référence nationale angulaire français [LEL00], qui possède une incertitude angulaire de 0.02 seconde d'arc, est la première mise en œuvre de cette architecture. Il permet d'obtenir une incertitude de mesure inférieure à 0.5 micromètre dans l'espace de travail du plateau de 500 millimètres de diamètre et 500 millimètres de haut et cela, dans des conditions d'utilisations standard et sous des

charges de plusieurs dizaines de kilogrammes. Le projet nanométrologique [DUC03] initié par le Bureau National de Métrologie et le Laboratoire National de métrologie et d'Essais en collaboration avec notre laboratoire, vise à développer une machine innovante, capable de mesurer des objets tridimensionnels avec des incertitudes nanométriques. Cette machine utilise pleinement le concept de cette architecture pour obtenir ce niveau d'incertitude d'une dizaine de nanomètres, sur des courses de 300mm [LAH05].

3.2. Principe

Le principe de « structure métrologique dissociée » repose sur un principe simple de dissociation des fonctions. Sur la plupart des machines actuelles, la chaîne métrologique qui permet d'obtenir l'information de position de l'élément terminal utilise les éléments structurels de la chaîne cinématique où transitent les efforts. L'information est ainsi dégradée par de nombreux phénomènes : les déformations dues aux variations d'efforts, les dilatations dues aux échauffements locaux (moteur, frottement), les jeux internes et l'usure des pièces. La chaîne métrologique, organe de mesure de la position relative de l'outil par rapport à la pièce, ne doit pas utiliser ces éléments structurels perturbés, elle doit en être totalement indépendante afin de fournir une information de position la plus fiable possible.

3.2.1. Chaîne métrologique dissociée

Comme pour la chaîne cinématique, la chaîne métrologique est à priori composée d'éléments successifs dont il est nécessaire de mesurer la position relative. Pour cela, des « glissières informationnelles » sont introduites entre chaque élément de la chaîne métrologique. Ces glissières informationnelles sont constituées de capteurs de distance liés au premier solide en regard de surfaces de références aménagées sur l'autre solide. Ainsi, l'information de position ne transite plus que par des capteurs et des surfaces de référence tous deux liés à des éléments de liaison dédiés. Cette information est ainsi isolée de la chaîne cinématique de la machine et de ces perturbations dont elle mesure l'influence. L'utilisation de capteurs sans contact, courant pour les mesures de petites distances dans les glissières informationnelles, élimine les phénomènes de frottement et d'usure et garantit les performances dans le temps.

Cette chaîne métrologique étant incapable de se supporter, elle doit être associée à une structure porteuse qui permet d'assurer le positionnement relatif des éléments de la chaîne métrologique.

3.2.2. Chaîne cinématique

La structure porteuse n'est rien d'autre que la chaîne cinématique de la machine. De conception classique, elle assure le positionnement de l'élément terminal par rapport à la pièce ainsi que la transmission des efforts. Afin de ne pas perturber la chaîne métrologique, une attention toute particulière doit être apportée aux liaisons entre la chaîne métrologique et la chaîne cinématique. En particulier, ces liaisons pourront être réalisées de manière isostatique afin de ne pas transmettre les déformations de la chaîne cinématique vers la chaîne métrologique. On peut même imaginer y introduire de l'amortissement dans le cas de machines très perturbées sur le plan vibratoire. Les besoins en qualité géométrique et en raideur de la chaîne cinématique sont moindres que pour une machine classique étant donné que ses défauts sont mesurés en temps réel par la chaîne métrologique, la seule condition est de limiter les erreurs de déplacements aux courses admissibles par les capteurs de la chaîne métrologique.

3.2.3. Avantages

La chaîne métrologique se limitant à la fonction de mesure, ces éléments n'ont à subir que les effets de leur propre masse, ils n'ont en particulier aucun effort de travail à transmettre. Cela permet de les concevoir pour qu'ils soient légers, rigides d'un point de vue mesure et surtout peu sensibles aux perturbations d'origines thermiques. La rigidité au sens de la mesure, correspond à des déformations minimales dues aux efforts ou à la thermique dans la direction de mesure.

Pour chaque glissière informationnelle de la chaîne métrologique, il faut utiliser un nombre suffisant de capteurs pour connaître la position relative de deux éléments consécutifs de la chaîne. Il y a 6 informations à mesurer pour connaître la position relative de deux solides, si les mesures sont indépendantes. Pour une liaison à un seul degré de liberté, il faut un capteur à grand déplacement pour le paramètre principal de la liaison, et 5 capteurs de faible course au minimum pour mesurer les mouvements parasites (Figure 22). Soit un minimum de six capteurs au total.

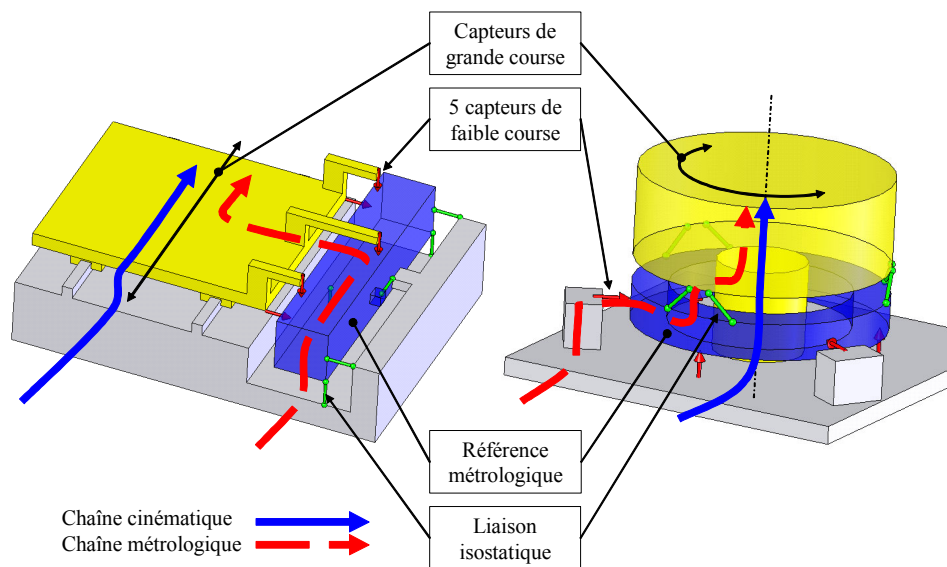


Figure 22 : Exemple de guidage suivant le principe D.M.T.

Comme nous l'avons déjà évoqué, il est extrêmement intéressant d'augmenter le nombre de capteurs sur la liaison afin d'obtenir une redondance spatiale des mesures, ce qui permet une vérification permanente du fonctionnement de la glissière informationnelle par une analyse de la cohérence des différents capteurs. Un autre intérêt de cette redondance, surtout associée à une redondance temporelle des mesures, est la réduction de l'incertitude de mesure.

Un choix judicieux de disposition spatiale des capteurs permet de s'adapter aux objectifs d'incertitude de mesure et surtout s'il est nécessaire de favoriser des directions privilégiées. Un soin particulier doit être apporté à la référence métrologique, afin de garantir sa stabilité. Sa fixation doit se faire de manière isostatique afin que les déformations de la structure porteuse ne lui soient pas transmises. La réalisation des surfaces de référence ne pouvant être parfaite, il est nécessaire de prévoir une correction de leurs défauts. Cette correction s'effectue de manière classique par compensation informatique grâce à une table à une dimension pour un guidage à un degré de liberté.

Nous nous sommes limités, dans la présentation du principe de structure métrologique dissociée, à son application au plus proche de la chaîne cinématique, en construisant une glissière informationnelle en parallèle d'une liaison cinématique. Cette disposition correspond

exactement à celle employée dans le plateau de référence nationale angulaire français [LEL00]. Il est toutefois envisageable de désolidariser la chaîne métrologique de la chaîne cinématique en venant mesurer directement la position de l'élément terminal de la machine. Cela nécessite l'existence d'outils de mesure capable de mesurer les 6 composantes d'erreurs sans perturber le fonctionnement de la machine. Nous avons développé un tel capteur, qui reprend les principes développés dans le chapitre 4, pour mesurer la stabilité de la position d'un miroir secondaire d'un télescope spatial lors de la polymérisation de la colle (Figure 23).

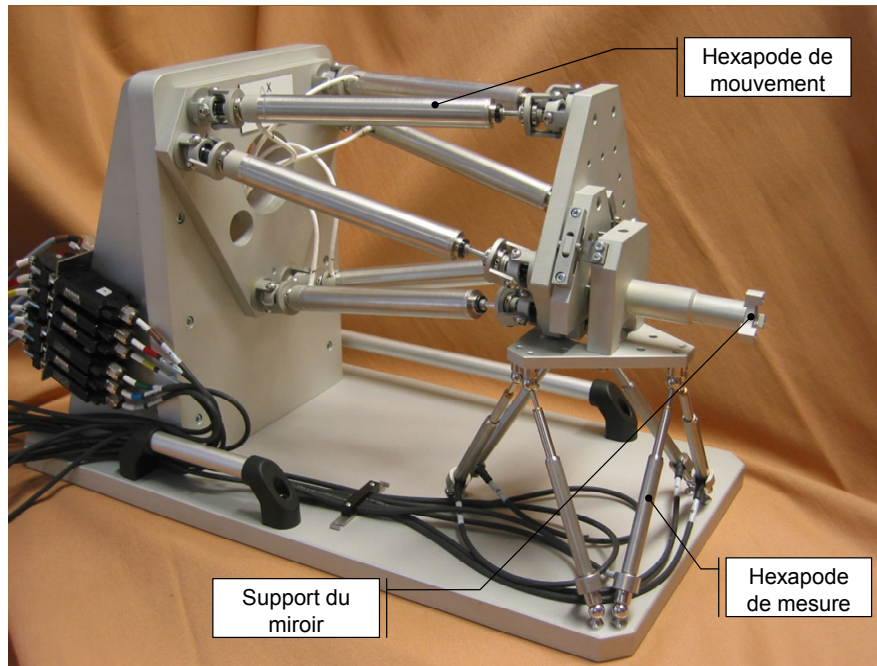


Figure 23 : Mesure directe de la position → Hexapode de mesure

Une dématérialisation complète de la chaîne métrologique par l'intermédiaire de mesure optique est également possible en ayant toutefois à l'esprit que les mesures optiques apportent leur propre sensibilité aux perturbations, en particulier de l'air, et sont d'un coût assez élevé.

Dans la suite de notre travail, nous nous attacherons à définir le modèle que nous utilisons pour identifier l'ensemble des défauts géométriques d'une machine.

4. MODELISATION DES DEFAUTS GEOMETRIQUES

La modélisation des défauts géométriques d'une machine, qu'elle soit basée sur une architecture classique ou une architecture à structure métrologique dissociée, repose sur deux étapes. La première consiste à modéliser les défauts de chaque axe pris individuellement. Ils ont pour origine les défauts de réalisation des surfaces de glissière et les défauts des capteurs de déplacement. La structure de la machine étant composée d'une juxtaposition d'axes, il est ensuite nécessaire de modéliser leurs erreurs de positionnement relatif.

La connaissance de ces deux niveaux d'informations permet, pour chaque position de la machine dans l'espace de travail, de déterminer l'erreur commise sur la position de l'outil par rapport à la pièce.

De nombreux modèles de défauts et de méthodes d'identification existent dans la littérature. Les méthodes de modélisation des paramètres de commande des robots par Denavit et Hartenberg et les méthodes dérivées [HAY83] [KHA86] sont basées sur des mouvements idéaux. Les paramètres du modèle ne permettent de compenser que les défauts de positionnement relatif des axes. Il en est de même pour d'autres méthodes de modélisation

des robots [STO87] [CHE87] [BRO88] [PUJ94]. Bien qu'elles soient parfois plus complètes, elles ne permettent de corriger que les défauts géométriques.

Des modélisations plus complètes [SLO92] [RAH00] [OKA00] [RAM00a] utilisent des matrices de transformation homogène pour modéliser complètement les machines. En plus des matrices qui décrivent les mouvements idéaux, des matrices sont introduites pour modéliser les défauts de mouvement des axes et leurs défauts de positionnement relatif. Le plus souvent, le codage de ces défauts utilise une approximation au premier ordre des défauts de rotation, en prenant l'hypothèse qu'ils sont suffisamment petits. Ceci permet de faciliter l'écriture. Nous utilisons aussi les matrices homogènes pour modéliser les machines, mais nous préférons utiliser un codage des erreurs basé sur le Torseur des Petits Déplacements afin de pouvoir suivre plus facilement le transport des erreurs.

Moon [MOO01] propose une autre approche basée sur l'utilisation de la théorie des torseurs pour réaliser la modélisation de la machine et de ses erreurs.

4.1. Les défauts géométriques des axes pris individuellement

Pour des raisons de réalisations technologiques déjà évoquées, la majorité des axes utilisés sur des machines sont de deux types :

- ✓ Glissière rectiligne dont le mouvement théorique est défini par une direction et un scalaire. Le scalaire représente la valeur de déplacement. La direction du mouvement est définie par un faisceau de droites parallèles entre elles.
- ✓ Pivot dont le mouvement théorique est défini par une droite et un scalaire. Le scalaire représente l'angle de rotation et la droite matérialise l'axe de rotation.

La liaison glissière rectiligne permet, en théorie uniquement, la translation entre deux solides contrôlée par un actionneur. Sur la Figure 24, la translation suivant X est contrôlée, les autres degrés de liberté sont contraints par le guidage.

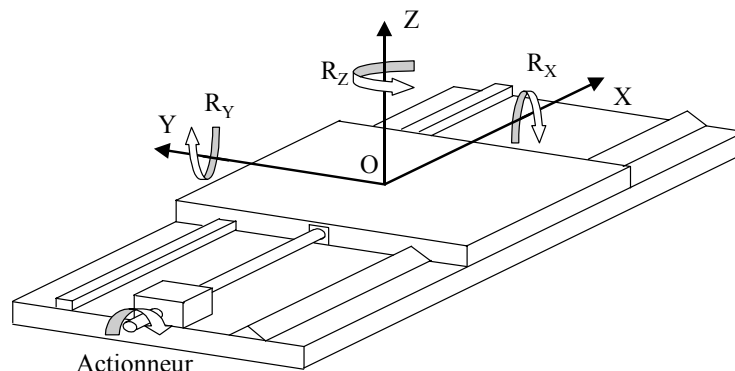


Figure 24 : Exemple d'une glissière suivant l'axe X

La liaison pivot permet, en théorie uniquement, la rotation entre deux solides contrôlée par un actionneur. Sur la Figure 25, la rotation R_x autour de l'axe X est contrôlée, les autres degrés de liberté sont contraints par le guidage.

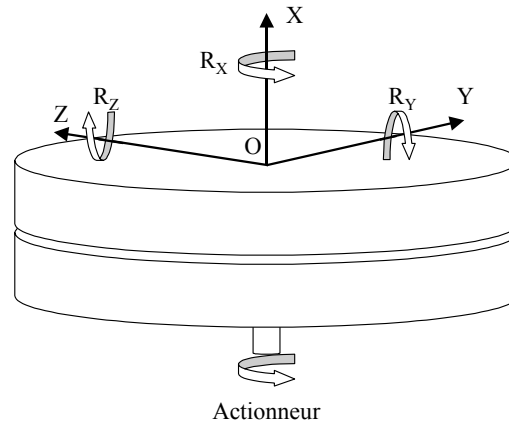


Figure 25 : Exemple d'une liaison pivot d'axe X

En pratique, le mouvement nominal (translation ou rotation) est accompagné de mouvements parasites qui aboutissent à un écart entre la position réelle du chariot et sa position théorique. Les informations nécessaires pour décrire ce défaut de positionnement sont 6 fonctions indépendantes qui sont tirées des 6 fonctions nécessaires pour décrire la position d'un solide dans l'espace.

Nous utiliserons le Torseur de Petits Déplacements pour décrire ce déplacement, l'amplitude des composantes de translations et de rotations étant limitée car il s'agit des erreurs de positionnement entre la position réellement atteinte et la position théorique.

A ce stade, se pose la question concernant le repère dans lequel sera écrit le Torseur de Petits Déplacements. En effet, le mouvement de l'axe n'étant pas parfait, sa direction n'est pas fixe dans l'espace. Elle peut être définie pour chaque déplacement réalisé par l'axe. La direction du déplacement relève d'un choix et devient donc conventionnelle. Toutefois, le choix n'influe pas réellement la qualité des résultats, car l'approximation faite reste cohérente avec celle introduite par l'utilisation du Torseur de Petits Déplacement.

Dans un premier temps, nous retiendrons la direction théorique du déplacement comme référence pour la construction du repère. La direction théorique correspond au mouvement de la liaison sans défaut. Ensuite, nous verrons que lorsque les mesures ont été réalisées, d'autres choix sont possibles. Le second axe lui est nominalement perpendiculaire et s'appuie soit sur la direction verticale pour les mouvements horizontaux, soit sur une direction privilégiée du plan horizontal pour les mouvements verticaux. Le troisième axe étant choisi pour que le repère soit orthonormé.

Ainsi pour le cas d'une glissière rectiligne d'axe X (Figure 26), nous retiendrons les notions suivantes :

XTx :	Erreur en translation de l'axe X suivant la direction X :	Erreur de justesse de l'axe X
XTy :	Erreur en translation de l'axe X suivant la direction Y :	Erreur de rectitude suivant Y de l'axe X
XTz :	Erreur en translation de l'axe X suivant la direction Z :	Erreur de rectitude suivant Z de l'axe X
XRx :	Erreur en rotation de l'axe X autour de la direction X :	Erreur de roulis de l'axe X
XRy :	Erreur en rotation de l'axe X autour de la direction Y :	Erreur de tangage de l'axe X
XRz :	Erreur en rotation de l'axe X autour de la direction Z :	Erreur de lacet de l'axe X

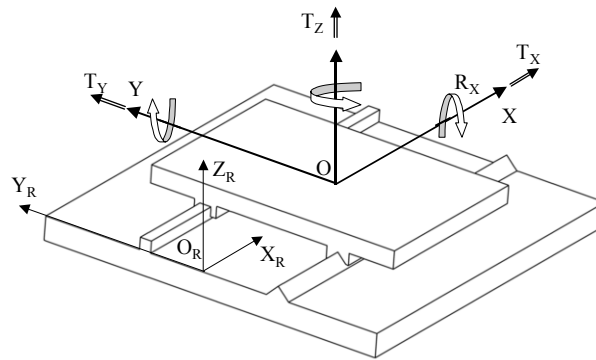


Figure 26 : Représentation des défauts géométriques pour une glissière

Ces six composantes sont des fonctions d'une seule variable, le scalaire représentant la valeur du déplacement théorique suivant l'axe de la liaison.

Pour le cas d'une liaison pivot d'axe Z (Figure 27) nous retiendrons les notions suivantes :

ZTx :	Erreur en translation de l'axe Z suivant la direction X :	Erreur de battement radial suivant l'axe X
ZTy :	Erreur en translation de l'axe Z suivant la direction Y :	Erreur de battement radial suivant l'axe Y
LTz :	Erreur en translation de l'axe Z suivant la direction Z :	Erreur de battement axial suivant l'axe Z
ZRx :	Erreur en rotation de l'axe Z autour de la direction X :	Erreur de battement angulaire d'axe X
ZRy :	Erreur en rotation de l'axe Z autour de la direction Y :	Erreur de battement angulaire d'axe Y
ZRz :	Erreur en rotation de l'axe Z autour de la direction Z :	Erreur de justesse angulaire de l'axe Z

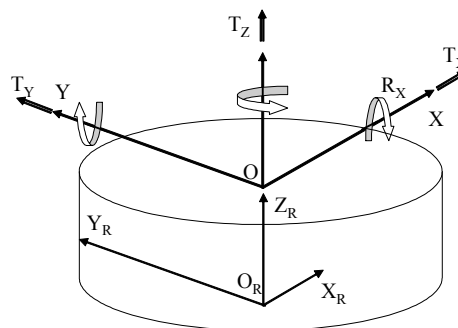


Figure 27 : Représentation des défauts géométriques pour une liaison pivot

Il est important dans ce cas de choisir le référentiel d'expression des défauts. Soit le référentiel reste fixe au cours du mouvement, les directions des axes X, Y et Z restent constantes. Soit, au contraire, le référentiel suit le mouvement et les directions des axes X, Y et Z sont liées au mobile. Ce choix n'a d'influence que sur le codage de l'information, il est tout à fait possible de passer de l'un à l'autre. Ce choix est principalement la conséquence du moyen de mesure utilisé.

La modélisation des défauts d'un axe de machine se base donc sur l'écriture sous forme de Torseurs de Petits Déplacements des défauts pour chaque position de l'axe. Le nombre de positions à réaliser pour décrire correctement l'évolution des défauts dépend de la technologie utilisée. Il est primordial de ne pas réaliser un sous échantillonnage, tout en limitant le nombre de mesures, pour réduire le temps d'acquisition.

4.2. Défauts d'assemblage des axes

Après l'analyse des défauts géométriques des axes pris individuellement, il est nécessaire d'analyser la juxtaposition de ces axes. En effet, les erreurs de positionnement relatif des différents axes de la machine sont aussi sources d'erreurs sur la position de l'élément terminal. La description de ces erreurs consiste dans la localisation de droites dans l'espace, chaque droite représentant un axe de la machine. En fonction du type de mouvements et de leur positionnement nominal, ces erreurs seront de différentes natures :

- ✓ Perpendicularité
- ✓ Parallélisme
- ✓ Coaxialité

Comme pour les erreurs individuelles des axes, ces défauts sont mesurés afin de connaître la précision attendue de la machine, ou mieux ils peuvent être entrés dans la commande numérique de la machine comme paramètres de correction.

Ces erreurs sont donc déterminées entre les droites définissant les divers axes de la machine. Or comme nous l'avons vu, chaque axe comporte ses propres défauts qui font que le déplacement n'est pas rectiligne ou que l'axe de rotation n'est pas fixe dans l'espace. Il est donc nécessaire d'idéaliser les mouvements réels des axes afin de leur définir une direction ou une droite de l'espace.

La première idée consiste à garder « la direction théorique » du mouvement qui a été choisie dans un premier temps. Ce choix peut être judicieux pour le premier axe mis en place sur la machine, mais deviendra vite pénalisant pour les autres. En effet, cela reviendrait à considérer que les axes sont parfaitement positionnés les uns par rapport aux autres puisque qu'ils sont tous orientés selon leur direction théorique. Par contre, les erreurs individuelles des axes risquent de prendre rapidement des amplitudes importantes, dégradant les erreurs dues à l'approximation introduite par l'utilisation du Torseur de Petits Déplacements. En effet, les défauts inhérents à la juxtaposition des axes se trouvent codés artificiellement dans les erreurs individuelles des axes.

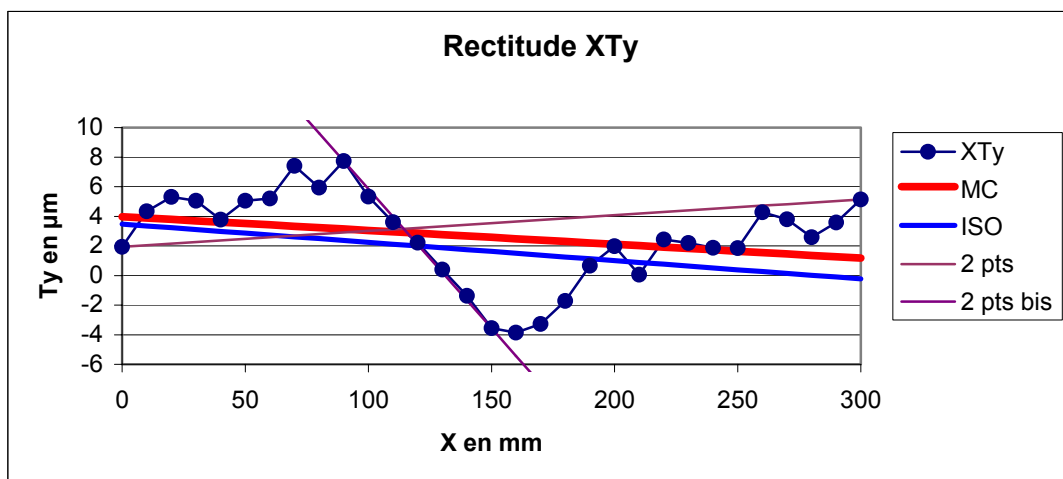


Figure 28 : Les diverses méthodes d'idéalisation des mouvements

Il est donc préférable de retenir comme direction pour chaque axe une direction plus proche du mouvement réellement réalisé, en s'appuyant sur les résultats de mesure des défauts des axes. Cette identification du modèle géométrique de chaque axe, basée sur la recherche d'une droite de l'espace, peut se faire suivant plusieurs stratégies (Figure 28).

La liste suivante n'est pas exhaustive mais elle présente les méthodes employées habituellement :

- ✓ Régression linéaire par le critère des moindres carrés (MC)
- ✓ Axe de la bande minimale contenant le mouvement (ISO)
- ✓ Droite passant par deux points de la trajectoire (2 pts et 2 pts bis)

La régression par le critère des moindres carrés permet d'obtenir un résultat unique avec un calcul facilement automatisable.

L'axe de la bande d'erreur minimale permet d'obtenir la droite avec le minimum de défaut. Cependant le calcul n'est pas aussi simple, car le résultat obtenu dépend très sensiblement des conditions initiales, l'existence de minimaux locaux étant courante.

La droite passant par deux points de la trajectoire correspond à une technique de mesure efficace car elle nécessite moins de calcul. Pour améliorer la qualité de l'identification, il faut prendre la plus grande portée en évitant l'utilisation de points aberrants.

Nous utiliserons principalement la régression par le critère des moindres carrés car cette méthode permet d'automatiser le traitement de la mesure et d'obtenir un résultat stable.

Une fois cette opération d'identification faite, il est possible de qualifier la position relative de deux axes consécutifs de la machine.

Dans un souci de compréhension, nous allons par la suite utiliser une représentation graphique où les défauts des axes seront amplifiés. L'axe des abscisses sera l'axe pris en référence et l'axe des ordonnées sera l'axe assemblé. Le défaut à représenter utilisera une échelle différente de celle utilisée pour la position de l'axe. Par exemple un défaut de rectitude de $1\mu\text{m}$ sera représenté par 1 mm sur le graphique.

Pour illustrer ce propos, prenons le cas d'une table XY composée de deux axes de translation, l'axe Y est porté par l'axe X, et ces deux axes sont nominalement perpendiculaires (Figure 29).

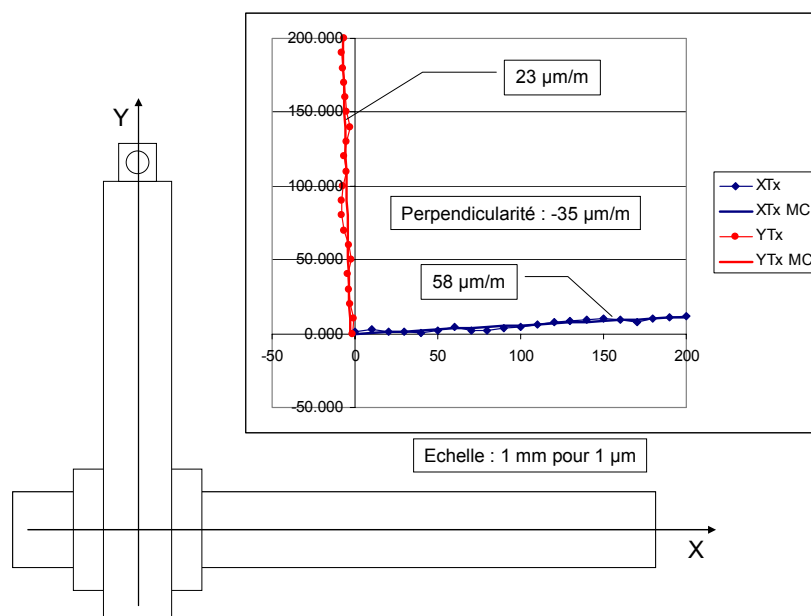


Figure 29 : Paramètre de perpendicularité pour une table XY

La première opération consiste à mesurer les défauts individuels de chaque axe et en particulier les défauts de rectitudes XT_y et YT_x .

La direction identifiée pour le mouvement X à partir du défaut de rectitude XT_y , en retenant le critère des moindres carrés, présente une pente de 58 micromètres par mètre par rapport à l'axe X théorique. La direction identifiée pour le mouvement Y à partir du défaut de rectitude YT_x , avec le même critère, présente une pente de 23 micromètres par mètre par rapport à l'axe Y théorique. L'angle de -35 micromètres par mètre entre ces deux droites correspond au défaut de perpendicularité entre les deux axes.

Le défaut de perpendicularité correspond au défaut angulaire entre les axes X et Y lorsque le chariot est à la position $X=0$. Si maintenant on fait varier la position du chariot X, ce défaut va évoluer en fonction du défaut de lacet XR_z . Le défaut de perpendicularité n'est pas constant et il est lié au défaut de lacet. En effet, le défaut de perpendicularité correspond au défaut angulaire entre les axes X et Y lorsque le défaut de lacet est nul. En d'autres termes, le défaut de perpendicularité définit l'origine de la courbe de lacet. Donc pour l'exemple précédent, la courbe de lacet sera nulle en $X=0$ car le défaut de perpendicularité a été déterminé pour cette position.

En pratique il est judicieux de définir le défaut de perpendicularité pour la position du chariot qui permet d'équilibrer le défaut de lacet de la machine. Reprenons notre exemple, auquel nous allons rajouter le défaut de lacet (XR_z) (Figure 30). Nous avons défini la position $X=0$ comme origine du défaut de tangage. C'est un choix arbitraire, une autre position peut être définie comme origine.

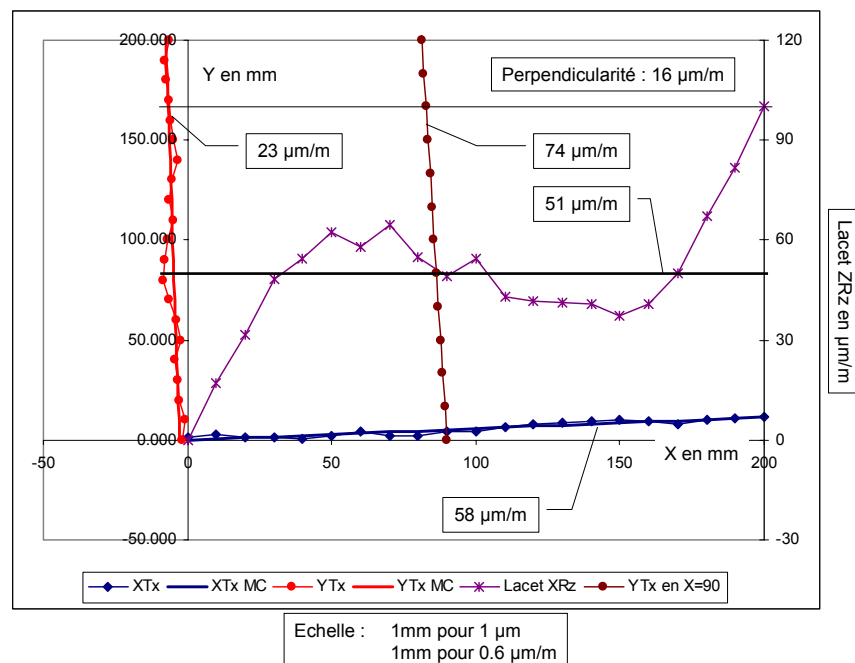


Figure 30 : Recherche du défaut de perpendicularité par balancement du tangage

Nous cherchons le milieu de la variation de lacet, soit 51 µm/m. Cette variation est obtenue pour trois positions de l'axe X. Nous allons maintenant décaler la courbe de lacet pour qu'elle soit nulle en ces trois positions. Puis nous allons calculer la valeur du défaut angulaire entre l'axe X et Y pour ces points, car il correspond au défaut de perpendicularité comme nous l'avons défini précédemment. Nous illustrerons le calcul seulement pour la position $X=90$, mais le résultat est parfaitement identique pour les deux autres positions car le défaut de lacet est identique pour les trois positions.

Pour $X = 0$ mm, le défaut de lacet vaut $0 \mu\text{m/m}$ et l'axe Y présente une pente de $23 \mu\text{m/m}$.

Pour $X = 90$ mm, le défaut de lacet vaut $51 \mu\text{m/m}$ donc l'axe Y présentera une pente de $23+51 = 74 \mu\text{m/m}$. On obtient donc un défaut de perpendicularité de $74 - 58 = 16 \mu\text{m/m}$.

Pour résumer, le défaut de perpendicularité correspond à la valeur du défaut angulaire entre les axes X et Y lorsque le défaut de lacet est nul. Mais il est possible de fusionner ces deux défauts, en décalant la courbe de lacet de la valeur du défaut de perpendicularité.

L'exemple précédent montre comment, à partir des résultats de mesure, il est possible de déterminer le défaut de positionnement relatif de deux axes. Au préalable, il est donc indispensable de déterminer quels sont les paramètres de défauts de positionnement des axes, nécessaires et suffisants pour décrire la géométrie de la machine de manière exhaustive. La suite propose une méthode permettant de déterminer ces paramètres, basée sur une démarche de construction géométrique.

4.3. Nouvelle méthode de description des erreurs géométriques

4.3.1. Principe

Nous proposons une démarche basée sur la reconstruction géométrique de la machine qui permettra de connaître le nombre, mais aussi, la nature des défauts géométriques liés au positionnement relatif des axes d'une machine. L'introduction d'un nouvel axe dans une machine se caractérise par l'ajout d'un certain nombre de paramètres géométriques qui permettent de décrire la direction et l'origine du nouveau mouvement.

Ces paramètres servent, soit à créer les origines de l'espace de référence de la machine (espace pièce), qui sont aux nombres de $6 : 3$ origines angulaires et 3 origines de position, soit à créer des contraintes de positionnement relatif de deux axes consécutifs et donc des paramètres à contrôler afin de garantir la qualité de la machine. En effet, l'objectif final est la construction d'un modèle géométrique de la machine permettant de caractériser les erreurs de position relative de l'outil par rapport à la pièce. Le repère de référence n'est donc pas un repère absolu lié au bâti de la machine mais un référentiel construit par les déplacements eux-mêmes. Ainsi, lors du positionnement du premier axe de la machine, il ne peut pas y avoir de défaut, c'est l'axe qui crée le début de la définition du référentiel.

Par l'assemblage successif des différents axes, il est possible de déterminer les paramètres nécessaires et suffisants à la caractérisation géométrique exhaustive de la machine ainsi constituée.

4.3.2. Les paramètres associés aux différents mouvements

Chaque mouvement est décrit par un certain nombre de paramètres :

- ✓ Une translation (glissière rectiligne) est décrite par une direction de l'espace matérialisée par un faisceau de droites parallèles, soit 2 paramètres angulaires
- ✓ Une rotation autour d'un point (rotule ou cardan) est décrite par un point, soit 3 paramètres de position.
- ✓ Une rotation axiale (pivot) est décrite par une droite, soit 2 paramètres angulaires qui définissent la direction de l'axe, et 2 paramètres de position qui définissent la position de cet axe.

A partir de ces paramètres, il est alors possible de créer les origines de l'espace de référence de la machine, ou les contraintes de positionnement par rapport aux mouvements précédents.

4.3.3. Les contraintes de positionnement

Ces contraintes correspondent aux paramètres à mesurer et à régler afin de garantir la qualité d'une machine. Ces contraintes peuvent s'exprimer de différentes manières. Par exemple, pour une machine cartésienne comportant un plateau rotatif (axe C) nominalelement parallèle à l'axe du mouvement portant la broche (axe Z), un parallélisme entre les deux axes (Z et C) peut également être décrit par deux perpendicularités, l'une entre l'axe C et l'axe X (C/X) et l'autre entre le même axe C et l'axe Y (C/Y). Pour l'application de notre méthode, nous avons choisi d'identifier la contrainte qui fait intervenir l'axe le plus proche dans l'arbre de construction. Ceci permet d'identifier l'ensemble des défauts sans introduire de dépendance. Par contre, pour les besoins de la mesure, il est envisageable de modifier la définition des contraintes, en fonction des moyens de mesure disponibles et de leur facilité de mise en œuvre. Mais il faut alors prendre en compte la dépendance des défauts, nous développerons ce point dans les exemples de reconstructions dans le paragraphe suivant.

Voici une liste non exhaustive des différentes mesures réalisables en pratique :

- ✓ Perpendicularité entre deux axes : Un paramètre angulaire
- ✓ Parallélisme entre deux axes : Deux paramètres angulaires
- ✓ Parallélisme entre un axe et un plan : Un paramètre angulaire
- ✓ Distance entre deux axes : Un paramètre de position
- ✓ Angle entre deux axes : Un paramètre angulaire ou deux si l'angle est projeté sur deux plans perpendiculaires

Ces mesures seront décrites plus en détail dans le chapitre 2.

L'expression des défauts d'assemblage des axes n'est pas unique dès que la machine possède des axes de rotation. Afin d'identifier correctement les défauts d'assemblage par rapport au référentiel machine, nous considérerons toujours que les axes de rotations sont à leur position d'origine (paramètre de position de l'axe nul).

4.3.4. Méthodologie

Pour faciliter l'application de la méthode de reconstruction des machines, nous préconisons de remplir ce tableau pour chaque introduction d'un nouvel axe :

Nom			
Type			
Nombre de paramètres		Angulaire	
		Position	
Origines créées		Angulaire	
		Position	
Paramètres à mesurer		Angulaire	
		Position	

Le « Nom » permet d'identifier l'axe de la machine analysé.

Le « Type » permet de connaître le type d'axe : pivot, glissière,...

Le « Nombre de paramètres » permet d'identifier le nombre et le type de paramètres nécessaire pour connaître la position de l'axe. Par exemple une liaison pivot : 2 paramètres angulaire et 2 paramètres de position.

Les « Origines créées » correspondent au nombre de paramètres de l'axe utilisés pour définir une origine.

Les « Paramètres à mesurer » permettent d'identifier le nombre et le type de paramètres à mesurer pour garantir le positionnement du nouvel axe par rapport aux précédents. La définition des paramètres de mesure doit donc toujours utiliser les axes précédents et les plus proches.

Il est important que la somme des « Origines créées » et des « Paramètres à mesurer » soit égale au « Nombre de paramètres ».

Le cheminement de la méthode de reconstruction part de la pièce, de l'outil ou de tout autre élément de la machine. Ce choix n'a pas d'influence sur le nombre de paramètres identifiés, par contre leur définition sera différente. Pour créer un modèle de correction, il est judicieux de partir de l'outil ou de la pièce. Mais si on est dans une phase de réglage, au moment du montage, il est judicieux de partir du bâti car seuls les axes montés successivement à partir du bâti pourront servir de référence.

Ensuite il faut placer tous les axes successivement comme si nous devions assembler réellement la machine. En plaçant le premier axe, nous identifions les paramètres associés. Pour chaque paramètre, nous recherchons l'origine associée, si elle existe nous définissons un paramètre à mesurer sinon nous la créons. Après l'analyse de l'ensemble des paramètres d'un axe nous passons au suivant. Le synoptique suivant reprend la méthodologie :

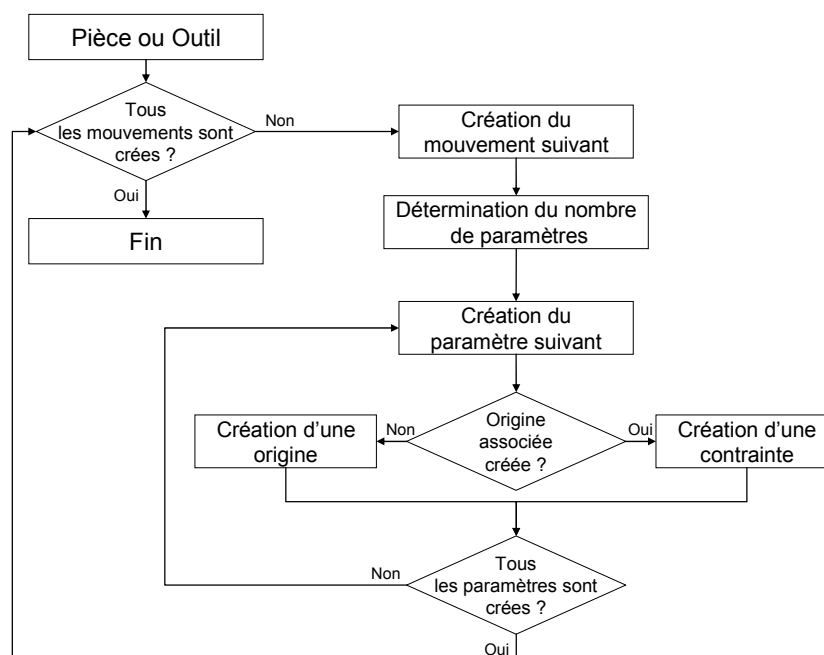


Figure 31 : Méthodologie de la reconstruction virtuelle

Dans les paragraphes suivants nous présenterons plusieurs reconstructions avec une analyse des mesures associées. Le dernier paragraphe abordera la généralisation de la méthode à des machines à structure parallèle.

A cette étape d'étude de la machine, les origines créées sont des origines intrinsèques accompagnant la juxtaposition des différents axes. Cet ensemble d'origines correspond à la création d'un repère dans lequel on définira la machine par rapport à son environnement. Cette définition d'origine n'est pas obligatoirement complète. Par exemple pour une machine cartésienne 3 axes, les trois origines de translation ne sont pas imposées, seules les trois perpendicularités entre les axes sont des défauts d'assemblage à caractériser.

Toutefois, afin de réaliser le modèle de commande et de correction de la machine, il est nécessaire d'être capable de repérer les configurations relatives de tous les éléments de la machine. En pratique, tous les axes des machines présentent une origine matérialisée sur le système de mesure de déplacement, appelée POM (Prise d'Origine Mesure). C'est la POM qui sera utilisée pour le modèle de commande et de correction. Cette définition d'origine se superposera éventuellement à une origine issue de la reconstruction géométrique avec un simple décalage constant.

4.3.5. Exemple de reconstruction d'une machine 5 axes

Voici le résultat de la reconstruction d'une machine couramment utilisée : une fraiseuse 5 axes. Pour une fraiseuse cartésienne 3 axes, il suffira de supprimer la définition des deux axes rotatifs.

Nous partirons de la pièce pour réaliser notre identification.

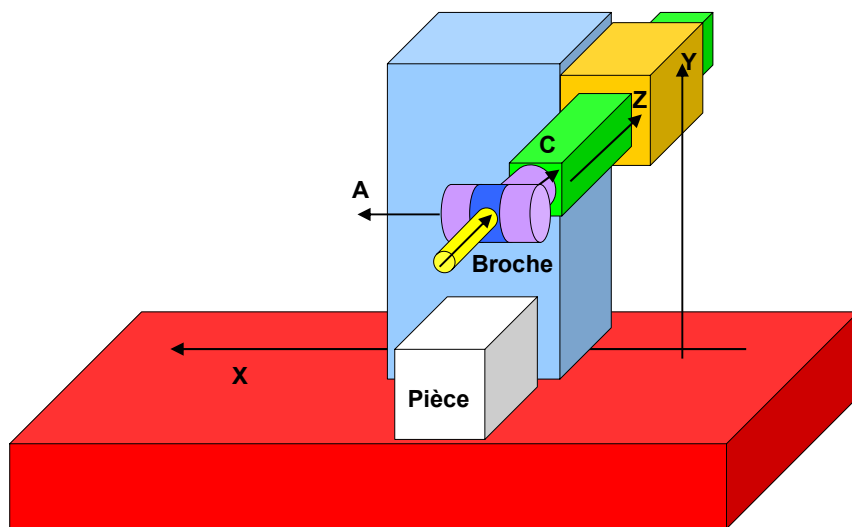


Figure 32 : Machine 5 axes classique

Nous ne présentons ici que le résultat de la méthode de reconstruction. L'annexe II présente de façon exhaustive les différentes étapes de la reconstruction. Pour résumer l'ensemble de ces étapes, voici un tableau qui fait la liste des axes, des origines créées et des paramètres à mesurer.

Axe	Nombre de paramètres apportés	Origines créées	Paramètres à mesurer
X	2	Ry Rz	
Y	2	Rx	Rz : Perpendicularité Y/X
Z	2		Rx : Perpendicularité Z/Y Ry : Perpendicularité Z/X
C	4	X Y	Rx : Parallélisme C/Z dans le plan YZ Ry : " dans le plan XZ

A	4	Z	Ry : Perpendicularité A/C Rz : Angle C_0 pour A // Plan XZ Y : Distance A/C
Broche	4		Rx : Angle A_0 pour Broche // Plan AC Ry : Perpendicularité Broche/A X : Distance Broche/C suivant X Y : Distance Broche/A

Tableau 1 : Résumé de la reconstruction d'une machine 5 axes

De plus l'annexe II, présente un autre exemple de reconstruction : un goniomètre 6 axes.

4.3.6. Le principe de reconstruction pour les architectures parallèles

Cette méthode peut directement être appliquée aux machines à architecture parallèle. Prenons l'exemple d'un hexapode composé de six vérins. Chaque vérin est lié à la base par un cardan et à la nacelle par une rotule. Une liaison glissière permet au vérin de modifier sa longueur.

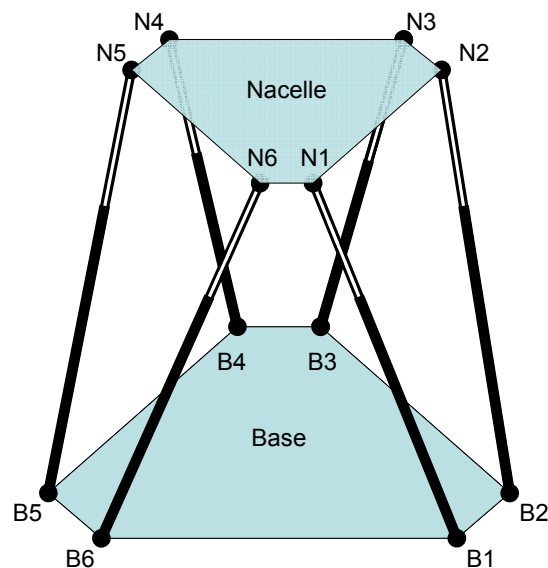


Figure 33 : Structure d'un hexapode

Tout d'abord nous allons simplifier le problème en remplaçant la liaison glissière du vérin par une simple longueur variable, les seules liaisons sont donc les cardans et les rotules. Nous verrons par la suite le paramétrage introduit par l'ajout des glissières.

Nom	B1 : Rotule de base 1		
Type	Point		
Nombre de paramètres	3	Angulaire	/
		Position	X, Y, Z
Origines créées	3	Angulaire	/
		Position	X, Y, Z
Paramètres à mesurer	0	Angulaire	
		Position	
Nom	B2 : Rotule de base 2		

Type	Point		
Nombre de paramètres	3	Angulaire	/
		Position	X, Y, Z
Origines créées	2	Angulaire	Rx, Ry
		Position	/
Paramètres à mesurer	1	Angulaire	
		Position	1 Distance B1/B2

Nom	B3 : Rotule de base 3		
Type	Point		
Nombre de paramètres	3	Angulaire	/
		Position	X, Y, Z
Origines créées	1	Angulaire	/
		Position	Rz
Paramètres à mesurer	2	Angulaire	
		Position	1 Distance B3/B1 1 Distance B3/B2

Nom	B4 : Rotule de base 4		
Type	Point		
Nombre de paramètres	3	Angulaire	/
		Position	X, Y, Z
Origines créées	0	Angulaire	/
		Position	/
Paramètres à mesurer	3	Angulaire	
		Position	1 Distance B4/B1 1 Distance B4/B2 1 Distance B4/B3

De même pour les articulations suivantes : B5, B6. A ce stade, le nombre de paramètres à mesurer est donc de 12 distances entre points.

Pour ajouter les liaisons rotules, il est nécessaire de considérer la nacelle dans une position particulière. Cette position correspond à la fermeture des chaînes cinématiques en déterminant les distances entre les articulations de la nacelle et celles de la base. Donc cette position correspond à 6 longueurs particulières des vérins.

On obtient ainsi le tableau de synthèse suivant en ajoutant les paramètres des articulations de la nacelle : N1, N2, N3, N4, N5, N6 :

Axe	Nombre de paramètres apportés	Origines créées	Paramètres à mesurer
B1	3	X,Y,Z	
B2	3	Rx,Ry	Distance B2/B1
B3	3	Rz	Distance B3/B1, Distance B3/B2
B4	3		Distance B4/B1, Distance B4/B2, Distance B4/B3
B5	3		Distance B5/B1, Distance B5/B2, Distance B5/B3
B	3		Distance B6/B1, Distance B6/B2, Distance B6/B3

N1	3		Distance N1/B1, Distance N1/B2, Distance N1/B3
N2	3		Distance N2/B1, Distance N2/B2, Distance N2/B3
N3	3		Distance N3/B1, Distance N3/B2, Distance N3/B3
N4	3		Distance N4/B1, Distance N4/B2, Distance N4/B3
N5	3		Distance N5/B1, Distance N5/B2, Distance N5/B3
N6	3		Distance N6/B1, Distance N6/B2, Distance N6/B3
Total	12 x 3	6	Soit 3 x 12 – 6 = 30 paramètres

Le choix du codage n'est pas unique. Ici nous avons choisi de travailler à partir des distances entre les points à assembler et trois points caractéristiques B1, B2 et B3. Mais il peut être plus judicieux de coder les points par rapport à un référentiel créé à partir de ces 3 points.

La mesure de ces 3 paramètres permet de modifier le modèle de commande et ainsi de piloter la machine en fonction de ses caractéristiques réelles et non théoriques.

Nous avons tout d'abord simplifié le problème en substituant les liaisons glissières des vérins par des distances point-point. On ajoute maintenant les paramètres dus à ces glissières, soit deux paramètres angulaires, qui correspondent au défaut d'alignement de l'axe de la glissière par rapport à l'axe passant par le cardan et la rotule du vérin considéré.

On obtient ainsi avec les 6 glissières, 2 x 6 paramètres supplémentaires, soit au total 42 paramètres.

Cette méthode est donc parfaitement applicable à la détermination des paramètres d'une machine à structure parallèle. Par contre, le nombre de paramètres étant dépendant du nombre d'articulations, le remplissage de ce genre de tableau devient très vite laborieux et surtout répétitif. Comme les contraintes sont souvent du même type et répétées six fois, nous proposons une simplification de notre approche.

Pour cela, il faut identifier les différents types d'articulations, y associer le nombre de paramètres et enlever 6 paramètres qui correspondent aux origines à créer.

Par exemple pour **l'hexapode sans les glissières** :

✓ 6 cardans sur la base : 3 paramètres de position $\Rightarrow 3 \times 6 = 18$

✓ 6 rotules sur la nacelle : 3 paramètres de position $\Rightarrow 3 \times 6 = 18$

Soit $18 + 18 - 6 = 30$ paramètres

Et pour une **modélisation intégrant les glissières** :

✓ 6 cardans sur la base : 3 paramètres de position $\Rightarrow 3 \times 6 = 18$

✓ 6 rotules sur la nacelle : 3 paramètres de position $\Rightarrow 3 \times 6 = 18$

✓ 6 glissières : 2 paramètres angulaires $\Rightarrow 2 \times 6 = 12$

Soit $18 + 18 + 12 - 6 = 42$ paramètres

Enfin pour une **modélisation complète en décomposant les cardans et les rotules en liaisons pivots** :

- ✓ 6 x 2 pivots pour les cardans sur la base : 4 paramètres $\Rightarrow 12 \times 4 = 48$
- ✓ 6 x 3 pivots pour les rotules sur la nacelle : 4 paramètres $\Rightarrow 18 \times 4 = 72$
- ✓ 6 glissières : 2 paramètres angulaires $\Rightarrow 2 \times 6 = 12$

Soit $48 + 72 + 12 - 6 = 126$ paramètres

Ces résultats sont à rapprocher de la formule de Vischer [VIS96] qui permet de déterminer le nombre minimum de paramètres nécessaire à la modélisation d'un robot. Cette formule est une référence dans la modélisation des systèmes :

$$C = 3R + P + SS + E + 6L + 6(F-1)$$

Avec :

C nb mini de paramètres géométriques

R nb liaisons rotoïdes

P nb liaisons prismatiques

SS nb de paires de rotules (ou cardans)

E nb de capteurs articulaires (liaison articulaire instrumentée)

L nb de boucles fermées

F nb de repères arbitrairement positionné sur le manipulateur

Pour notre **hexapode sans la modélisation des liaisons glissières**, on a :

$$R = 0 \quad P = 0 \quad SS = 6 \quad E = 0 \quad L = 5 \quad F = 0 \text{ (pas de définition de repère)}$$

$$\text{Donc } C = 3 \times 0 + 0 + 6 + 0 + 6 \times 5 + -6 = 30$$

Pour notre **hexapode avec la modélisation des liaisons glissières**, on a :

$$R = 0 \quad P = 6 \quad SS = 0 \quad E = 6 \quad L = 5 \quad F = 0 \text{ (pas de définition de repère)}$$

$$\text{Donc } C = 3 \times 0 + 6 + 0 + 6 + 6 \times 5 + -6 = 36$$

Enfin pour notre **hexapode avec une modélisation complète des articulations**, on a :

$$R = 6 \times 5 \quad P = 6 \quad SS = 0 \quad E = 6 \quad L = 5 \quad F = 0 \text{ (pas de définition de repère)}$$

$$\text{Donc } C = 3 \times 30 + 6 + 0 + 6 + 6 \times 5 + -6 = 126$$

On remarque que, pour la modélisation avec les liaisons glissières, notre résultat ne concorde pas avec l'équation de Vischer. Notre modélisation crée 6 paramètres supplémentaires. En effet lorsque nous introduisons la liaison glissière il nous faut définir complètement la direction par deux paramètres angulaires. Or un des paramètres n'a pas d'influence sur la modélisation, car il correspond à un degré de liberté interne si on utilise deux liaisons rotules, ou à l'orientation du cardan pour une modélisation à base de cardan et rotule.

Notre modélisation ne permet donc pas de trouver directement le paramétrage minimal de certaines structures parallèles. Des travaux futurs sont envisagés pour déterminer l'analyse supplémentaire à réaliser pour supprimer les paramètres inutiles.

Pour terminer sur cette méthode de détermination des paramètres d'une machine à structure parallèle, nous allons nous intéresser à une machine sur laquelle nous avons travaillé avec le CEA, afin d'améliorer sa précision. Cette machine, qui utilise une architecture hexaglide, est un prototype de l'actionneur qui permettra de positionner finement une cible contenant un microballon de deutérium-tritium sur lequel seront focalisés les 240 faisceaux laser du futur Laser MégaJoule (LMJ). Ce laser de grande puissance (1,8 MJ), installé dans la région bordelaise, est l'un des maillons du programme de Simulation du CEA qui vise à garantir la pérennité de la dissuasion française en l'absence d'essais nucléaires.

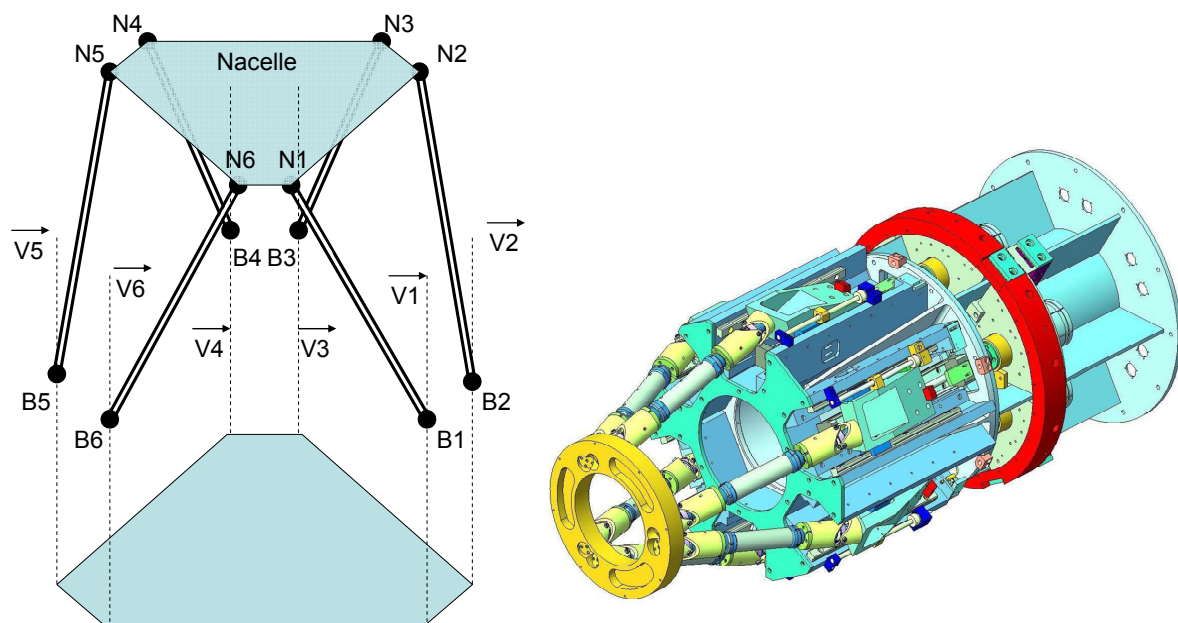


Figure 34 : Structure d'un hexaglide

L'**hexaglide** est composé de 6 glissières parallèles sur lesquelles sont fixées des rotules. Ces dernières sont reliées à des rotules solidaires du plateau mobile par 6 bras de longueur constante (Figure 34).

- ✓ 6 glissières : 2 paramètres angulaires $\Rightarrow 2 \times 6 = 12$
- ✓ 6 cardans sur les chariots : 3 paramètres de position $\Rightarrow 3 \times 6 = 18$
- ✓ 6 rotules sur la nacelle : 3 paramètres de position $\Rightarrow 3 \times 6 = 18$

Soit $12 + 18 + 18 - 6 = 42$ paramètres

Et d'après la formule de Vischer :

$$R = 0 \quad P = 6 \quad SS = 6 \quad E = 6 \quad L = 5 \quad F = 0 \text{ (pas de définition de repère)}$$

$$\text{Donc } C = 3 \times 0 + 6 + 6 + 6 + 6 \times 5 + -6 = 42$$

On retrouve bien le même nombre de paramètres entre les deux méthodes, ce qui confirme que notre méthode est adaptable aux machines à structure parallèle dans certaines conditions.

Conclusion sur notre méthode d'identification des défauts géométriques

Cette nouvelle méthode permet d'obtenir rapidement l'ensemble des paramètres nécessaires pour décrire l'ensemble des défauts géométriques d'une machine. Le paramétrage obtenu est minimal pour les structures séries. Nous avons de plus montré qu'elle pouvait aussi se généraliser, dans une certaine mesure, aux structures parallèles.

Notre méthodologie permet, en plus du simple décompte, d'identifier le type de défaut (angulaire, position) et les axes auxquels il se rapporte. A partir de ces données il est simple de définir la mesure qui permettra d'obtenir la valeur de ce défaut. Si pour des problèmes de mise en œuvre une autre méthode de mesure est utilisée, il est possible très rapidement de trouver tous les défauts qui peuvent intervenir sur la mesure pour isoler celui qui nous intéresse.

Nous avons aussi montré que cette méthode semble parfaitement applicable à certaines machines à architecture parallèle. Une investigation plus poussée devra être réalisée pour s'en assurer, mais elle ne fera pas l'objet de cette thèse.

5. CONCLUSION

Ce chapitre a permis d'introduire tous les concepts inhérents à la maîtrise du positionnement d'un solide dans l'espace.

Tout d'abord nous avons réalisé une analyse de la structure des machines afin de définir ses fonctions principales : la chaîne cinématique et la chaîne métrologique. A partir de ces définitions nous avons décrit les sources principales de défauts, les moyens de s'en protéger ou de les corriger.

Ensuite nous avons présenté une conception particulière appelée structure métrologique dissociée qui permet, en utilisant le principe de séparation des fonctions, de réaliser des machines beaucoup plus précises.

Enfin nous avons présenté une modélisation de l'ensemble des défauts géométriques d'une machine et proposé une nouvelle méthodologie qui permet de faire un bilan exhaustif des défauts d'assemblage des axes. Cette méthode permet, en plus du simple décompte, d'identifier le type de défaut et les axes auxquels il est lié. Ceci permet de mieux appréhender la phase de mesure. Nous avons aussi essayé de généraliser cette méthode à des machines à structure parallèle, mais notre analyse n'est pas encore minimale pour certaines machines.

Après ce chapitre qui nous a permis de présenter l'ensemble des concepts liés à la maîtrise du positionnement, nous allons nous intéresser aux concepts de mesure et aux moyens existant pour déterminer la valeur des défauts géométriques.

CHAPITRE II : LES OUTILS DE MESURE ET DE VERIFICATION DU POSITIONNEMENT

Les modèles et les méthodes présentés au chapitre précédent rendent possible la modélisation géométrique de tout type de machine et permettent de connaître l'ensemble des fonctions et des paramètres à déterminer, afin de caractériser la précision de positionnement de l'outil dans l'espace pièce.

Nous allons présenter dans ce chapitre les moyens à mettre en œuvre pour mesurer ces fonctions et ces paramètres.

Le premier paragraphe présentera l'ensemble des concepts qui sont à la base des moyens de mesures pour la détermination des défauts géométriques des machines.

Le second paragraphe illustrera l'utilisation de ces concepts en les appliquant à l'analyse des moyens de mesure actuels.

Dans le dernier paragraphe, nous nous intéresserons à la mesure des défauts de position relative de deux solides en mouvements.

1. LES CONCEPTS

Pour parfaitement maîtriser les moyens de mesure des défauts géométriques des machines, il est nécessaire de bien poser les concepts qui régissent ces dispositifs. Un grand nombre d'ouvrages et de publications présentent les technologies de capteurs : ASCH [ASC06] et RIOUT [RIO87] présentent, pour l'ensemble des grandeurs physiques, le principe et les technologies de capteurs adaptées, une partie seulement traite de la mesure des défauts de translation et de rotation. D'autres ouvrages, plus spécifiques à la mesure des défauts des machines, abordent aussi les précautions d'utilisations de ces capteurs [SLO92] et [ERN98]. Notre but est donc de formaliser les concepts de mesure des défauts géométriques, en indiquant pour chacun d'eux les sources d'erreur et les précautions d'utilisation. De plus nous les illustrerons sur des moyens de mesure réels.

1.1. Le comparateur linéaire

1.1.1. Définition

Le comparateur linéaire est un instrument qui mesure la projection du mouvement relatif de deux solides suivant son axe de sensibilité (Figure 35).

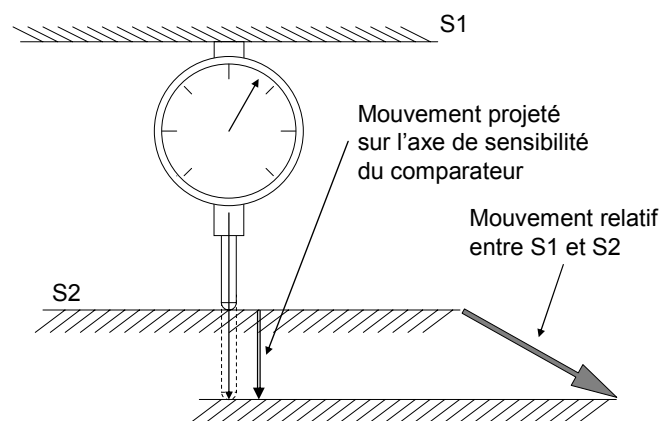


Figure 35 : Le comparateur, un projecteur de mouvement

Le comparateur est constitué de 3 éléments principaux, le corps du comparateur, la touche mobile qui est en liaison glissière avec le corps et le détecteur de mouvement qui mesure le déplacement de la touche par rapport au corps du comparateur.

Pour illustrer cette définition, prenons deux solides S1 et S2 (Figure 36).

- ✓ Le corps du comparateur est lié de manière rigide à S1, donc tous les points appartenant au corps du comparateur suivent le solide S1.
- ✓ Le détecteur de mouvement mesure le déplacement de la touche par rapport au corps du comparateur. Ce déplacement est nominalelement une translation. La direction de cette translation correspond à l'axe de guidage de la touche par rapport au corps du comparateur.
- ✓ La touche est maintenue en contact tangent avec le solide S2.

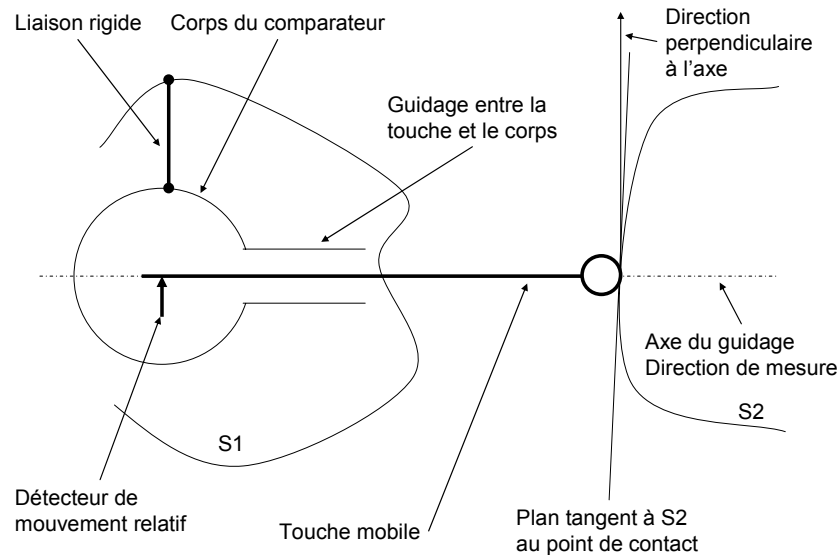


Figure 36 : Présentation du concept de projeteur de mouvement

Le comparateur linéaire permet de mesurer le rapprochement ou l'éloignement de tous les points du solide S2 appartenant à l'axe de mesure par rapport à tous les points du solide S1 appartenant aussi à cet axe. Cet axe de mesure correspond à la ligne d'Abbe du comparateur.

Afin de clairement définir la direction de sensibilité du comparateur, nous allons placer un référentiel d'analyse (Figure 37). Le centre du référentiel correspond au point de contact entre la touche et le solide S2. L'axe $\vec{W}$ sera porté par l'axe de mesure du comparateur qui correspond à la direction du guidage de la touche par rapport au corps du comparateur. Les axes $\vec{U}$ et $\vec{V}$ sont définis de façon à créer un repère direct.

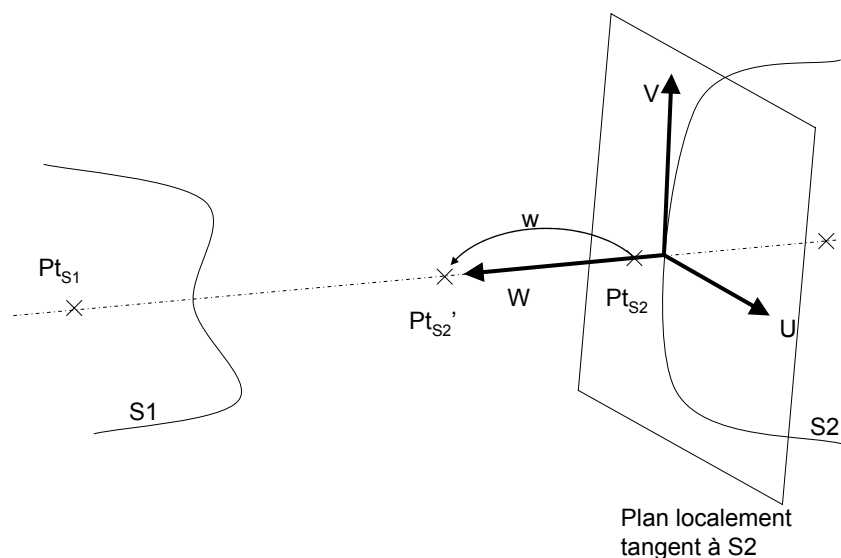


Figure 37 : Axe de sensibilité du comparateur

Si on réalise un déplacement suivant $\vec{W}$ de w on obtient $\overline{Pt_{S2}Pt_{S1}} = w + \overline{Pt_{S2}'Pt_{S1}}$ et ceci quel que soient les points de S1 et S2 tant qu'ils appartiennent à l'axe du comparateur. Donc, si le mouvement relatif de S1 et S2 est un mouvement de translation pure suivant cet axe, la mesure correspondra exactement à la valeur du mouvement relatif.

Un mouvement suivant $\vec{U}$ ou $\vec{V}$ est insensible sur la mesure du comparateur si et seulement si la surface de S2 est un plan perpendiculaire à l'axe suivant les deux directions $\vec{U}$ et $\vec{V}$. Dans le cas contraire, un mouvement relatif défini par une translation pure suivant une direction perpendiculaire à l'axe $\vec{W}$, engendrera une mesure correspondant au profil de la surface de contact entre la touche du palpeur et le solide S2.

Un défaut d'alignement entre l'axe de sensibilité du comparateur et la direction du mouvement mesuré introduit une erreur sur la valeur obtenue par le comparateur. Mais cette erreur reste négligeable car elle est de second ordre (Figure 38).

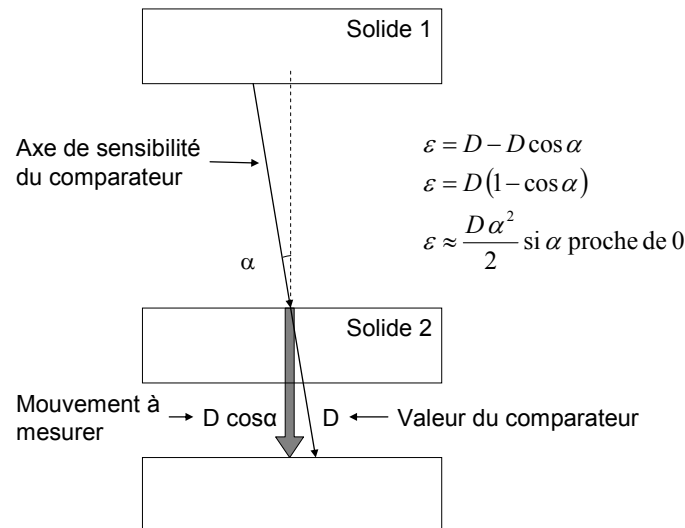


Figure 38 : Erreur due à un défaut d'alignement du capteur

Nous venons de définir l'axe de sensibilité du comparateur linéaire. Cet axe de sensibilité correspond aussi à l'axe d'Abbe. Nous avons expliqué dans le chapitre I ce qu'est le principe d'Abbe : « pour réaliser une bonne mesure, l'étalon de mesure doit être installé dans le prolongement de la côte à mesurer ». Mais pour l'appliquer il est nécessaire de connaître précisément la matérialisation de l'étalon de mesure. Pour cela nous avons défini la notion d'axe d'Abbe qui correspond à cette matérialisation. Nous indiquerons pour chaque instrument la position de cet axe.

Ce concept de mesure est décliné en plusieurs réalisations matérielles mettant en œuvre des technologies différentes, aussi bien au niveau du détecteur de mouvement, que du guidage entre la touche et le corps du comparateur.

1.1.2. Les diverses technologies

Il existe un grand nombre de technologie qui permettent de concevoir un comparateur linéaire. Elles sont présentées dans les détails de leur principe, ainsi que dans leurs précautions d'emploi dans l'annexe III.

Ce tableau de synthèse suivant permet d'avoir un rapide aperçu de leurs caractéristiques principales.

Technologie		Course	Résolution	Justesse
Mécanique	Classique	100 mm	10 μm	30 μm
	Grande précision	3 mm	1 μm	5 μm
Potentiométrique	Classique	300 mm	1 μm	0.15 % PE
LVDT	Classique	300 mm	1 μm	0.25 % PE
	Grande précision	2 mm	0.1 μm	0.25 % PE
Optique incrémentale	Classique	30000 mm	0.5 μm	5 μm
	Grande précision	100 mm	0.001 μm	0.5 μm
Capacitif	Classique	3 mm	0.1 μm	0.2 % PE
	Grande précision	0.2 mm	0.008 μm	0.2 % PE
Interférométrie	Classique	30000 mm	0.4 μm	1 $\mu\text{m/m}$
	Grande précision	2000 mm	0.001 μm	0.25 $\mu\text{m/m}$

PE : Pleine Echelle (étendue de la mesure)

Les valeurs présentées dans ce tableau sont données à titre indicatif pour avoir un ordre de grandeur des performances à attendre de ces capteurs. Il est possible de trouver des capteurs avec des courses supérieures ou des précisions supérieures.

Il est intéressant tout d'abord de remarquer que très souvent la mesure de défaut géométrique ne nécessite pas une grande amplitude de mesure. Seule la mesure du défaut de justesse nécessite une plage de mesure très importante. On remarque d'ailleurs que la majorité des technologies permet de ne faire des mesures avec une bonne précision que sur de faibles courses.

Les seuls instruments permettant la mesure de grande amplitude avec un bon niveau de précision sont ceux utilisant une technologie optique ou interférométrique. Pour les mesures de faibles amplitudes, chacun possède un champ d'application propre. Le comparateur mécanique reste le plus employé car il est relativement peu cher et possède une bonne précision. Actuellement, il est concurrencé de plus en plus par des comparateurs électroniques basés sur la technologie LVDT. La mesure devient absolue et peut être transférée, analysée et stockée automatiquement sur ordinateur. Pour réaliser des mesures avec une grande résolution le capteur capacitif est le plus adapté. Actuellement, il est capable de réaliser des mesures avec une résolution nanométrique. Pour ces résolutions, la technologie interférométrique peut aussi répondre, surtout si la course de mesure est supérieure à quelques dixièmes de millimètres.

Afin de réaliser des mesures dans les meilleures conditions, il est important de prendre certaines précautions. La première est de respecter au mieux le principe d'Abbe (Cf. I 2.3.2 et [LAH05]). Ensuite il faut aligner au mieux l'axe de mesure par rapport au mouvement à mesurer pour limiter l'erreur en cosinus (Cf. Figure 38). Enfin il ne faut pas négliger les conditions environnementales et en particulier les variations de températures qui peuvent représenter une importante partie de l'incertitude de mesures (Cf. I 2.3.4).

Après avoir traité la mesure d'un mouvement linéaire, il nous faut traiter la mesure d'un mouvement de rotation.

1.2. Le comparateur de rotation

Un mouvement de rotation est défini par un axe et un angle. Le champ de déplacement généré est non linéaire.

La mesure d'un angle repose sur deux principes parfois complémentaires. Le premier est la division du cercle en portion égale, le second est l'interpolation d'une valeur d'angle par rapport à une référence. Lors de la mesure de petites rotations seule l'interpolation est utilisée. Par contre, pour la mesure de grandes rotations, la division du cercle permet d'avoir une référence variable à partir de laquelle, grâce à l'interpolation, la mesure peut être affinée.

Il existe un grand nombre de technologie qui permettent de réaliser la division du cercle et l'interpolation. Elles sont, comme pour le comparateur linéaire, présentées de façon complète dans l'annexe III.

Afin de faire un bilan des références utilisables pour des mesures de rotations, voici un tableau présentant le type de référence et ses applications courantes.

Référence	Dispositif de mesure	Application
Division du cercle	Codeur angulaire	Mesure la position angulaire de mécanismes : Moteurs, axes, ...
Direction de mesure	Double comparateur	Mesure de petits défauts angulaires
Rayon lumineux	Lunette autocollimatrice	Mesure de petits défauts angulaires
Champ de gravité	Niveau à bulle Niveau électronique	Nivellement Mesure de défaut angulaire
Champ magnétique	Boussole Compas	Navigation
Axe de rotation d'un gyroscope	Gyroscope	Stabilisateur de vol Pilotage automatique
Axe de rotation de la terre	Gyrocompas	Navigation Pilotage automatique

Le tableau suivant fournit des ordres de grandeurs sur l'étendue de mesure, la précision et la résolution courante des moyens de mesures couramment utilisés pour la mesure de défauts angulaires.

Dispositif de mesure		Course	Résolution	Précision
Codeur angulaire	Classique	360°	0.005°	± 5"
	Grande précision	360°	0.000 01°	± 0.4"
Lunette autocollimatrice	Classique	± 2.5°	1"	± 3"
	Grande précision	± 20"	0.002"	± 0.01"
Niveau électronique	Classique	± 45°	5"	30"
	Grande précision	± 1°	0.3"	1"

1.3. Le comparateur bidimensionnel plan

Pour réaliser un comparateur bidimensionnel, permettant de mesurer le déplacement des deux translations dans un plan, il est possible de monter deux comparateurs avec leur axe de sensibilité perpendiculaire. Ce montage nécessite l'utilisation de deux surfaces planes et perpendiculaires comme appui pour les deux touches de comparateur.

Il existe, depuis quelques années, une autre solution pour réaliser un comparateur 2D de manière compacte (Figure 39). Ce capteur fonctionne exactement sur le même principe physique que le comparateur optoélectronique présenté dans le paragraphe 1.1. La différence réside dans la réunion de deux systèmes de mesures linéaires au sein d'un même boîtier. La tête ainsi conçue possède deux réseaux de lecture indépendants et perpendiculaires.

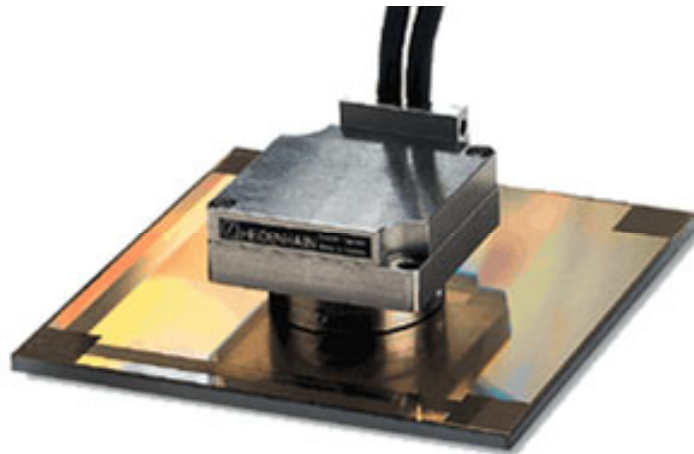


Figure 39 : Comparateur 2D (Tête + réseau de mesure)

La tête de lecture comporte deux dispositifs optiques séparés. Ces deux blocs sont orientés à 90° . On remarquera que, pour respecter le principe d'Abbe lors de l'implantation de cet appareil, il est nécessaire d'identifier son point d'Abbe qui est l'intersection des lignes d'Abbe des deux directions (Figure 40). Ce point n'est pas confondu avec le centre de ce codeur, il faudra donc tenir compte de cet élément lors de l'implantation de ce capteur.

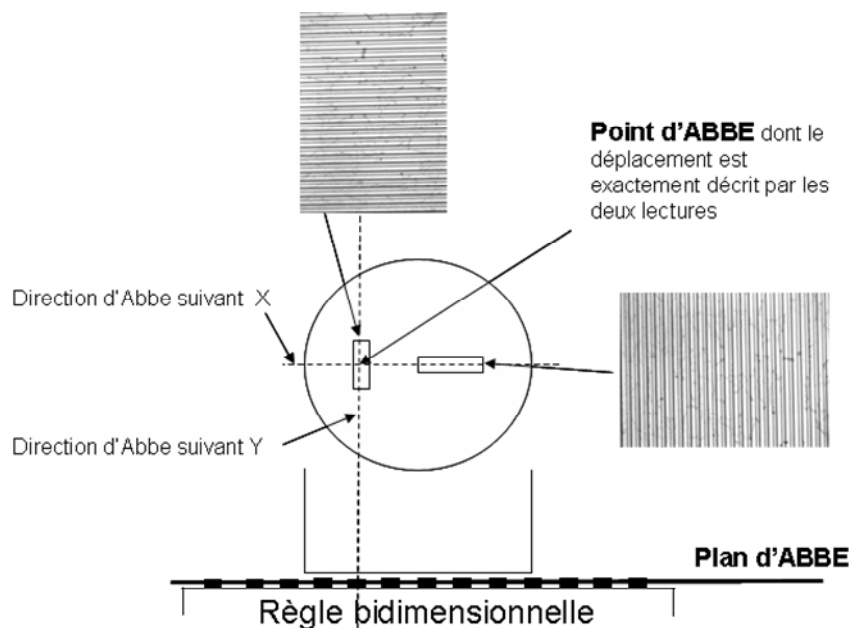


Figure 40 : Principe du comparateur 2D

La règle graduée est un réseau de mesure 2D, en réflexion, dont la période est de $8\text{ }\mu\text{m}$ dans les deux directions de mesure x et y . L'image de la Figure 41 a été obtenue par la mesure du réseau à l'aide d'un Microscope à Force Atomique (AFM), développé par le Laboratoire National de Métrologie et d'Essais dans le cadre d'une autre collaboration du laboratoire [LAH05].

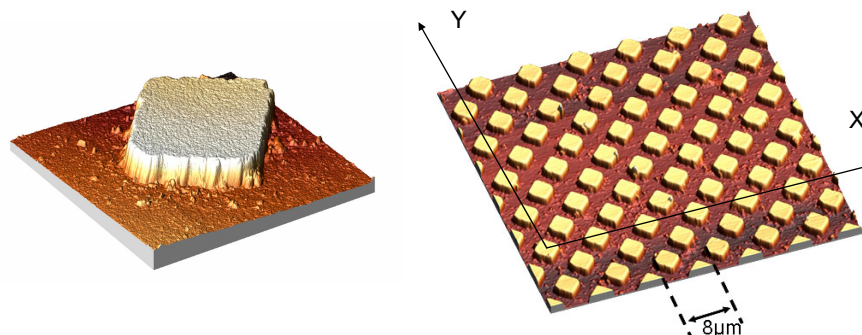


Figure 41 : Vue de détail ($50\text{ }\mu\text{m} \times 50\text{ }\mu\text{m} \times 0.15\text{ }\mu\text{m}$)

1.4. Le comparateur de rectitude

Le défaut de rectitude de déplacement d'un mouvement rectiligne peut être réalisé avec un comparateur linéaire associé à un étalon de rectitude tel qu'une règle par exemple. Nous détaillerons les précautions à prendre pour réaliser cette mesure dans le paragraphe §1.2.

Il existe des moyens dédiés à la mesure de rectitude, principalement pour les axes de grande dimension. Leur principe repose aussi sur l'utilisation d'un étalon de rectitude : un fil tendu ou faisceau lumineux et d'un moyen de permettant de comparer le mouvement réalisé par rapport à l'étalon. Il prend la forme d'un microscope optique pour un fil ou une cellule PSD pour un faisceau lumineux.

L'annexe III présente en détail les différentes méthodes actuellement utilisées pour réaliser une mesure de rectitude.

Une méthode de mesure utilisant des niveaux électroniques permet aussi de réaliser une mesure de rectitude, elle sera présentée en détaille dans l'annexe III.

Afin de réaliser un bilan sur l'ensemble des moyens qui permettent de réaliser une mesure de rectitude, nous avons réalisé un tableau de synthèse qui présente leurs caractéristiques principales.

Dispositif de mesure		Plage de mesure	Incertitude
Règle et comparateur		0 à 3 m	$\pm 1\text{ }\mu\text{m/m}$
Laser avec cellule PSD		0 à 20 m	$\pm 5\text{ }\mu\text{m/m}$
Laser avec prisme de Wollaston	Angle de 1°	0 à 3 m	$\pm (0.5\text{ }\mu\text{m} + 0.15\text{ }\mu\text{m/m}^2)$
	Angle de 0.1°	1 à 30 m	$\pm (5\text{ }\mu\text{m} + 0.015\text{ }\mu\text{m/m}^2)$
Fil tendu		0 à 50 m	$\pm (1\text{ }\mu\text{m} + 0.5\text{ }\mu\text{m/m})$
Mesure au niveau électronique		0 à 100 m	$\pm 1\text{ }\mu\text{m/m}$

Pour une mesure à la règle, la plage de mesure est limitée par la flexion des règles de grande dimension. Cette flexion n'est pas éliminée par la méthode de retournement, nous ne pouvons changer le sens de l'action de la gravité.

La mesure au laser par cellule PSD est très sensible aux perturbations atmosphériques autour du faisceau laser. L'incertitude présentée dans ce tableau est une incertitude donnée par un constructeur et doit être pour des conditions parfaites, difficilement maîtrisable la plus part du temps.

La plage de mesure au fil tendu n'est limitée que par l'étendue de mesure admissible par le microscope. En utilisant un fil de kevlar ou en fibre de carbone, il est possible de réduire la flèche du fil et donc d'augmenter la longueur du fil. Mais ces fils tressés présentent des défauts locaux qui augmentent l'incertitude de mesure.

Pour une mesure au niveau électronique, l'étendue de mesure n'est limitée que par le temps de mesure nécessaire pour réaliser la propagation. Par exemple, pour une semelle de niveau de 100 mm de longueur, il faudra réaliser 1000 mesures pour parcourir 100 m. Mais techniquement il n'y a pas de limite si la compensation de la courbure terrestre n'est pas oubliée.

1.5. Le concept d'étalon de longueur

Ce concept est basé sur l'utilisation d'un étalon de longueur connue. Par des mesures successives sur une machine de cette longueur dans le volume de travail et par comparaison par rapport à sa longueur conventionnellement vraie, il est possible de réaliser une cartographie des erreurs de la machine.

Cette méthode est une des étapes de la réception des machines à mesure tridimensionnelle. L'étalon de longueur peut prendre bien des formes. Une cale étalon est l'un des premiers étalons utilisés. Mais la matérialisation de la longueur associée n'est pas simple car elle nécessite une grande qualité d'exécution. En effet, si on mesure la cale simplement en deux points, il est possible de réaliser une erreur de mesure due à un désalignement de la cale par rapport à la direction définie par les deux points (Figure 42). La solution qui consiste à mesurer les deux plans correspondant aux extrémités de la cale ne permet pas directement d'obtenir la longueur mesurée. La distance entre deux plans n'a pas de réalité mathématique, même si la majorité des logiciels permettent ce type de calcul en utilisant des procédures de traitement pas toujours bien décrites. Une solution satisfaisante peut consister à calculer les deux distances entre un point d'une extrémité et le plan de l'autre extrémité (Figure 42) et d'en faire la moyenne.

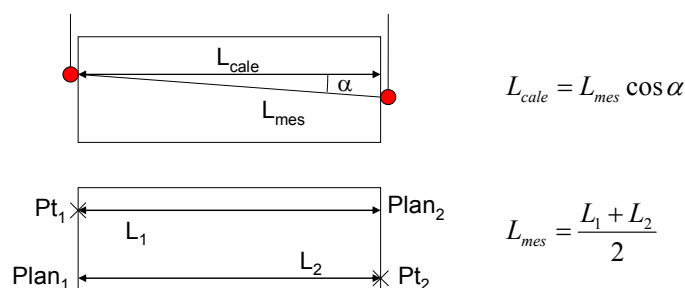


Figure 42 : Méthode de mesure d'une cale étalon

Il existe une matérialisation qui supprime ce problème de définition de la longueur. C'est la barre à boule, qui est constituée d'une tige reliant deux billes. Ces billes doivent avoir un défaut de forme négligeable par rapport à la précision de mesure désirée. Des billes de roulement sont parfaitement adéquates. L'intérêt d'utiliser des sphères et qu'il n'y a pas d'ambiguïté sur la définition de la longueur : c'est la distance entre les deux centres de sphère.

Pour le contrôle des machines, un grand nombre de dispositifs ont été développés sur l'utilisation d'étalon de longueur matérialisé par des sphères. Certains utilisent une barre possédant plusieurs sphères également réparties afin de réaliser plusieurs mesures de longueur avec une seule position de la barre [ZHA91] [KOB04]. D'autres proposent de réaliser un plan de sphères, voire même des structures en trois dimensions, de façon à limiter le nombre de posages [HUS94] [ARR99] [KOB04]. Dans [COO90] une structure démontable est proposée. Elle permet de connaître l'incertitude dans le volume d'une machine à mesurer. L'utilisation de techniques de retournement et de permutations permet de s'affranchir de la connaissance fine des étalons, exceptée pour la mesure des erreurs de justesse qui nécessite obligatoirement un rattachement au mètre étalon.

La machine à mesurer permet d'obtenir facilement la longueur de l'étalon, ce qui n'est pas le cas des machines-outils. Même si de plus en plus de machines sont équipées de palpeurs de mesure, elles sont encore minoritaires. Nous proposons d'utiliser un dispositif qui permet d'instrumenter tout type de machine-outil. Il est constitué de trois comparateurs montés sur les trois faces perpendiculaires d'un coin de cube qui sera placé dans le nez de broche (Figure 43).

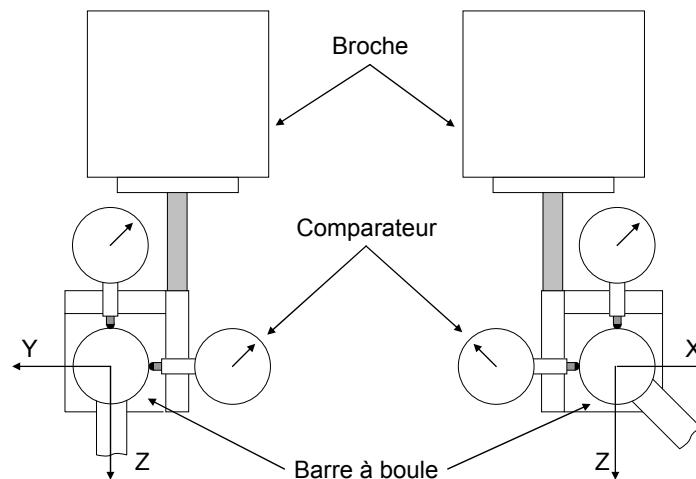


Figure 43 : Mesure d'une sphère par 3 comparateurs

Plutôt que d'instrumenter la machine, il est possible d'instrumenter la barre à boule en mesurant la variation de longueur en fonction de la position de la barre dans l'espace de travail. On retrouve ce principe dans le BallBar qui sera décrit plus précisément dans le paragraphe 2.2. La variation mesurable est relativement faible, de l'ordre de 2 mm, ce qui limite les trajectoires analysées.

Cette analyse peut être étendue à un autre instrument de mesure qui réalise un étalon de longueur de grande dimension : le laser tracker. En effet, il permet de mesurer une longueur qui correspond à la distance entre le centre du réflecteur cible et le centre de rotation des deux axes rotatifs de l'appareil. Le paragraphe 3.2, présentera plus en détail ce nouvel instrument.

L'ensemble des instruments présentés correspond à des composants industriels pour mesurer les défauts des machines. Notre objectif par la suite sera d'illustrer leur mise en œuvre pour mesurer des défauts géométriques de machine. Nous essayerons à chaque fois de présenter les précautions à prendre pour avoir la mesure la plus précise possible.

Dans un premier temps nous présenterons des instruments permettant de réaliser des mesures indépendantes. Puis nous présenterons deux instruments qui permettent de réaliser la mesure de plusieurs défauts simultanément. Enfin nous terminerons par la mesure des paramètres de position relative des mouvements.

2. APPLICATIONS DE CES CONCEPTS AUX MESURES CLASSIQUES

2.1. La mesure des défauts des axes

C'est la mesure historique, un instrument permet de mesurer un seul défaut indépendamment des autres. Donc pour chaque type de défaut d'un même axe, il faut soit déplacer l'instrument de mesure ou, plus contraignant encore, il faut en changer. Ces différentes manipulations sont longues et souvent délicates. Nous proposerons au §2.3 une stratégie de mesure adaptée aux machines à trois axes perpendiculaires qui permet de juger par étape de la qualité de la machine, sans avoir à faire l'ensemble des mesures.

Nous présenterons dans l'annexe IV, une description complète de ces mesures :

- ✓ Mesure de justesse
- ✓ Mesure de rectitude
- ✓ Mesure de battement radial et axial
- ✓ Mesure de roulis, tangage et lacet
- ✓ Mesure de battement angulaire

Cette annexe présentera les différents moyens de mesure, les différentes méthodes, leur mise en œuvre et les précautions à prendre.

2.2. La mesure des défauts de position relative des mouvements des axes

Le défaut de position le plus connu est la perpendicularité entre deux axes de translation. Mais il en existe d'autres, et en particulier ceux incluant un axe de rotation.

L'annexe IV propose de décrire la mesure de plusieurs de ces défauts :

- ✓ Perpendicularité entre deux axes
- ✓ Perpendicularité entre B et le plan généré par X et Z
- ✓ Parallélisme entre Y et B

Une chose importante à retenir sur ce type de mesure est que pour déterminer la position relative des mouvements de deux axes, il faut idéaliser chacun des mouvements (cf. Chapitre I §4.2). Pour cela il est indispensable de faire une mesure en faisant bouger les deux axes à analyser, soit simultanément, soit successivement.

Toutes ces méthodes permettent de mesurer les défauts de position relative de deux axes de machine, mais leur mise en œuvre reste relativement longue et demande un grand soin pour que le résultat soit de qualité. Nous verrons par la suite que l'utilisation des moyens de mesure présentés au paragraphe 3 permet de réaliser ces mesures de façon plus rapide et plus sûre.

Mais avant, nous allons terminer la présentation des mesures classiques par la présentation d'une méthodologie qui permet de gagner du temps pour juger de la qualité d'une machine. Cette méthode utilise le principe qu'il n'est pas nécessaire de réaliser l'ensemble des mesures avant de pouvoir conclure qu'une machine n'est pas bonne.

2.3. Mesure type d'une machine à 3 axes linéaires

Cette méthode a pour but de pouvoir juger rapidement de la qualité d'une machine. Les mesures sont réalisées par étapes successives. A la fin de chaque étape, une analyse des

résultats de mesure permet de juger si la machine est conforme et donc de poursuivre ou non les mesures.

Afin de la présenter nous allons d'abord faire un bilan des moyens de mesures.

2.3.1. Les outils

Les outils actuels de mesure pour la détermination des défauts géométriques des machines sont limités à la mesure d'un seul défaut ou, s'ils permettent d'en mesurer plusieurs, leur précision n'est pas habituellement adaptée à celle recherchée sur les machines actuelles. Le tableau présente l'ensemble des moyens de mesure courants avec la mesure réalisée et sa qualité.

Outils	Qualité de mesure sur une glissière d'axe X					
	Justesse XTx	Rectitude XTy	Rectitude XTz	Roulis XRx	Tangage XRy	Lacet XRz
Laser interférométrique	+++	/	/	/	/	++
Laser 6D	+++	+ ²	+ ²	++ ³	++ ²	++ ²
Niveau électronique	/	/	++ ¹	+++	+++	/
Lunette autocollimatrice	/	/	/	/	+++	+++
Mesure au fil tendu	/	+++	++ ⁴	/	/	/

Légende :

/ instrument inadapté pour cette mesure

+ mesure possible mais incertitude non conforme au besoin

++ mesure avec une bonne incertitude pour des machines standards

+++ mesure avec une très bonne incertitude pour des machines standards

¹ : Mesure réalisée par propagation du niveau

² : Mesure réalisée par une cellule PSD

³ : Mesure réalisée par un niveau électronique intégré au réflecteur

⁴ : Mesure plus délicate à cause de la flexion du fil

2.3.2. Méthode de mesure

Actuellement pour réaliser la qualification géométrique d'une machine-outil, nous utilisons une stratégie de mesure qui se doit d'être la plus pertinente possible afin de répondre à un objectif : déterminer la qualité géométrique d'une machine, et ceci avec le maximum d'efficacité. Cette efficacité peut se traduire par le rapport entre la qualité de la mesure et le temps nécessaire pour la réaliser.

Pour cela nous commençons par mettre en œuvre des moyens de mesure permettant de faire un premier bilan rapide, mais avec un maximum de pertinence.

L'utilisation de plusieurs niveaux électroniques nous permet de réaliser des mesures très rapidement grâce à leur mise en œuvre très simple. Mais le plus important, leur grande sensibilité permet d'obtenir, avec une grande précision, les défauts angulaires des mouvements de chaque axe individuellement. Ces mesures permettent ainsi de faire un état de la précision générale de la machine.

Par exemple la norme ISO 3070, qui concerne les conditions d'essai des machines de fraisage et d'alésage, impose un défaut angulaire maximum (roulis, tangage et lacet) de $40\text{ }\mu\text{m/m}$ sur l'ensemble des axes en translation.

Pour des centres d'usinage, la norme ISO 10791 impose un défaut angulaire maximum de $60\text{ }\mu\text{m/m}$ sur l'ensemble des axes en translation.

Pour des machines de hautes précisions, la norme ne faisant pas de distinction de qualité, nous avons pour habitude de choisir un défaut angulaire maximum acceptable de l'ordre de $20\text{ }\mu\text{m/m}$.

Ces mesures au niveau nous permettent déjà de savoir si la machine remplira facilement ses spécifications. En effet, ces mesures donnent une image de la rectitude des glissières et donc de la qualité des mouvements. Par exemple, un défaut de tangage de $50\text{ }\mu\text{m/m}$ sur un déport de 200 mm correspond à un défaut de justesse de $10\text{ }\mu\text{m}$.

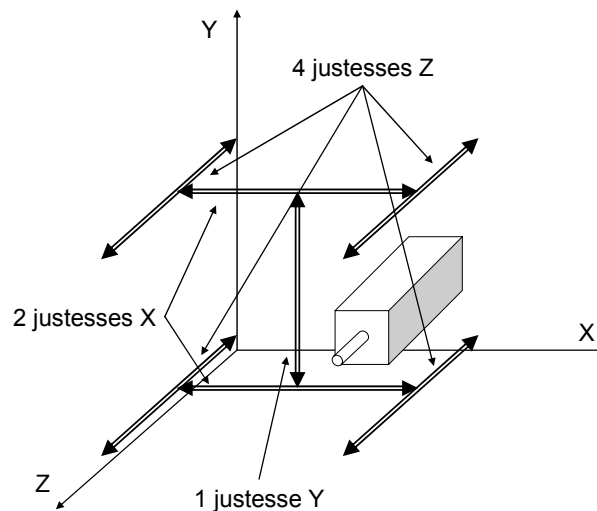


Figure 44 : Les mesures de justesse sur une machine 3 axes à broche horizontale

Le second instrument mis en œuvre est le laser interférométrique. Il permet dans un premier temps de corriger les tables de compensation du défaut de justesse des différents axes de translation. Mais aussi, par une stratégie d'acquisition dans le volume de la machine (Figure 44), d'accéder aux mesures de défaut en rotation que le niveau électronique ne peut mesurer. Par exemple pour une fraiseuse 3 axes à broche horizontale, il faut réaliser les justesses suivantes : 4 justesses suivant Z dans les 4 coins du volume, 1 justesse en Y, et enfin deux justesse en X avec Y en haut et en bas.

A partir de ces mesures, nous avons identifié une grande partie des défauts de la machine : les justesses des 3 axes de translation et la quasi-totalité des défauts angulaires. Une analyse de ces résultats permet déjà de juger du niveau de précision atteignable. Si la machine n'est pas dans les spécifications, il n'est pas utile de poursuivre les mesures. Ceci permet de gagner du temps car les mesures de rectitudes sont très longues à cause de la mise en œuvre, surtout si on souhaite réaliser des mesures par retournement.

Cette méthodologie utilisée actuellement permet, dans un minimum de temps, de pouvoir juger de la qualité globale d'une machine. Mais malgré cette optimisation le temps de mesure n'est pas acceptable pour des mesures périodiques ou même dans le cadre d'une mesure pour réaliser une correction logicielle des défauts géométriques.

Nous présenterons, dans le chapitre 4, de nouvelles méthodes de mesure qui permettent de réduire le temps de mesure. Ces méthodes originales utilisent des moyens de mesure qui

sont présentés dans le paragraphe suivant. Ces instruments de mesure permettent de réaliser des mesures plus globales, au sens où le résultat direct intègre plusieurs défauts provenant de plusieurs axes. Le but de nos méthodes de mesure sera de pouvoir isoler les défauts géométriques des axes à partir de ces résultats mesurés. Mais avant d'aborder cette problématique commençons par présenter ces instruments de mesure.

3. APPLICATION DE CES CONCEPTS AUX MESURES GLOBALES

3.1. BallBar

3.1.1. Principe

Le principe du BallBar est de mesurer la distance entre deux points matérialisés par des sphères. Ce qui correspond au principe d'étalon de longueur (cf. § 1.5). Pour cela le BallBar mesure l'écart par rapport à un rayon prédéfini par l'assemblage d'une ou plusieurs rallonges au moyen d'un capteur LVDT (Figure 45).

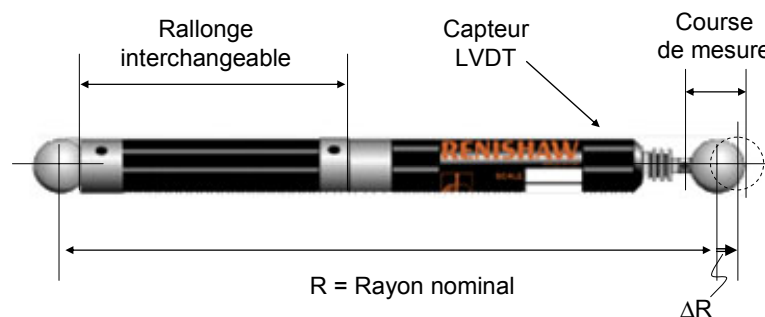


Figure 45 : Description du BallBar

Cet outil permet l'évaluation d'une machine sans nécessiter de pièce matérielle et sans introduire de défauts attribuables à l'outil ou à la méthode de mesure. Une bille est fixée à la table de la machine, l'autre est positionnée à la place de l'outil. La machine exécute alors une trajectoire circulaire dont la bille fixée à la table est le centre. A intervalle régulier (environs 200 fois par seconde), le BallBar enregistre la distance entre les deux points, fournissant ainsi une signature du défaut radial de réalisation d'une trajectoire circulaire qui est fonction des défauts géométriques et d'asservissement de la machine (Figure 46).

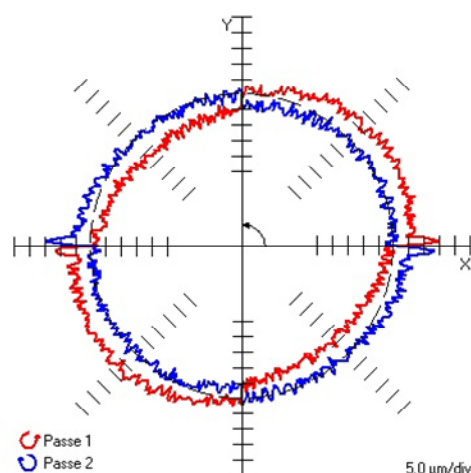


Figure 46 : Exemple de mesure au BallBar

Même si nous ne savons pas l'interpréter à un moment donné, nous pouvons nous contenter de conserver le résultat du test obtenu pour le comparer au même test réalisé plus tard dans la vie de la machine et dans les mêmes conditions. Ceci correspond bien au test global qui permet d'observer l'effet d'une somme de défauts.

Nous pouvons aussi analyser les mesures pour identifier les défauts de la machine. Par défaut, le logiciel fournit avec le BallBar permet les identifications suivantes, si les mesures sont réalisées sur le plan XY :

- ✓ Perpendicularité X/Y
- ✓ Pic et Jeu à l'inversion en X+, X-, Y+ et Y-
- ✓ Vibration de l'asservissement

De plus le logiciel permet de connaître la distance entre le centre du cercle réalisé par la machine et le centre de la bille fixe du BallBar. Cette distance est projetée suivant les axes X et Y et elle est appelée défaut d'excentration suivant X et Y.

Les paragraphes suivants présenteront la signature de ces défauts sur la réalisation d'une trajectoire circulaire. Mais pour obtenir cette signature, il nous faut connaître la position angulaire de notre BallBar qui correspond à l'angle α sur la Figure 47.

La valeur de cet angle n'est pas mesurée directement. Elle est obtenue en utilisant une acquisition à intervalle de temps constant et en s'appuyant sur la vitesse théorique de déplacement de la machine. Le début de l'acquisition est déterminé par l'enfoncement du BallBar sur 1mm, au début de l'exécution du cercle. De plus, afin de s'affranchir des phases d'accélération et de décélération de la machine, un demi-cercle est ajouté au début et à la fin de l'exécution d'un cercle complet. La mesure s'effectue donc à vitesse stabilisée. La tolérance sur la valeur de l'angle est relativement négligeable et un recalage sur les pics à l'inversion permet encore d'affiner sa définition. Pour supprimer cette contrainte certains proposent de mesurer cet angle directement, mais ceci nuit énormément à la simplicité de mise en œuvre du BallBar.

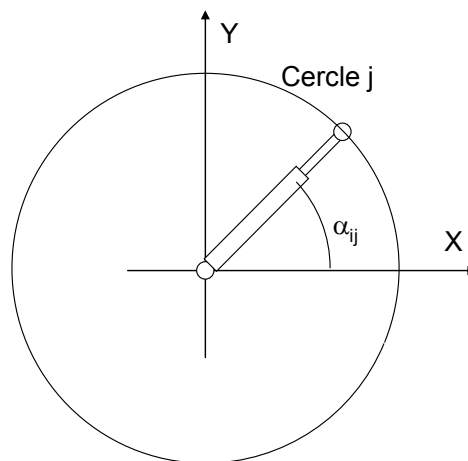


Figure 47 : Définition de l'angle α

Nous allons maintenant présenter les effets des défauts sur la réalisation d'un cercle.

3.1.2. Défaut d'excentration

L'excentration correspond au décalage entre le centre de la bille fixe du BallBar et le centre du cercle effectué par la machine (Figure 48 et Figure 49). Ce paramètre ne correspond pas à un défaut de la machine mais au défaut de centrage lors de l'installation du BallBar, ce paramètre est un indicateur de la qualité du réglage. Ce paramètre devant être le plus faible possible pour ne pas perturber la mesure.

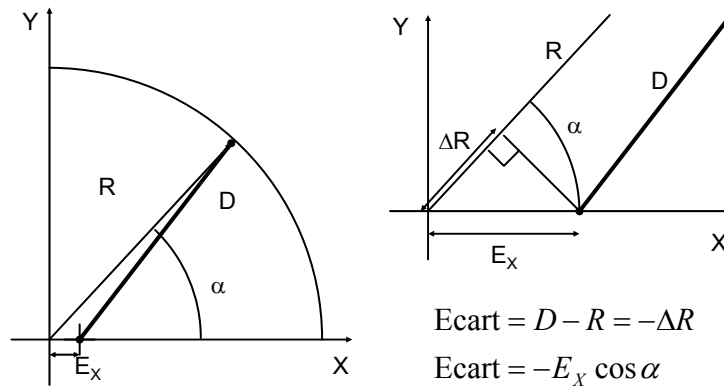


Figure 48 : Excentration en X

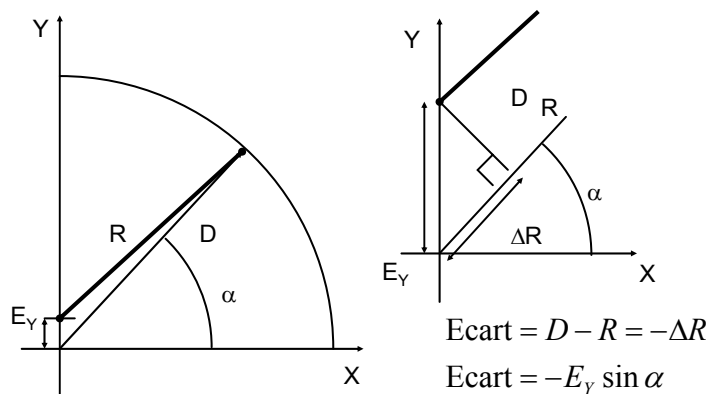


Figure 49 : Excentration en Y

Graphique des écarts dus aux excentrations :

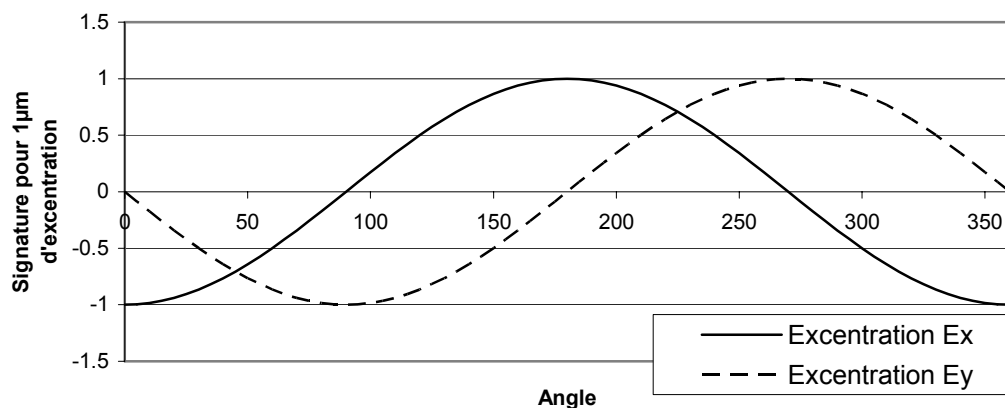
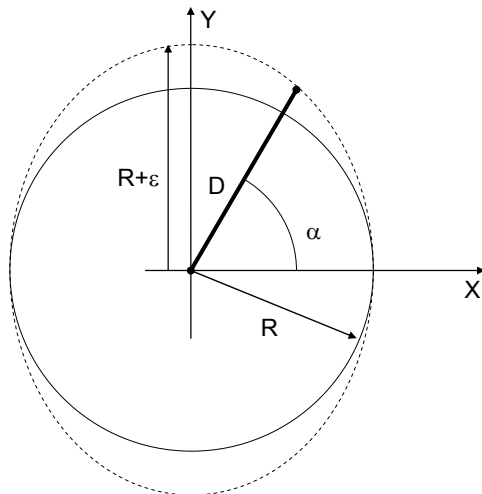


Figure 50 : Signature d'un défaut d'excentration en fonction de l'angle du BallBar

3.1.3. Erreur d'échelle

Les axes d'une machine possèdent des erreurs de justesse. Lors de l'exécution d'un cercle, il est possible de comparer l'erreur de justesse relative entre les deux axes en mouvement. Il est important de noter que l'erreur de justesse correspond, ici, seulement à la pente d'une courbe de justesse standard. Donc l'erreur d'échelle correspond à la différence de pente de la courbe de justesse des deux axes.

Par exemple, si l'axe Y parcourt un déplacement plus grand que l'axe X lors de l'exécution d'un cercle, le résultat sera une ellipse de grand axe Y.



$$\text{Ecart} = D - R = \sqrt{(R \cos \alpha)^2 + ((R + \varepsilon) \sin \alpha)^2} - R$$

$$\text{Ecart} \approx R \sqrt{1 + \frac{2\varepsilon}{R} \sin^2 \alpha} - R$$

$$\text{Ecart} \approx R \left(1 + \frac{\varepsilon}{R} \sin^2 \alpha \right) - R \approx \varepsilon \sin^2 \alpha$$

Figure 51 : Erreur d'échelle

Graphique des écarts dus aux excentrations :

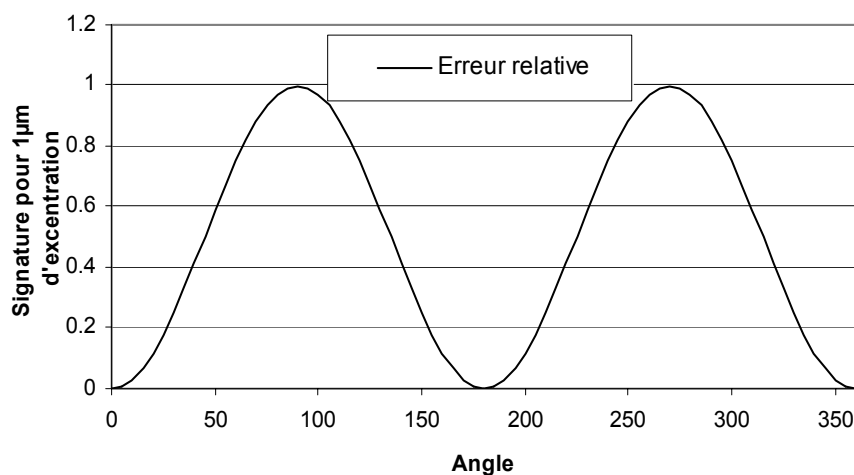


Figure 52 : Signature d'un défaut d'excentration en fonction de l'angle du BallBar

3.1.4. Défaut de perpendicularité

La perpendicularité correspond à un défaut d'assemblage entre deux axes. Pour déterminer la valeur de ce défaut, il est nécessaire d'idéaliser le mouvement réel des deux axes. Plusieurs méthodes existent (cf. chapitre 1). A partir des mouvements idéalisés, on peut déterminer l'angle entre les deux axes. Par contre, cette valeur dépend des défauts de rotation, en effet le défaut de perpendicularité correspond à l'angle entre les deux axes quand les défauts de rotation sont à leur origine.

La mesure du défaut de perpendicularité par le BallBar n'est pas équivalente à la définition que nous avons donnée au chapitre 1. En effet, le BallBar privilégie certaines zones pour calculer ce défaut. L'analyse de la méthode de calcul permet d'illustrer cette affirmation.

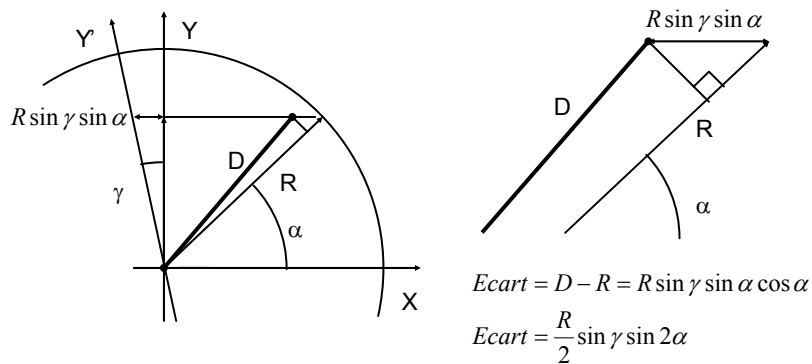


Figure 53 : Effet dû à un défaut de perpendicularité

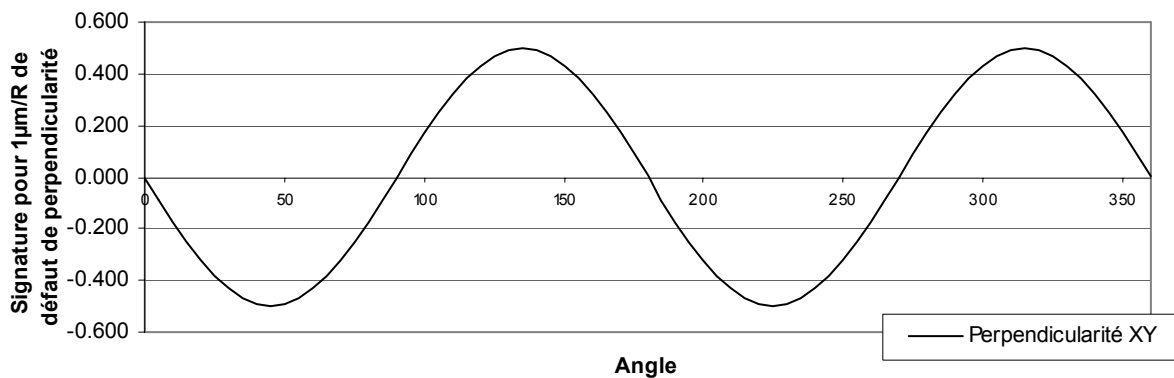


Figure 54 : Signature d'un défaut de perpendicularité en fonction de l'angle du BallBar

La signature du défaut nous montre que les zones privilégiées sont déterminées par le rayon du BallBar et 4 angles : 45°, 135°, 225° et 315°. Cette méthode doit être utilisée avec précaution car le défaut de perpendicularité qu'elle détermine n'est pas issu de l'idéalisation complète des deux axes. La comparaison avec un autre type de mesure, grâce à une équerre par exemple, est souvent erronée. De plus, elle évolue en fonction du rayon du BallBar.

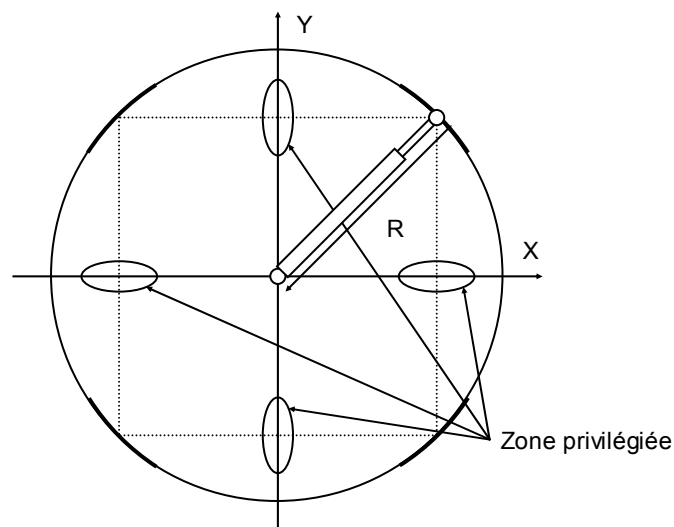


Figure 55 : Zone privilégiée pour la détermination du défaut de perpendicularité

3.1.5. Pic et jeu à l'inversion

Lors de la description d'un cercle par une machine, on peut observer des défauts dus au comportement dynamique de la machine. Deux défauts bien connus sont le jeu et le pic à l'inversion, qui correspondent à des phénomènes transitoires visibles au moment de l'inversion du sens des mouvements. Pendant cette phase, les efforts dus aux mouvements, aux frottements, à l'inertie, changent aussi de sens, les éléments mécaniques ne subissant plus les mêmes efforts, les déformations ne sont pas les mêmes, voire des jeux mécaniques sont traversés. Certains de ces phénomènes, avec principalement la variation du sens des efforts et le jeu mécanique de la transmission, participent au retard de l'actionneur. Ce qui correspond au jeu à l'inversion (Figure 56). Si la boucle d'asservissement est placée au plus proche de l'élément final, une partie de ce phénomène est prise en compte par l'asservissement. Un correcteur peut être mis en place pour rattraper ce retard au moment de l'inversion.

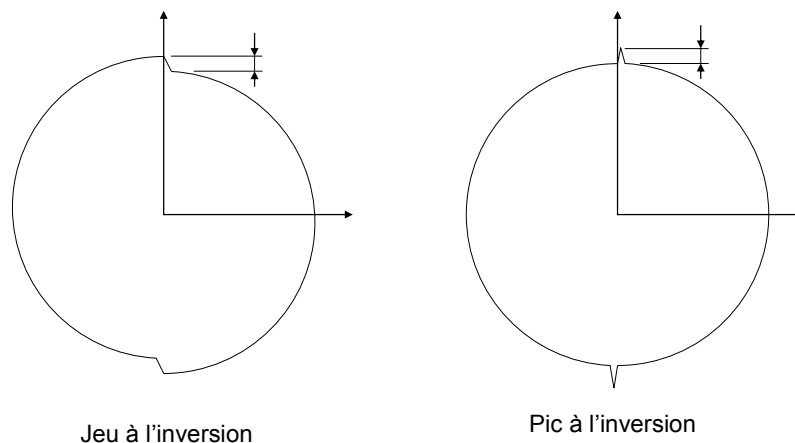


Figure 56 : Pic et jeu à l'inversion

Un décalage temporel peut apparaître entre l'apparition physique du phénomène de jeu à l'inversion et l'action du correcteur. Ce décalage se manifeste alors par un pic à l'inversion (Figure 56). Ce pic peut aussi être dû au frottement sec qui apparaît au moment de l'inversion de sens de l'axe. Il correspond à une augmentation de l'effort nécessaire à l'actionneur pour réaliser le mouvement. Il est principalement dû à un mauvais réglage de l'asservissement ou à un asservissement trop souple. Certaines commandes numériques possèdent un paramètre qui ajoute une impulsion permettant de contrer le frottement sec au moment de l'inversion.

Pour déterminer l'amplitude du pic, afin de s'affranchir des problèmes liés à l'échantillonnage de la mesure, il est possible d'utiliser une bibliothèque de pic issue de l'observation de mesures réelles.

3.1.6. Synthèse

A partir des signatures présentées, il est possible d'identifier la valeur de ces défauts sur une mesure réelle, comme le réalise le logiciel fourni par le fabricant de ce système. Nous développerons dans le chapitre IV une méthode originale qui permettra d'obtenir d'autres défauts que ceux présentés ici.

3.2. Laser tracker

Le laser tracker est un moyen de mesure relativement récent (début des années 80 pour les premiers modèles). Il est principalement utilisé comme un moyen de contrôle de pièces, d'outillage. Sa précision est de l'ordre de ± 5 ppm (soit $\pm 25 \mu\text{m}$ pour une mesure à 5 mètres).

3.2.1. Principe

Pour connaître les coordonnées d'un point dans l'espace, deux angles et une distance sont suffisants, ce sont les coordonnées sphériques. Le laser tracker utilise ce principe. Il est constitué d'un laser interférométrique classique monté sur deux axes de rotation perpendiculaires, motorisés et équipés de codeurs angulaires (Figure 57). L'appareil est capable de suivre en dynamique les déplacements du point de mesure matérialisé par le centre du réflecteur.

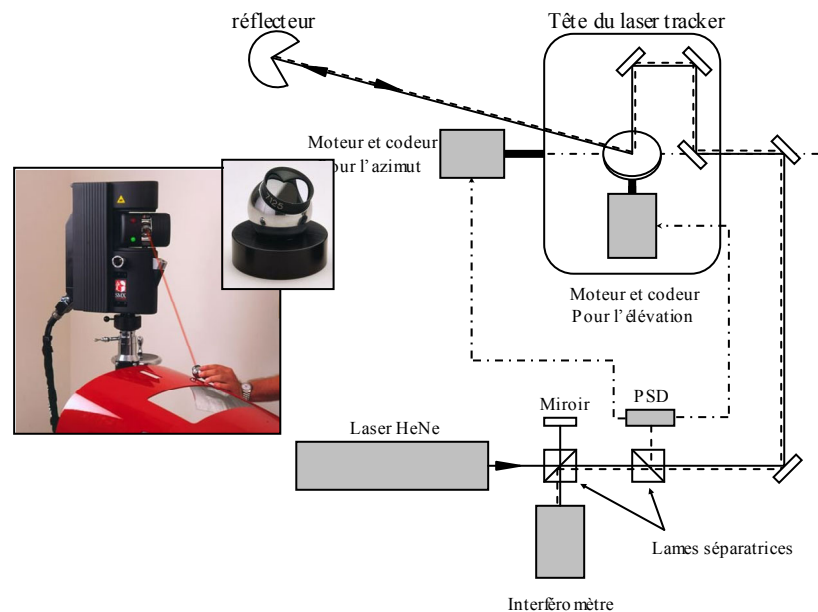


Figure 57 : Principe d'un laser tracker

Le réflecteur est réalisé par trois miroirs, formant un coin de cube, montés dans une sphère. Ce coin est positionné précisément sur le centre de la sphère (Figure 58).

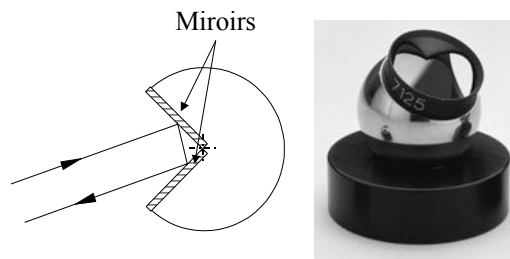


Figure 58 : Le réflecteur

Grâce aux deux moteurs asservis, montés sur les deux axes de rotation, le laser tracker peut pointer son faisceau dans toutes les directions. Les asservissements des deux moteurs permettent de diriger en permanence le faisceau au centre du réflecteur. Pour cela une partie du faisceau réfléchi est dirigée vers une cellule PSD (Position Sensitive Device), qui est un détecteur de position de faisceau. Si le faisceau n'atteint pas le réflecteur au centre, il n'atteint pas non plus la cellule PSD au centre, créant un signal d'erreur. Ce signal sert de consigne aux asservissements pour garder le faisceau centré sur le réflecteur.

3.2.2. Incertitude de mesure

Pour un tel appareil, l'incertitude de mesure d'un point dans le volume est loin d'être isotrope. Elle est composée, pour la partie liée aux capteurs, de l'incertitude due à l'interféromètre et de l'incertitude due aux codeurs angulaires. L'incertitude de mesure introduite par les codeurs est proportionnelle à la distance entre le point mesuré et le laser tracker. L'incertitude de mesure due au laser interférométrique dépend essentiellement de l'environnement traversé par le faisceau lumineux. Elle est également proportionnelle à la longueur, mais avec un facteur beaucoup plus faible.

La prise en compte des conditions d'environnement (température, pression, hygrométrie) sur la mesure de longueur interférométrique est classique. Elle relève de la compensation de l'indice de l'air. Le problème est beaucoup plus délicat dans les plans perpendiculaires au faisceau. En effet les gradients thermiques, souvent verticaux, peuvent modifier localement la direction du faisceau dans des proportions qu'il est très difficile de quantifier, en milieu industriel comme en laboratoire.

Il peut être donc préférable de travailler dans un air turbulent afin d'éviter la stratification de l'atmosphère, source d'erreurs systématiques. L'incertitude sur la direction du faisceau est diminuée par un grand nombre d'acquisitions de points élémentaires.

Pour représenter l'incertitude de mesure résultante, on imagine un volume autour du point mesuré. Ce volume est un ellipsoïde dont chaque axe représente respectivement l'incertitude sur la mesure de distance, l'incertitude sur la mesure de l'élévation et l'incertitude sur la mesure de l'azimut (Figure 59). Un ordre de grandeur des incertitudes de mesure d'un point à un mètre du laser tracker est de 1 µm suivant la direction du faisceau et de 5 µm dans le plan perpendiculaire.

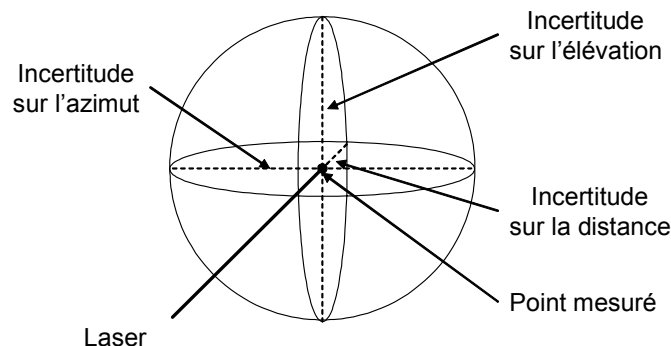


Figure 59 : Ellipsoïde d'incertitude

Ainsi, il est possible de prévoir pour un point quelconque, la part de l'incertitude interférométrique et des incertitudes angulaires sur l'incertitude de mesure d'une caractéristique de la machine en cours de vérification. Il est évident qu'il faudra privilégier l'alignement de la direction du faisceau avec la direction du défaut à mesurer, afin de bénéficier de la faible incertitude sur la mesure interférométrique. Par exemple, pour la mesure de la rectitude horizontale d'un axe linéaire dans la meilleure configuration possible, on obtient l'estimation de l'incertitude de mesure associée par la relation suivante :

$$U_{Rect} = \sqrt{(U_I \times \cos \alpha)^2 + (U_A \times \sin \alpha)^2}$$

U_{Rect} : représente l'incertitude sur la mesure de rectitude

U_I : représente l'incertitude sur la mesure interférométrique

U_A : représente l'incertitude due aux codeurs angulaires

α : angle entre le faisceau lumineux et la direction du défaut de rectitude mesuré (Figure 60).

Il est ainsi possible de représenter l'évolution de l'incertitude de mesure de la rectitude le long de l'axe caractérisé.

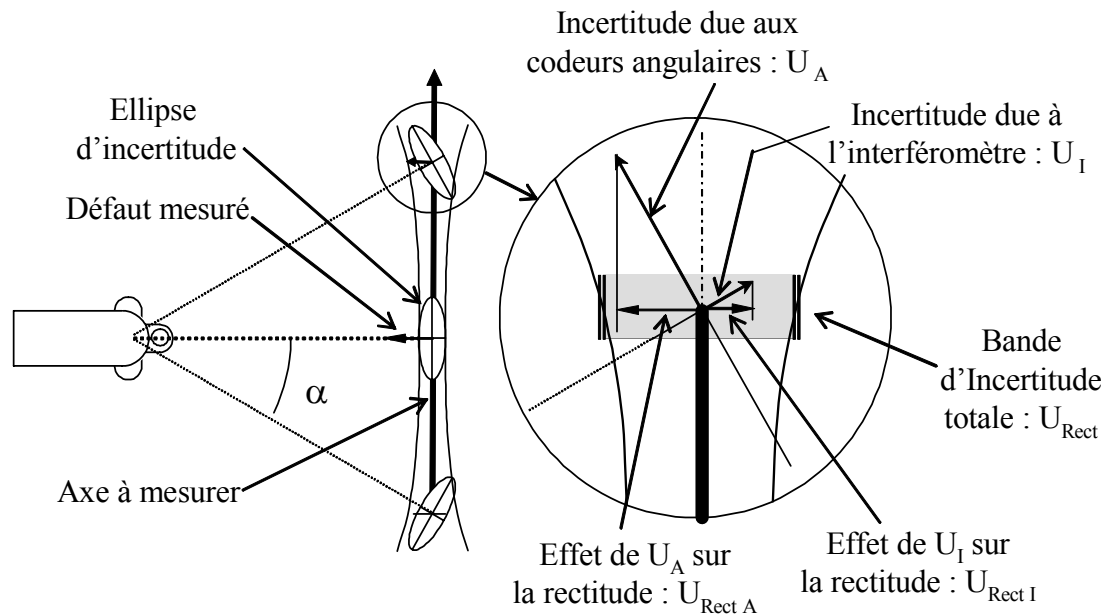


Figure 60 : Incertitude sur la mesure de rectitude

Cette estimation d'incertitude peut être généralisée à l'ensemble des caractéristiques du modèle analytique d'une machine.

3.2.3. Synthèse

Nous venons de présenter le principe de mesure du laser tracker, ainsi qu'une représentation de l'incertitude de mesure associée. Actuellement la précision de mesure d'un point de l'espace n'est pas suffisante pour envisager son utilisation pour mesurer des défauts de machine-outil.

Nous présenterons, au chapitre IV, une méthodologie qui permettra d'améliorer la qualité des résultats de mesure afin de rendre l'incertitude de mesure compatible avec des moyens actuels de mesure.

4. CONCLUSION

Ce chapitre a permis dans un premier temps de présenter l'ensemble des concepts des moyens de mesure des défauts géométriques. Cette synthèse permet de mieux appréhender les principes de mesure des instruments, les précautions de mise en œuvre, et les sources d'incertitude associées.

Ensuite nous avons présenté comment utiliser ces moyens pour déterminer la totalité des défauts géométriques. Cette synthèse permet encore une fois de mieux appréhender l'utilisation de ces moyens de mesure. Pour cela nous avons présenté certains principes de mesure, comme le retournement ou la permutation entre capteur et référence, et les précautions de mise en œuvre.

Enfin nous avons présenté deux instruments de mesure : le BallBar et le laser tracker qui permettent une approche plus globale de la mesure. Dans ce chapitre, nous nous sommes limités à la présentation de leur principe de mesure. Mais nous proposerons dans le chapitre IV de nouvelles méthodes de mesure et surtout de traitement qui permettent, à partir de l'utilisation de ces instruments et de leurs résultats de mesure, de trouver les défauts géométriques des machines.

CHAPITRE III :

UNE METHODE DE DEPOUILLEMENT PAR IDENTIFICATION GLOBALE DE PARAMETRES A PARTIR DE MESURES REDONDANTES

Nous avons montré, dans le chapitre précédent, l'intérêt que peut apporter la redondance de mesure, ainsi que les stratégies de mesure globale. Cette redondance nous apporte donc, une quantité d'informations supérieure à celle strictement nécessaire à l'identification des paramètres. La cartographie des écarts de mesure révèle des tendances significatives, mêlées à un « bruit » de mesure. Il est intéressant d'extraire les paramètres significatifs en les séparant du « bruit ».

Les paramètres intéressants relèvent de plusieurs approches, qui peuvent correspondre à des défauts de positionnement du repère de mesure, à des paramètres de fonctionnement ou à des phénomènes traduisant les effets propres à la machine et qu'il serait intéressant de corriger, pour anticiper les effets et obtenir des pièces plus proches de leur définition théorique. Pour pouvoir calculer ces paramètres, il nous faut utiliser des outils mathématiques d'optimisation. Il existe un grand nombre de méthodes d'optimisation de systèmes surdimensionnés. Dans [PRE92], on peut trouver une analyse mathématique complète de ces méthodes, ainsi qu'une critique sur leur intérêt respectif.

Pour notre part, nous utilisons, dans notre laboratoire, une méthode de traitement nommée optimisation par « la base orthonormale » qui permet d'extraire d'un ensemble de mesures, correspondant à une fonction d'écart définie sur un nombre de points relativement grand, l'influence de modes de variation intéressants à connaître. La particularité de cette méthode est de proposer une démarche qui se veut proche de la physique des phénomènes à identifier.

Dans le premier paragraphe, nous présenterons le principe de cette méthode d'optimisation en l'illustrant par des exemples concrets et en particulier en montrant que chaque mode de variation doit être représentable par une application linéaire.

Le second paragraphe abordera le problème de la résolution lorsque les modes de variation recherchés agissent avec des coefficients qui compromettent l'hypothèse de linéarité. Nous y proposerons une démarche basée sur une application itérative de la méthode afin d'obtenir un résultat d'optimisation pour des problèmes non linéaires. Nous présenterons son application à l'identification du mouvement d'un solide dans l'espace.

Enfin dans le dernier paragraphe, nous présenterons une analyse du système d'équations afin de juger de la dépendance physique des paramètres à identifier dans le but de garantir la pertinence du résultat de l'optimisation. Cette analyse est basée sur la propagation des incertitudes de mesure sur le résultat des paramètres identifiés.

1. METHODE DE LA BASE ORTHONORMALE

1.1. Présentation

Nous avons présenté dans le premier chapitre l'importance que pouvait avoir la redondance de la mesure et en particulier l'auto-vérification des informations de mesures qu'elle apporte. Pour pouvoir traiter et analyser cette redondance d'informations, il faut utiliser des outils mathématiques permettant la résolution de systèmes surdéterminés. La présence inévitable d'incertitudes de mesure fait que le système d'équations n'a pas de solution satisfaisant toutes les équations, il est donc nécessaire d'introduire un critère d'optimisation afin de trouver la "meilleure" solution. Le plus souvent, le critère d'optimisation retenu est celui des moindres carrés. Il consiste en la minimisation de la somme des carrés des écarts résiduels de chaque mesure. Ce critère a l'avantage de présenter une grande stabilité dans le sens où il offre une solution unique pour des problèmes dont la solution est proche du modèle initial. De plus, l'existence d'un point aberrant, existant ou relevant d'un incident de mesure, a peu d'influence sur le résultat global. Toutefois, l'examen de la carte des erreurs et du résiduel après optimisation est indispensable pour juger de la qualité et de la validité du résultat.

Quelque soit le critère retenu, le problème ne peut être résolu que si le système est composé d'équations linéaires. Dans le cas contraire, il est nécessaire de réaliser une linéarisation locale avec éventuellement une itération de l'optimisation afin d'aboutir à la solution finale. Ce point sera détaillé avec les précautions à prendre afin de ne pas dénaturer la physique du problème.

Plusieurs méthodes existent pour trouver la solution de l'optimisation aux moindres carrés. Une méthode très courante est d'écrire la fonction qui correspond au critère à minimiser (en l'occurrence la somme des carrés des écarts résiduels) puis à la dériver par rapport à chaque paramètre à identifier. Pour minimiser la fonction, toutes ses dérivées partielles doivent être nulles, ce qui constitue les équations normales de l'optimisation. Elles peuvent être écrites sous forme matricielle : $A.X = 0$, avec A une matrice carrée et X le vecteur inconnu. La solution de ce système d'équations correspond au résultat de l'optimisation. Sa résolution nécessite l'inversion de la matrice A .

Notre laboratoire utilise une méthode de résolution utilisant une base orthonormale. Elle présentait, au début de l'informatique, l'avantage pratique de ne nécessiter aucune inversion de matrice lors de la résolution. Elle est basée sur l'écriture de vecteurs de "signatures" attribués à chaque paramètre ou inconnue du problème. Cette écriture se veut proche du problème physique permettant à l'utilisateur d'avoir une meilleure maîtrise de l'optimisation. Même si l'écriture et la méthode de résolution sont différentes, le critère d'optimisation de cette méthode est aussi celui des moindres carrés.

1.2. Le principe

1.2.1. Explication

Tout processus de mesure a pour but d'évaluer une ou plusieurs grandeurs physiques. Par exemple, dans les applications qui nous concernent, il s'agit d'identifier les défauts de guidage et d'assemblage des axes d'une machine. La connaissance des phénomènes physiques, engendrant des modes de transformation du champ de mesures, ne relève pas du mathématicien mais du praticien d'un « métier ». Ces modes de déformations peuvent être calculés. Par exemple, une dilatation homogène peut s'assimiler à une homothétie. Ils peuvent

aussi être expérimentaux. Tout mode de variation jugé intéressant ou utile par l'applicateur de la méthode peut être introduit dans une analyse.

Toute analyse doit comporter, en plus des signatures des phénomènes recherchés, les paramètres de position de la pièce ou du repère d'étude. Ceci dispense de concevoir des vecteurs de signature ayant un effet nul sur la position.

Il est parfois difficile et long de pouvoir mesurer directement l'effet d'un seul de ces défauts et donc de le caractériser directement et indépendamment des autres. Le plus souvent, les mesures sont donc la somme des effets de plusieurs défauts et de certains phénomènes qui peuvent les perturber. Il est donc nécessaire d'identifier à partir du champ de mesures la part imputable à chaque source de défauts recherchés. C'est le but de notre méthode.

Chaque source de défaut que nous cherchons à évaluer possède une influence sur le champ de mesures. Nous appellerons "signature" l'influence d'un défaut d'une valeur unitaire sur le champ des mesures. Le choix de la valeur unitaire est libre et n'influence pas le résultat. Elle sera simplement choisie de manière cohérente avec l'ordre de grandeur des défauts recherchés. Le problème fondamental consiste à identifier, dans un résultat de mesure entaché d'erreurs, les effets des défauts que nous recherchons, en déterminant quelle amplitude il est nécessaire d'appliquer à chaque signature pour être le plus proche possible du résultat de mesure.

Comme pour toutes les méthodes d'optimisation, pour que l'interprétation du champ de mesure fournisse des résultats exploitables, les deux conditions suivantes sont nécessaires :

- Linéarité des effets : le besoin de linéarité s'exprime à deux niveaux. Le premier apparaît au moment de l'écriture de la signature d'un défaut qui, rappelons le, consiste à décrire l'effet d'un défaut d'amplitude unitaire sur le champ de mesure. Il est impératif que pour une amplitude proportionnelle du défaut, son effet le soit aussi. Le second niveau apparaît au moment de la superposition des défauts. Puisque le champ de mesure comporte plusieurs sources de défaut, il faut que l'effet de plusieurs défauts soit la somme des effets individuels de chaque défaut.
- Indépendance des effets : puisque les défauts ne sont identifiables que par leurs effets sur le champ de mesure, il est impossible de séparer la contribution de deux défauts qui auraient la même signature. De même, un défaut ayant une signature linéairement dépendante d'autres signatures ne pourra pas être correctement identifié. La dépendance franche et exacte entre deux signatures conduit à une division par zéro lors du calcul. Elle ne pose donc que peu de problèmes conduisant alors à l'élimination d'un mode de variation qui est de ce fait inutile. L'indépendance faible entre deux phénomènes de variation est beaucoup plus délicate. Elle conduit alors à des analyses dont les résultats risquent d'être pénalisés par une forte incertitude ou des biais stables mais avec peu de réalité physique. Il reste que l'ensemble complet des vecteurs identifiés conserve une valeur cohérente. Il est par contre interdit d'exploiter cet ensemble au niveau incomplet. Le paragraphe 3 présente en détail ces différents points.

Les effets des défauts à identifier apparaissent sur le champ de mesures composé d'un certain nombre de mesures N . Chaque mesure apporte une information et donc, si les mesures sont indépendantes, le champ de mesure forme un espace vectoriel de dimension N . Un jeu d'acquisition des N valeurs de mesure constitue un vecteur de cet espace vectoriel.

Le principe de la méthode consiste à écrire la signature de chaque source de défaut potentiel perturbant le champ de mesure. Nous détaillerons, sur plusieurs exemples, l'écriture de ces signatures. Les signatures sont linéairement superposables (cf. hypothèse de linéarité)

donc l'ensemble des signatures de ces défauts forme un sous espace de l'espace à N dimension du champ de mesure. Les signatures étant indépendantes, elles constituent une base de dimension M du sous espace vectoriel, si M est le nombre de signatures. Cette base est appelée base d'analyse. Les inconnues du problème sont donc les M amplitudes des défauts. Pour que le problème soit suffisamment déterminé, N doit être supérieur ou égal à M . En cas d'égalité, il n'est pas nécessaire de mettre en place une optimisation. Si N est supérieur à M , la solution est la projection orthogonale du vecteur mesure sur une base des signatures. [DAV83] [LEL00]. Le fait d'avoir N supérieur à M introduit une redondance d'informations qui nous oblige à procéder à une optimisation. Mais cette redondance permet de pouvoir juger de la qualité de la mesure (présence de points aberrants, cohérence globale des mesures) et dans une certaine mesure de diminuer l'incertitude de mesure due aux erreurs aléatoires.

1.2.2. Écriture mathématique

La suite du paragraphe propose une écriture mathématique de la résolution [PRE92].

Soient b , le vecteur des mesures, appartenant à l'espace vectoriel de dimension N . Le champ de mesure est, le plus souvent, constitué d'écarts par rapport à un modèle théorique ou à une solution initiale au problème déterminé préalablement.

x , le vecteur des amplitudes de défauts à identifier, il appartient au sous espace vectoriel de dimension M

s_j , le vecteur de signature d'un défaut unitaire j sur le champ de mesure. Il est donc de dimension N et il y a M vecteurs de signatures avec $j = 1, \dots, M$. Les signatures sont construites à partir du modèle théorique ou de la solution initiale.

$A = [s_1 \ \dots \ s_M]$ est la matrice d'analyse, base du sous espace vectoriel des signatures

L'identification consiste à rechercher le vecteur x du sous-espace des signatures le plus proche du vecteur b de mesure. Ce vecteur est la projection orthogonale du vecteur b de mesure sur le sous espace des signatures. En effet, cela correspond à trouver le vecteur x du sous espace tel que le vecteur différence $Ax - b$ entre le vecteur de mesure et le vecteur résultat possède la plus petite norme euclidienne possible.

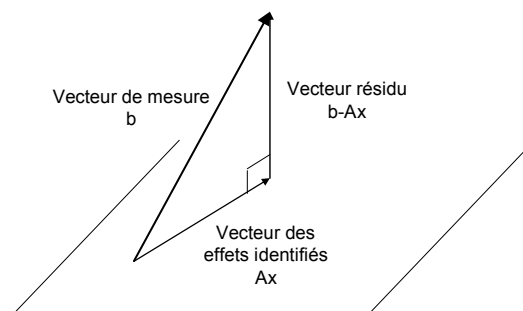


Figure 61: Illustration graphique de la méthode de la base orthogonale

Comme le montre la Figure 61 qui correspond à la projection d'un vecteur R^3 sur un plan défini par deux vecteurs, la projection orthogonale conduit à un vecteur résiduel de norme minimale. Ce résultat correspond bien à l'identification avec le critère des moindres carrés, puisque qu'il consiste à résoudre le système suivant :

$$Ax = b \quad (3.1)$$

avec :

$$\min_{x \in \mathbb{R}^M} \|Ax - b\|^2 \quad (3.2)$$

L'opération de projection consiste en un simple produit scalaire si la base de projection est orthogonale et normée, c'est-à-dire orthonormale et permet d'obtenir le vecteur x contenant l'amplitude des paramètres à identifier. Le fait que l'on obtienne un résultat n'est pas suffisant pour garantir sa qualité. Une première approche importante consiste à étudier la carte des écarts résiduels :

$$r = b - A \cdot \Delta x \quad (3.3)$$

Pour chaque point de mesure, ce résidu dépend d'une part de l'incertitude de mesure, d'autre part de l'approximation introduite par la linéarisation des équations. Le calcul du poids de ces écarts résiduels (par exemple l'écart résiduel quadratique moyen) est un élément, mais il ne suffit pas à lui seul pour fournir un jugement sur la qualité du résultat. Nous verrons au paragraphe 3 qu'une analyse plus fine peut être conduite en étudiant la propagation des incertitudes dans l'opération d'optimisation.

Par contre, le fait d'avoir retranché la part analysable de l'ensemble des écarts de mesure et donc d'analyser la carte des écarts résiduels, permet de faire apparaître des phénomènes qui étaient « écrasés » par des signatures de paramètres plus importants. Par exemple, si lors d'une optimisation on élimine le mouvement d'une pièce, il peut apparaître dans le résidu les effets d'une déformation (dilatation, flexion...). L'opportunité d'introduire ces phénomènes dans l'optimisation peut alors être discutée. L'analyse de la cartographie des écarts résiduels permet également de détecter des points de mesures aberrants.

1.3. Calcul de la matrice orthonormale

Pour réaliser simplement la projection orthogonale, il est donc nécessaire de calculer une base orthonormale de la matrice de signatures. C'est-à-dire une base, du sous espace vectoriel de dimension M , constituée de vecteurs orthogonaux et normés. Plusieurs méthodes d'orthogonalisation existent :

- Orthogonalisation par Gram Schmidt, cette méthode, basée sur une construction successive de vecteurs orthogonaux, est simple et intuitive. On obtient le résultat suivant : $x = P.E.b$ où P est la matrice de passage entre E^T (base orthonormale de A) et A . Cette méthode de diagonalisation est relativement robuste et l'ordre choisi pour construire la base orthogonale n'influe pas sur le résultat final sauf lorsque des vecteurs sont très faiblement indépendants. Toutefois, dans ce cas, le choix ou l'écriture des signatures à identifier sont à revoir car ils ne traduisent pas correctement la physique du problème. Ce point sera détaillé ultérieurement.
- La décomposition en valeur singulière permet aussi de créer une base orthogonale [PRE92]. Pour cela, on décompose la matrice A en trois matrices : $A = U \cdot S \cdot V^T$ avec, si A est une matrice $N \times M$, U : une matrice $N \times M$ orthonormale qui forme une base de A , S : une matrice diagonale $M \times M$ dont la diagonale est constituée par les valeurs singulières, et V : une matrice $N \times N$ orthonormale. On obtient ainsi l'équation suivante : $x = V \cdot S^{-1} \cdot U^T \cdot b$. Cette méthode fournie, même pour une base d'analyse composée de vecteur faiblement indépendant, un résultat unique, quelque soit l'ordre d'écriture des vecteurs de signature. Sa robustesse face aux erreurs numériques (approximations dues au calcul informatique) est plus grande que pour

l'orthogonalisation par Gram Schmidt. Mais cet avantage reste toutefois purement théorique car, nous le verrons par la suite, les erreurs dues à la modélisation physique sont plus sensibles que les erreurs numériques.

Ce calcul de la base orthogonale se rapproche de la notion de pseudo-inverse, définie par Moore et Penrose [PEN55] par les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} & A.A^+.A = A \\ & A^+.A.A^+ = A^+ \\ \text{Soit une matrice } A, A^+ \text{ est sa pseudo-inverse si} & (A.A^+)^T = A^+.A \\ & (A^+.A)^T = A.A^+ \end{aligned}$$

Cette pseudo-inverse correspond à la généralisation de l'inverse d'une matrice. Pour une matrice carrée inversible, la pseudo-inverse et la matrice inverse sont identiques. La détermination de la pseudo-inverse correspond à la résolution d'un système d'équations surdimensionné par une optimisation au sens des moindres carrés.

$$\text{Si } Ax = b \quad \text{alors } x = A^+b$$

On démontre que les deux méthodes d'orthogonalisation présentées permettent d'aboutir à une matrice répondant à la définition d'une pseudo-inverse.

La pseudo-inverse est un outil parfaitement connu et très souvent utilisé pour réaliser des optimisations. Elle est très souvent utilisée en robotique. Khalil [KHA99] propose d'utiliser cet outil pour réaliser la commande des robots redondants ou pour l'identification des paramètres dynamiques des manipulateurs. Fournier [FOU80] montre, dans sa thèse, comment l'utiliser pour la génération de mouvement.

Le calcul de la pseudo-inverse n'est d'ailleurs pas limité aux deux méthodes proposées : orthogonalisation par Gram Schmidt et décomposition en valeurs singulières. Il est aussi possible d'utiliser la méthode de Greville [FOU80] [KHA99] ou la factorisation QR [KHA99] [PRE92]. Chaque méthode possède des avantages et des inconvénients, mais, dans la majorité des cas, le choix n'est pas critique, car la base d'analyse possède un bon conditionnement.

1.4. Exemples d'utilisation de la base orthogonale

Ce paragraphe a pour objectif de montrer sur deux exemples l'application de la résolution d'un système de mesures surdimensionné par la méthode de la base orthonormale. Ces deux exemples sont intéressants par leur apparente simplicité. Nous verrons au paragraphe suivant qu'ils permettent également de montrer l'influence du choix des paramètres à identifier ainsi que du positionnement des points de mesure.

1.4.1. Exemple avec 2 paramètres : identification d'une droite dans le plan

Ce premier exemple traduit la recherche d'une droite aux moindres carrés à partir de trois points situés dans un même plan. Soit 3 points Pt_1 , Pt_2 , Pt_3 , alignés et appartenant à un même solide. On définit l'axe X du repère d'étude suivant la direction de la droite définie par les 3 points. L'axe Y, perpendiculaire à X, est défini comme la direction de mesure des comparateurs linéaires qui mesureront le déplacement du solide, symbolisé par la droite (Figure 62). L'origine du repère est positionnée sur la droite définie par les 3 points.

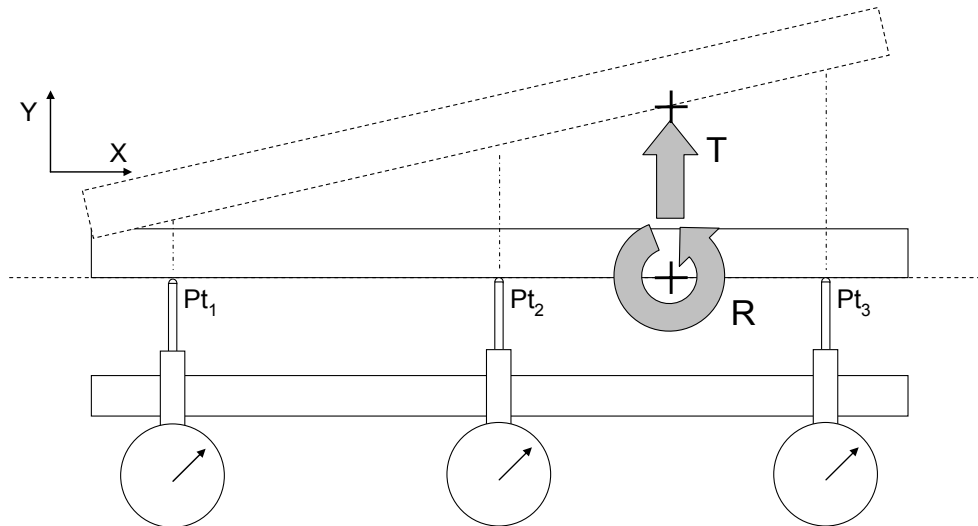


Figure 62 : Principe de la mesure

Le modèle théorique pour le calcul des écarts, qui doit aussi être celui du calcul des signatures, correspond aux 3 points parfaitement alignés sur l'axe X et respectivement aux abscisses X_1 , X_2 et X_3 . Chaque comparateur, après le déplacement du solide, fournira un écart sous forme du déplacement du point concerné projeté sur l'axe Y.

L'objectif est, à partir de ces trois informations, de trouver la nouvelle position de la droite appartenant au solide. Le positionnement de la droite peut être décrit par deux paramètres :

- la translation suivant l'axe Y, dont l'amplitude est nommée T
- la rotation autour d'un point du plan, dont l'amplitude est nommée R. Dans un premier temps, nous choisissons arbitrairement la position de ce point, à savoir confondu avec l'origine du repère, nous verrons dans le paragraphe 3 les conséquences de ce choix.

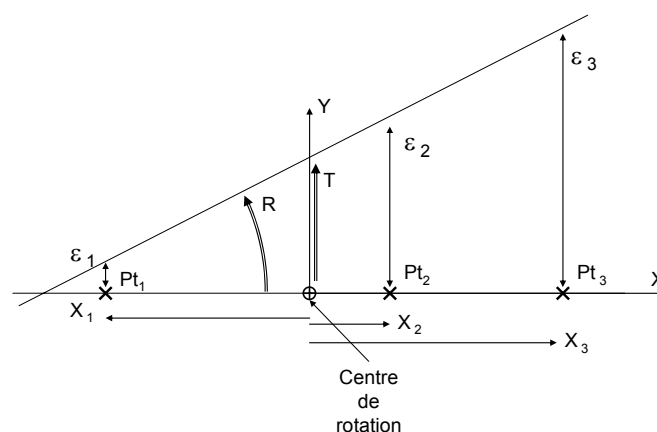


Figure 63 : Identification du mouvement d'une droite dans un plan

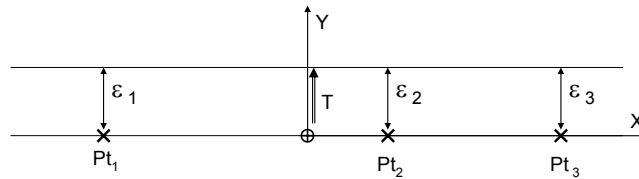
Nous avons donc deux paramètres à identifier : R et T à partir de 3 mesures : ε_1 , ε_2 , ε_3 .

La première étape consiste à écrire la signature sur le champ de mesure des deux paramètres à identifier afin de construire la base d'analyse. Dans un premier temps, nous allons considérer que l'amplitude du déplacement de rotation est suffisamment faible pour

respecter l'hypothèse d'application du Torseur de Petits Déplacements. Nous préciserons, dans le paragraphe 2, la procédure à mettre en œuvre en cas de déplacements de plus grande amplitude.

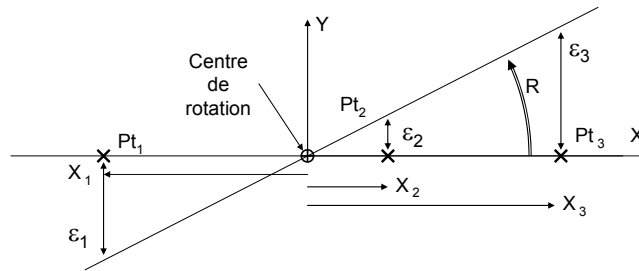
On définit une variation unitaire pour la translation T de 1 micromètre. Ce choix est fait en fonction de l'échelle du problème et fixe l'unité dans lequel le résultat sera fourni, en l'occurrence ici en micromètre. Il faut éviter de faire des choix arbitraires, tel que le mètre qui, dans notre cas, fournirait des résultats en 10^{-6} et pourrait introduire des erreurs liées à la résolution numérique du calcul.

Le déplacement unitaire d'un micromètre suivant la direction Y engendre une variation du champ de mesure qui constitue la signature de ce paramètre.



On obtient $\varepsilon_1 = 1 \mu\text{m}$, $\varepsilon_2 = 1 \mu\text{m}$, $\varepsilon_3 = 1 \mu\text{m}$.

On définit une variation unitaire pour la rotation R de 1 microradian.



On obtient par approximation au premier ordre grâce au Torseur de Petits Déplacements :

$\varepsilon_1 = X_1 \mu\text{m}$, $\varepsilon_2 = X_2 \mu\text{m}$, $\varepsilon_3 = X_3 \mu\text{m}$, si les abscisses X_1 , X_2 , X_3 sont exprimées mètre.

D'où la matrice de signature suivante, composée des deux vecteurs de signatures constituant la base d'analyse :

$$A = \begin{matrix} & T(\mu\text{m}) & R(\mu\text{rad}) \\ \begin{matrix} \varepsilon_1(\mu\text{m}) \\ \varepsilon_2(\mu\text{m}) \\ \varepsilon_3(\mu\text{m}) \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & X_1(m) \\ 1 & X_2(m) \\ 1 & X_3(m) \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (3.4)$$

Nous allons réaliser un exemple numérique. Prenons $X_1 = 1 \text{ m}$, $X_2 = 2 \text{ m}$, $X_3 = 3 \text{ m}$. On obtient la matrice de signatures suivante :

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 2 \\ 1 & 3 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Par l'orthogonalisation de Gram Schmidt on obtient les matrices P et E permettant de résoudre le système $Ax = b$ par :

$$x = PE \cdot b \quad (3.6)$$

$$\text{Avec } P = \begin{bmatrix} 0.577350 & -1.414214 \\ 0 & 0.707107 \end{bmatrix} \text{ et } E = \begin{bmatrix} 0.57735 & 0.57735 & 0.57735 \\ -0.707107 & 0 & 0.707107 \end{bmatrix}$$

Maintenant prenons un exemple de mesure, pour cela nous allons calculer les mesures obtenues par les trois comparateurs pour un mouvement théorique de $T=23\mu m$ et $R=-15\mu m$.

$$b_{th} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{1th} = 8\mu m \\ \varepsilon_{2th} = -7\mu m \\ \varepsilon_{3th} = -22\mu m \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

A celles-ci, nous allons ajouter un bruit calculé à partir d'un tirage aléatoire sur une loi normale de moyenne nulle et d'écart type $1\mu m$.

$$\Delta b = \begin{bmatrix} \Delta \varepsilon_1 = 0.91\mu m \\ \Delta \varepsilon_2 = -1.06\mu m \\ \Delta \varepsilon_3 = 0.16\mu m \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

On obtient ainsi les mesures suivantes :

$$b = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 = 8.91\mu m \\ \varepsilon_2 = -8.06\mu m \\ \varepsilon_3 = -21.84\mu m \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Projetons ces écarts dans la base orthogonale E pour obtenir la valeur des paramètres T et R dans cette base :

$$x_{ort} = Eb = \begin{bmatrix} -12.12\mu m \\ -21.74\mu rad \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Puis réalisons le changement de base pour exprimer les résultats dans la base d'analyse :

$$x = PEb = \begin{bmatrix} 23.75\mu m \\ -15.37\mu rad \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Le résultat de l'optimisation est parfaitement en accord avec le mouvement théorique qui correspond à une translation de $23\mu m$ et une rotation de $-15\mu rad$. Les écarts proviennent du défaut de mesure ajouté aux mesures théoriques.

Calculons maintenant le résidu de l'optimisation (Figure 64) :

$$r = Ax - b = \begin{bmatrix} -0.53\mu m \\ 1.06\mu m \\ -0.53\mu m \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

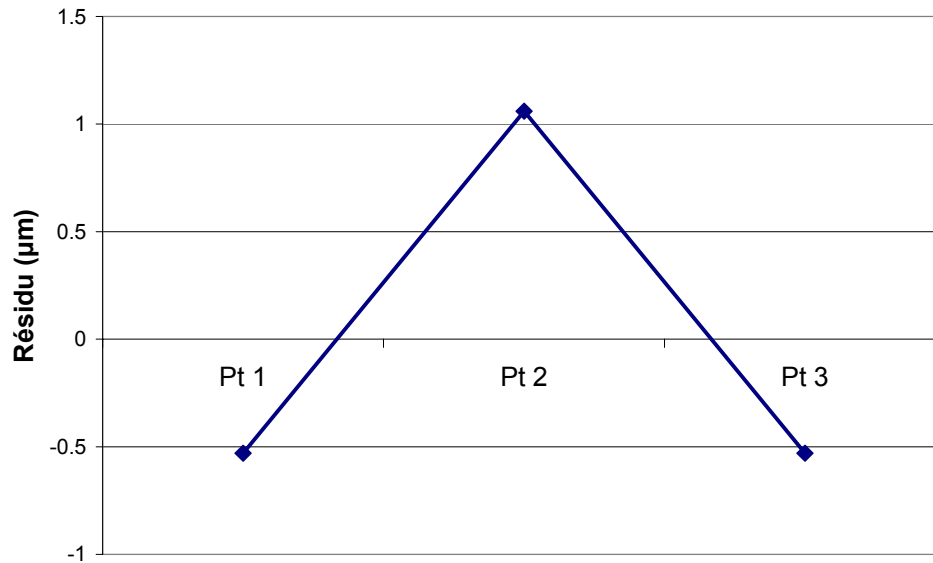


Figure 64 : Résidu de l'optimisation

Ce résidu est cohérent avec les erreurs ajoutées issues d'un tirage aléatoire sur une loi normale de moyenne nulle et d'écart type égal à 1 µm. Pour ce résidu on a une moyenne nulle et un écart type de 0.92 µm.

Ce résidu est important car il constitue un indicateur de la qualité de la mesure et de l'optimisation. L'écart type de ce résidu permet, par exemple, de s'assurer qu'une des mesures n'est pas erronée. L'analyse de la courbe de résidu peut aussi nous renseigner sur la localisation d'un point aberrant. Mais cette courbe est aussi intéressante, comme moyen d'investigation pour trouver d'autres sources de défaut, qui pouvaient être masquées par les autres sources. Ainsi notre résidu peut être, par exemple, la conséquence d'une déformation de la droite. Ceci n'est qu'une illustration car, dans notre cas, ce n'est que la simulation des incertitudes de mesure.

1.4.2. Exemple avec trois paramètres : Cercle aux moindres carrés par 4 points coplanaires

Cet exemple est une application de la méthode à un cas d'optimisation très courant, à savoir la détermination du centre et du rayon d'un cercle mesuré en plus de 3 points appartenant à un même plan. Nous présentons le cas avec 4 points, la généralisation à un plus grand nombre de points ne pose pas de difficulté.

Soit 4 points coplanaires de coordonnées : $Pt_1 \begin{vmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{vmatrix}, Pt_2 \begin{vmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{vmatrix}, Pt_3 \begin{vmatrix} X_3 \\ Y_3 \end{vmatrix}, Pt_4 \begin{vmatrix} X_4 \\ Y_4 \end{vmatrix}$

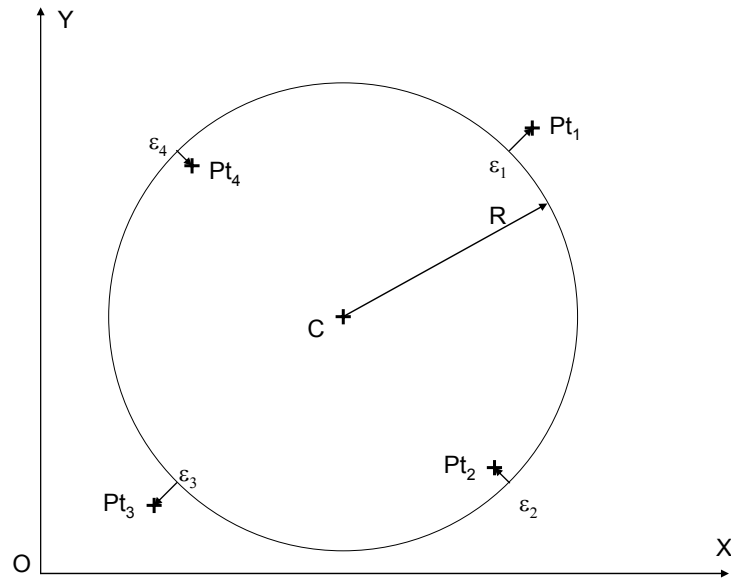


Figure 65 : Identification d'un cercle passant par 4 points

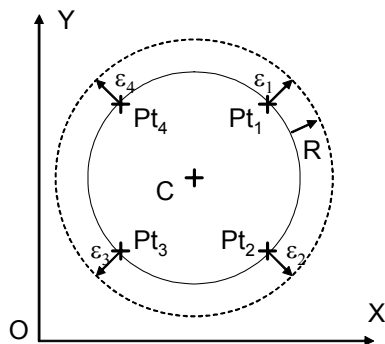
On cherche à déterminer le centre C de coordonnées X_{C0} et Y_{C0} et le rayon R du cercle passant au mieux, au sens des moindres carrés, par ces 4 points.

Dans ce cas, la construction du modèle théorique nécessite la connaissance d'un cercle de départ. Il est plus judicieux d'utiliser une solution initiale basée sur un calcul préliminaire qui permet de déterminer une configuration initiale avec un cercle de centre C_0 et de rayon R_0 proche du résultat final. Pour cela une méthode simple consiste, lorsque que les points sont régulièrement répartis sur le cercle, à faire la moyenne des abscisses pour déterminer X_0 et la moyenne des ordonnées pour déterminer Y_0 . Le rayon R_0 est déterminé par la moyenne des distances entre le point C_0 et les points mesurés.

Chaque écart associé à un point de mesure correspond à la distance entre le point concerné et le cercle initial : $\varepsilon_i = \sqrt{(X_{Pt_i} - X_{C_0})^2 + (Y_{Pt_i} - Y_{C_0})^2} - R_0$ pour $i = 1, \dots, 4$

Les trois paramètres à identifier sont la position du centre suivant X , suivant Y et le rayon.

- Une variation unitaire du rayon R de 1 micromètre a pour signature :



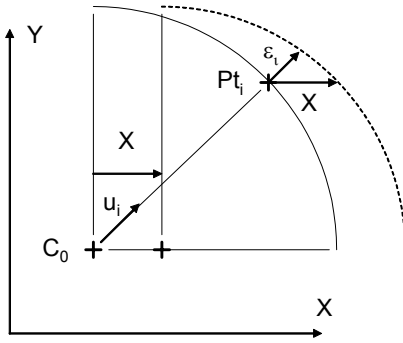
$$\varepsilon_1 = 1\mu m$$

$$\varepsilon_2 = 1\mu m$$

$$\varepsilon_3 = 1\mu m$$

$$\varepsilon_4 = 1\mu m$$

- Une variation unitaire de la position du centre en X de 1 μm a pour signature :



Si $\vec{u}_i$ est un vecteur unitaire colinéaire à $\overrightarrow{C_0Pt_i}$

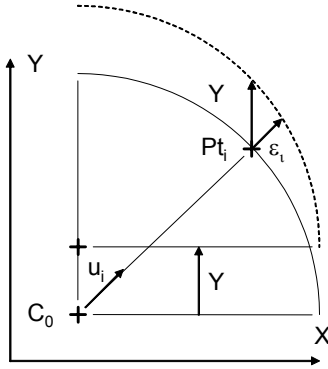
$$\varepsilon_1 = \vec{u}_1 \cdot \vec{X} \mu m$$

$$\varepsilon_2 = \vec{u}_2 \cdot \vec{X} \mu m$$

$$\varepsilon_3 = \vec{u}_3 \cdot \vec{X} \mu m$$

$$\varepsilon_4 = \vec{u}_4 \cdot \vec{X} \mu m$$

- Une variation unitaire de la position du centre en Y de 1 μm a pour signature :



Si $\vec{u}_i$ est un vecteur unitaire colinéaire à $\overrightarrow{C_0Pt_i}$

$$\varepsilon_1 = \vec{u}_1 \cdot \vec{Y} \mu m$$

$$\varepsilon_2 = \vec{u}_2 \cdot \vec{Y} \mu m$$

$$\varepsilon_3 = \vec{u}_3 \cdot \vec{Y} \mu m$$

$$\varepsilon_4 = \vec{u}_4 \cdot \vec{Y} \mu m$$

D'où la matrice de signatures suivante, composée des trois vecteurs de signature constituant la base d'analyse :

$$A = \begin{matrix} & R(\mu m) & X(\mu m) & Y(\mu m) \\ \begin{matrix} \varepsilon_1(\mu m) \\ \varepsilon_2(\mu m) \\ \varepsilon_3(\mu m) \\ \varepsilon_4(\mu m) \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & \vec{u}_1 \cdot \vec{X} & \vec{u}_1 \cdot \vec{Y} \\ 1 & \vec{u}_2 \cdot \vec{X} & \vec{u}_2 \cdot \vec{Y} \\ 1 & \vec{u}_3 \cdot \vec{X} & \vec{u}_3 \cdot \vec{Y} \\ 1 & \vec{u}_4 \cdot \vec{X} & \vec{u}_4 \cdot \vec{Y} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (3.13)$$

La suite des calculs reprend la même démarche que celle présentée au paragraphe précédent.

2. APPLICATION A UN CAS NON LINEAIRE

2.1. Principe

Bien souvent les phénomènes physiques à identifier ne sont pas linéaires. Par exemple, l'optimisation en position d'un solide nécessite la mise en œuvre de rotations qui introduisent des relations non linéaires. Le système d'équations à résoudre n'étant plus linéaire, on ne peut appliquer directement une méthode d'optimisation car l'hypothèse de linéarité n'est plus respectée. Cependant, il est toujours possible de réaliser une linéarisation locale du problème

et d'effectuer alors l'optimisation. La qualité du résultat fourni sera, bien évidemment, conditionnée par l'approximation due à l'hypothèse de linéarité locale et nécessite, éventuellement, plusieurs itérations de l'optimisation en modifiant la position initiale et donc le point de linéarisation. Cette méthodologie nécessite des précautions d'emploi pour garantir de maintenir la physique du problème et d'assurer la convergence vers le meilleur résultat. Nous allons présenter cette méthodologie, en explicitant toutes les étapes critiques pour obtenir une "bonne" solution. Nous illustrerons nos propos, en présentant un exemple de cas non linéaire : la détermination de la position d'un solide dans l'espace présentant des rotations de grandes amplitudes.

Par la suite, nous garderons les conventions suivantes :

Soient b , le vecteur des mesures (dimension N)

x , le vecteur des paramètres (phénomènes) à identifier (dimension M)

A , la matrice d'analyse

2.1.1. Écriture de la matrice de signatures

La matrice de signatures d'un système non linéaire ne peut être obtenue que par la linéarisation locale des équations.

Pour cela, il nous faut définir une situation initiale. Couramment cette situation correspond à un vecteur de défaut nul. Toutefois, si une situation initiale plus favorable existe, par exemple, issue de l'évolution du système, il est tout à fait judicieux de l'utiliser. On obtient donc les valeurs initiales des paramètres à identifier de notre système soit : $x = x_{init}$.

L'écriture des vecteurs de signature s'obtient en linéarisant les équations caractérisant chaque résultat de mesures, en considérant de petites variations autour de cette situation initiale, ce qui correspond à un développement limité de premier ordre des équations. Dans le cas du mouvement d'un solide, cela correspond à l'application du Torseur de Petits Déplacements.

Après l'étape de linéarisation, l'écriture du système se présente de manière classique avec N équations linéairement indépendantes et M inconnues :

$$\begin{cases} \Delta b_1 = a_{11} \cdot \Delta x_1 + a_{12} \cdot \Delta x_2 + \dots + a_{1P} \cdot \Delta x_P \\ \vdots \\ \Delta b_N = a_{N1} \cdot \Delta x_1 + a_{N2} \cdot \Delta x_2 + \dots + a_{NP} \cdot \Delta x_P \end{cases} \quad (3.14)$$

ou sous forme matricielle :

$$\Delta b = A \cdot \Delta x \quad (3.15)$$

Avec Δb , le vecteur écart du champ de mesure par rapport à x_{init}

Δx , le vecteur de variation de l'amplitude des défauts par rapport à x_{init}

On obtient ainsi la matrice de signatures A pour les paramètres initiaux x_{init} .

2.1.2. Application de la projection

A partir des écarts de mesures Δb , il nous est possible d'appliquer la méthode de la base orthonormale pour déterminer les variations des paramètres à identifier :

$$\min_{x \in \mathbb{R}^p} \|A \cdot \Delta x - \Delta b\|_2 \Rightarrow \Delta x \quad (3.16)$$

Ensuite, comme cela a déjà été dit, il est important de calculer l'écart résiduel afin de juger de la pertinence de la projection et de détecter des points aberrants :

$$r = \Delta b - A \cdot \Delta x \quad (3.17)$$

2.1.3. Vérification de la linéarité

Afin de juger du résultat de l'optimisation et de la nécessité éventuelle d'une nouvelle itération de l'optimisation, il est important de connaître les limites introduites par la linéarisation. Si les résultats d'identification montrent des amplitudes de variation des paramètres importantes, l'hypothèse de linéarité est compromise. Il est alors nécessaire de faire une optimisation itérative afin de converger vers la solution. Pour déterminer correctement la limite, il faut analyser le processus de linéarisation, et définir l'erreur reconnue comme acceptable.

Par exemple, pour l'hypothèse de petits déplacements, on considère que l'erreur absolue sur la valeur du déplacement vaut $d \cdot \alpha^2$, où d correspond à la distance entre l'axe central du torseur et le point le plus éloigné du solide considéré et α l'angle de rotation. Donc pour une distance d'un mètre et un angle de 1 milliradian, on obtient une erreur absolue de 10^{-6} m. Donc en pratique, pour une machine d'un mètre d'envergure avec comme erreur maximale tolérée de 1 micromètre, la limite sur la variation des paramètres angulaires est de 1 milliradian pour être dans l'hypothèse de la linéarisation.

Dans le cas où une itération est nécessaire, c'est-à-dire quand les variations des paramètres identifiés compromettent l'hypothèse de linéarité, il faut préparer l'étape suivante. Pour cela il faut modifier le modèle initial, reconstruire la base des signatures ainsi que le nouveau vecteur de mesure.

2.1.4. Préparation de la nouvelle étape d'optimisation

L'étape précédente d'optimisation a permis d'obtenir le vecteur de variation des paramètres Δx à opérer pour se rapprocher de la solution optimale. La nouvelle situation de départ pour la prochaine étape d'optimisation est obtenue en ajoutant la variation des paramètres :

$$x_1 = x_{init} + \Delta x \quad (3.18)$$

Pour ce nouveau jeu de valeurs des paramètres, il est maintenant nécessaire d'écrire de nouveaux vecteurs de signature correspondant à une nouvelle linéarisation locale en ce point. Pour passer de la situation précédente x_{init} à la nouvelle situation x_1 on s'interdit de linéariser les transformations car cela conduirait à déformer l'ensemble des points du modèle. Ceci n'est en rien un obstacle, car la linéarisation n'est indispensable que dans la détermination de la valeur des paramètres de transformation lors de l'optimisation. Par contre l'application des transformations non linéarisées s'effectue simplement dans ce sens. On peut même se permettre de simplifier les produits de rotations qui peuvent être appliqués successivement autour des trois axes dans un ordre indifférent. Il est également indifférent de tourner autour des axes d'origine ou des axes ayant déjà subi une part des transformations. Un principe est que l'on peut prendre des libertés sur l'application des paramètres de transformations tant qu'elle ne déforme pas les points du modèle, l'erreur commise sera redressée par le tour suivant d'optimisation.

Ensuite, il est également nécessaire de déterminer les nouveaux écarts de mesures Δb_1 pour la nouvelle situation. Pour cela, il est possible de supprimer du champ de mesure initial la partie identifiée par la précédente optimisation :

$$\Delta b_1 = \Delta b - f(\Delta x) \quad (3.19)$$

La fonction $f(\Delta x)$ calcule la correction à apporter aux écarts de mesure pour tenir compte de la détermination des paramètres. Comme pour l'écriture de la nouvelle base de projection, il est possible de prendre des libertés sur la valeur des variations Δx et sur l'ordre de l'application (par exemple l'ordre des rotations) car les erreurs seront redressées dans l'itération suivante. Par contre il est interdit d'utiliser une fonction $f(\Delta x)$ linéarisée. Sinon les approximations introduites par la linéarisation déformeront les points du champ de mesure et dénatureront la physique du problème. Toutefois cette précaution peut s'avérer ne pas être suffisante car il faut aussi vérifier si les points mesurés modifiés par l'écart analysé n'ont pas une position qui compromettrait la linéarité de l'optimisation. En particulier pour des mesures sur Machine à Mesurer Tridimensionnelles, le changement de normale est un facteur sensible près des zones à forte courbure. Il agit sur l'optimisation mais aussi sur la mesure à travers la correction du rayon palpeur. Ce phénomène de non linéarité peut donc conduire à refaire la mesure à partir d'un fichier de points amélioré par le résultat de la première opération d'optimisation.

Cette opération de « remesure » n'est pas nécessaire si la pièce a été mesurée sur des points situés sur de larges zones à faible courbure. Il faut cependant le justifier. Les procédures CAO peuvent permettre ce type d'examen. En général, on peut pratiquer ainsi et économiser la remesure quand le point, appartenant au modèle et correspondant aux points mesurés après optimisation, est calculable. Cette opération est (parfois implicitement) effectuée par les modules d'identification de formes géométriques dans les logiciels de MMT.

2.1.5. Poursuite du processus et convergence

La nouvelle étape d'optimisation étant maintenant totalement définie, la suite reprend les étapes précédentes jusqu'à la convergence vers une solution. Le critère de convergence qui permet de définir la condition d'arrêt est basé sur l'amplitude du vecteur des phénomènes identifiés vis-à-vis de l'hypothèse de linéarité émise lors de l'écriture de la matrice de projection.

En fonction de la nature physique du problème, ce processus ne permet pas toujours de converger vers une solution unique pour des conditions initiales différentes. On n'échappe pas à l'existence de minimum locaux dans l'espace de recherche de solutions.

2.2. Application à l'identification du mouvement d'un solide

Soit un solide dont on cherche à déterminer la position dans un repère donné, considéré comme fixe. Pour ce faire, nous allons introduire le concept de mesure utilisé dans le chapitre V, qui est une extrapolation de la plateforme de Gough appliquée à la mesure. Pour réaliser cette mesure, il nous faut au minimum 6 mesures pour obtenir les 6 paramètres de position du solide par rapport au référentiel fixe. Nous allons utiliser 8 comparateurs linéaires pour avoir une redondance de mesure qui nous informe de la cohérence des mesures. Ces comparateurs, liés au repère fixe et au solide par des liaisons rotules, mesurent la distance entre les deux centres d'articulation (Figure 66). Le déplacement d'un solide dans l'espace est caractérisé par 6 paramètres indépendants mais qui définissent une application non linéaire par la présence des rotations.

Pour l'identification de défaut de positionnement, on peut faire l'hypothèse que les variations de 6 paramètres de position sont localement faibles ce qui permet d'utiliser le Torseur des Petits Déplacements. Les 6 paramètres du torseur définissent alors une application linéaire, il devient alors possible de réaliser l'optimisation de position autour de la position initiale.

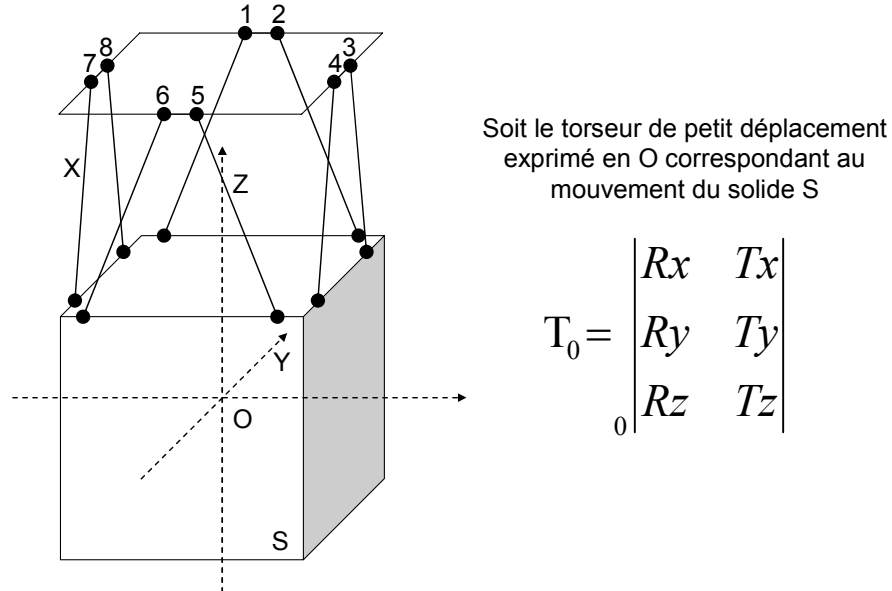


Figure 66 : Mesure de la position d'un solide par 8 mesures de longueurs

Pour déterminer la matrice de signatures il faut transporter ce torseur au point de contact du comparateur pour obtenir le mouvement de ce point. Puis il faut projeter ce mouvement suivant l'axe de sensibilité du comparateur.

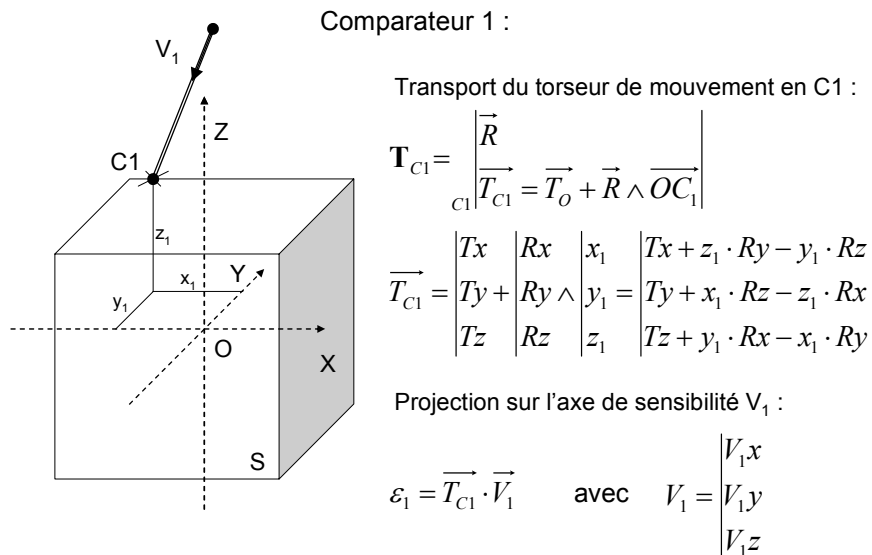


Figure 67 : Mesure du comparateur en fonction du mouvement

On obtient ainsi la première ligne de la matrice de signatures :

$$\varepsilon_1(\mu m) \begin{bmatrix} V_{1x} & V_{1y} & V_{1z} & y_1(m) \cdot V_{1y} - z_1(m) \cdot V_{1y} & z_1(m) \cdot V_{1x} - x_1(m) \cdot V_{1z} & x_1(m) \cdot V_{1y} - y_1(m) \cdot V_{1x} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix}$$

Pour illustrer ces calculs nous allons analyser les étapes importantes de l'optimisation. Soit un cube d'un mètre d'arête, nous nous intéresserons au mouvement de son centre. Lorsque ce centre est à sa position initiale nous avons les coordonnées des centres d'articulations suivantes :

	Articulations côté solide			Articulations côté référentiel fixe		
Comparateur	X	Y	Z	X	Y	Z
1	-500	500	500	0	500	1000
2	500	500	500	0	500	1000
3	500	500	500	500	0	1000
4	500	-500	500	500	0	1000
5	500	-500	500	0	-500	1000
6	-500	-500	500	0	-500	1000
7	-500	-500	500	-500	0	1000
8	-500	500	500	-500	0	1000

Plaçons maintenant le centre du cube au point A, avec une orientation définie par Rx, Ry et Rz en utilisant la convention de rotation à axe fixe (cf. chapitre I) :

$$A = \begin{bmatrix} 100 \\ 100 \\ -100 \end{bmatrix} \text{ mm et } \begin{bmatrix} Rx = 10 \\ Ry = 10 \\ Rz = 10 \end{bmatrix}$$

Pour la première étape de calcul il nous faut connaître la différence de longueur des comparateurs entre la position initiale et la position actuelle. Le tableau ci-dessous résume ces données pour les 8 comparateurs.

	Longueur initiale	Longueur après le déplacement réel	Différence
L ₁	707.107	572.435	-134.672
L ₂	707.107	875.711	168.604
L ₃	707.107	869.316	162.209
L ₄	707.107	907.669	200.562
L ₅	707.107	1098.196	391.089
L ₆	707.107	651.787	-55.320
L ₇	707.107	868.071	160.964
L ₈	707.107	634.637	-72.470

Lors de la première étape de l'optimisation on obtient les résultats suivants :

$$x_1 = \begin{bmatrix} X = 71.110 \text{ mm} \\ Y = 117.339 \text{ mm} \\ Z = -145.128 \text{ mm} \\ R_X = 12.229^\circ \\ R_Y = 11.112^\circ \\ R_Z = 6.851^\circ \end{bmatrix} \text{ et } r_1 = \begin{bmatrix} -16.6888 \text{ mm} \\ -3.7020 \text{ mm} \\ 16.6888 \text{ mm} \\ 3.7020 \text{ mm} \\ -16.6888 \text{ mm} \\ -3.7020 \text{ mm} \\ 16.6888 \text{ mm} \\ 3.7020 \text{ mm} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

On constate bien que le mouvement obtenu n'est plus du domaine linéaire et que le résidu est important. Il faut donc réaliser une itération et pour cela nous devons recalculer la différence de longueur entre la longueur issue du mouvement réel et celle obtenue à la suite de l'application du résultat de la première optimisation :

$$\Delta b_1 = \begin{bmatrix} -10.522 \text{ mm} \\ -35.4490 \text{ mm} \\ -10.1264 \text{ mm} \\ -69.7433 \text{ mm} \\ -20.7702 \text{ mm} \\ -74.5747 \text{ mm} \\ -14.2333 \text{ mm} \\ -32.0235 \text{ mm} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

L'étape suivante nous donne les résultats suivants :

$$x_2 = \begin{bmatrix} X = 100.440 \text{ mm} \\ Y = 99.832 \text{ mm} \\ Z = -101.554 \text{ mm} \\ R_X = 10.278^\circ \\ R_Y = 9.735^\circ \\ R_Z = 10.575^\circ \end{bmatrix}, r_2 = \begin{bmatrix} 0.1065 \text{ mm} \\ -0.0541 \text{ mm} \\ -0.1350 \text{ mm} \\ 0.0622 \text{ mm} \\ 0.1509 \text{ mm} \\ -0.0764 \text{ mm} \\ -0.1166 \text{ mm} \\ 0.0616 \text{ mm} \end{bmatrix} \text{ et } \Delta b_2 = \begin{bmatrix} -5.2471 \text{ mm} \\ 6.1688 \text{ mm} \\ 1.6893 \text{ mm} \\ -0.8305 \text{ mm} \\ -4.2126 \text{ mm} \\ -4.8386 \text{ mm} \\ -9.5419 \text{ mm} \\ 5.5370 \text{ mm} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

On peut constater un décalage entre le résidu et la différence de longueur des comparateurs, qui est du à la non linéarité du système. Le résidu correspond au mouvement linéarisé alors que la différence de longueur correspond à un mouvement réel.

Les tableaux suivants présentent l'ensemble des résultats pour chaque étape de l'optimisation :

x_i : mouvement obtenu pour chaque étape

Itération		1	2	3	4	5	6	7	8
x_i	X	71.110	100.441	100.005	100.000	100.000	100.000	100.000	100.000
	Y	117.339	99.832	100.013	100.000	100.000	100.000	100.000	100.000
	Z	-145.128	-101.554	-100.031	-100.000	-100.000	-100.000	-100.000	-100.000
	Rx	12.2287	10.2780	9.9608	9.9889	10.0007	10.0003	10.0000	10.0000
	Ry	11.1122	9.7350	9.9436	10.0058	10.0020	9.9999	9.9999	10.0000
	Rz	6.8513	10.5750	10.0461	9.9932	9.9981	10.0001	10.0001	10.0000

r_i : résidu de la projection

Itération		1	2	3	4	5	6	7	8
r_i		-16.6888	0.1065	0.0045	-0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		-3.7021	-0.0541	-0.0051	-0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		16.6888	-0.1350	-0.0061	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		3.7021	0.0622	0.0050	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		-16.6888	0.1509	0.0066	-0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		-3.7021	-0.0765	-0.0051	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		16.6888	-0.1166	-0.0048	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
		3.7021	0.0616	0.0049	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Norme		34.1890	0.2870	0.0150	0.0003	1.74E-05	5.14E-07	2.24E-08	1.36E-09

Δb_i : écart de longueur par rapport au mouvement réel

Itération		1	2	3	4	5	6	7	8
Δb_i		-10.5221	-5.2471	-1.1760	0.0372	0.0376	0.0006	-0.0011	-0.0001
		-35.4490	6.1688	0.8010	-0.1567	-0.0333	0.0032	0.0011	0.0000
		-10.1264	1.6893	-0.1771	-0.1461	-0.0012	0.0043	0.0002	-0.0001
		-69.7433	-0.8305	1.0807	0.0538	-0.0314	-0.0031	0.0008	0.0001
		-20.7702	-4.2126	0.4952	0.0491	-0.0121	-0.0021	0.0003	0.0001
		-74.5747	-4.8386	-0.0320	0.1449	0.0061	-0.0041	-0.0004	0.0001
		-14.2333	-9.5419	-0.0871	0.1941	0.0126	-0.0053	-0.0006	0.0001
		-32.0235	5.5371	-0.1953	-0.1606	-0.0038	0.0046	0.0003	-0.0001
$\sqrt{\sum \Delta b_i^2}$		547.9472	116.4255	15.2314	1.8751	0.0622	0.0104	0.0020	0.0003

Le critère de convergence n'est pas sur le résidu mais sur la différence de longueur des comparateur entre celle mesurée et celle obtenue pour la position calculée par l'optimisation. Les effets de la non-linéarité ne permettent pas de conclure grâce au résidu.

Notre méthode permet de converger rapidement vers la solution. A l'étape 8 on obtient exactement le mouvement imposé au solide.

3. ANALYSE DE LA DEPENDANCE

Comme pour toutes les méthodes d'optimisation basées sur l'analyse des effets des phénomènes à identifier sur un champ de mesure, l'hypothèse majeure est l'indépendance des phénomènes, qui se traduit par le besoin d'indépendance des vecteurs de signature servant à la construction de la base d'analyse.

Un vecteur est mathématiquement dépendant s'il est le résultat d'une combinaison linéaire des autres vecteurs. Cette dépendance mathématique est simple à mettre en évidence car si un ou plusieurs vecteurs sont dépendants des autres, la base d'analyse possède alors une dimension inférieure aux nombres de phénomènes à déterminer. Si ce cas se présente, la résolution du problème est impossible dans l'état. Une réflexion sur les phénomènes conduit à éliminer ceux qui sont dépendants d'autres, ce qui permettra de revenir à une situation normale.

Une autre situation, plus délicate, correspond à la présence de phénomènes mathématiquement indépendants mais présentant une certaine similitude. Dans ce cas, la résolution du problème s'effectue "sans erreur" de calcul mais conduit à des interprétations erronées sur les phénomènes en causes, qui ne sont pas toujours évidentes à détecter. Nous proposons dans notre travail une approche originale, basée sur l'analyse de la propagation des incertitudes du champ de mesures sur les paramètres identifiés, afin de garantir la qualité de l'identification.

Dans un premier temps, nous allons reprendre l'exemple de l'optimisation d'une droite passant au mieux par trois points et montrer le biais qu'introduit une faible dépendance des vecteurs de signature lors de l'optimisation.

3.1. Présentation de la dépendance

Nous reprenons l'exemple présenté au paragraphe 1.4.1 (Figure 68).

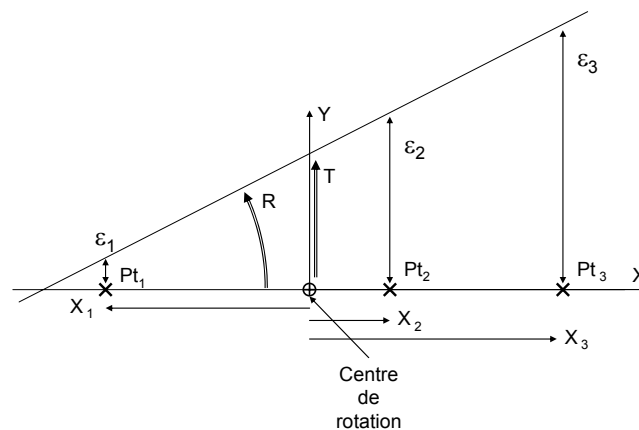


Figure 68 : Identification du mouvement d'une droite dans un plan

Imposons à la droite le mouvement suivant $T = 10 \mu\text{m}$ et $R = 10 \mu\text{rad}$. Nous allons maintenant placer les trois comparateurs dans trois configurations.

La première correspond à une configuration symétrique par rapport au centre de rotation : $X_1 = -1 \text{ m}$, $X_2 = 0 \text{ m}$ et $X_3 = 1 \text{ m}$.

On obtient les mesures et la matrice d'analyse suivantes :

$$\begin{aligned} E_1 &= 20 \mu m \\ E_2 &= 10 \mu m \text{ et } A = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \\ E_3 &= 0 \mu m \end{aligned} \quad (3.23)$$

La seconde conserve la même distance entre les trois comparateurs mais le centre de rotation est très déporté : $X_1 = 9 \text{ m}$, $X_2 = 10 \text{ m}$, $X_3 = 11 \text{ m}$.

On obtient les mesures et la matrice d'analyse suivantes :

$$\begin{aligned} E_1 &= 100 \mu m \\ E_2 &= 110 \mu m \text{ et } A = \begin{bmatrix} 1 & 9 \\ 1 & 10 \\ 1 & 11 \end{bmatrix} \\ E_3 &= 120 \mu m \end{aligned} \quad (3.24)$$

La troisième conserve la configuration symétrique par rapport au centre de rotation mais avec une distance entre les comparateurs de 0.1 m : $X_1 = -0.1 \text{ m}$, $X_2 = 0 \text{ m}$, $X_3 = 0.1 \text{ m}$.

On obtient les mesures et la matrice d'analyse suivantes :

$$\begin{aligned} E_1 &= 9 \mu m \\ E_2 &= 10 \mu m \text{ et } A = \begin{bmatrix} 1 & -0.1 \\ 1 & 0 \\ 1 & 0.1 \end{bmatrix} \\ E_3 &= 11 \mu m \end{aligned} \quad (3.25)$$

En comparant ces configurations on peut déjà constater comment la disposition des comparateurs influence leur mesure par rapport au mouvement appliqué. Si le centre de rotation est déporté, la variation de mouvement mesurée entre les différents capteurs est identique à la configuration symétrique, mais les valeurs mesurées sont plus grandes. Si on réduit la distance entre les comparateurs, on réduit aussi le mouvement mesuré au comparateur. La sensibilité des comparateurs est donc réduite.

Pour poursuivre notre analyse, nous allons maintenant nous intéresser au résultat d'une optimisation, pour ces trois configurations, avec l'ajout d'une erreur de mesure. Pour obtenir la valeur de l'erreur, nous réalisons un tirage aléatoire sur une loi normale de moyenne nulle et d'écart-type $1 \mu m$.

On obtient les erreurs suivantes :

$$\begin{aligned} \Delta E_1 &= 0.95 \mu m \\ \Delta E_2 &= 0.12 \mu m \\ \Delta E_3 &= -1.05 \mu m \end{aligned} \quad (3.26)$$

Avec les mouvements théoriquement mesurés aux comparateurs et ces erreurs de mesure, nous allons calculer, pour les trois configurations, le résultat de l'optimisation. On obtient ainsi les résultats suivants :

- 1^{ère} configuration : $T = 10 \mu m$ $R = 9 \mu rad$
- 2^e configuration : $T = 20 \mu m$ $R = 9 \mu rad$
- 3^e configuration : $T = 10 \mu m$ $R = 0 \mu rad$

Seule la première configuration permet d'obtenir un résultat proche du mouvement réel malgré les défauts de mesure introduits. Pour les autres configurations, seul un des paramètres est correctement identifié. L'optimisation ne converge pas vers le bon résultat, non pas à cause d'un quelconque problème de conditionnement de matrice (du moins pour de si faible

problèmes de dépendance), mais à cause des incertitudes de mesures qui, en fonction de la base d'analyse utilisée, ont plus ou moins d'influence sur la qualité du résultat.

On voit ici l'importance d'avoir un moyen permettant de déterminer la robustesse de la méthode face à des incertitudes de mesure. Nous allons donc proposer une méthode permettant de connaître l'incertitude de détermination des paramètres en fonction de l'incertitude de mesure.

3.2. La propagation d'incertitude

Plusieurs méthodes permettent d'analyser la dépendance d'une base d'analyse.

La première est l'analyse des valeurs singulières de la base d'analyse. Cette approche permet de connaître la dépendance de la matrice face aux problèmes numériques

Une seconde approche est l'analyse de la propagation d'incertitude. Cette approche est plus proche du processus de mesure. A partir de la connaissance de l'incertitude sur les mesures, nous déterminons l'incertitude sur les paramètres identifiés.

3.2.1. Principe mathématique

La mesure des b_i se fait avec une incertitude σ_i connue. On considère que chaque b_i est la réalisation d'une variable aléatoire B_i suivant une loi normale avec comme espérance β_i (inconnue) et comme variance σ_i^2 (connue). Ces variables aléatoires sont indépendantes d'après l'hypothèse d'indépendance des mesures.

Le système possède une solution unique si l'on remplace les b_i par leur espérance β_i ou il existe $u \in R^n$ tel que $Au = \beta$ avec $\beta = (\beta_1, \dots, \beta_p)^T$. Il est intéressant de noter que l'on impose que le vecteur β (moyenne du vecteur aléatoire $B = (B_1, \dots, B_p)^T$ dont le vecteur b est une réalisation) appartient au sous-espace engendré par Ax . Le vecteur u est donc la solution au sens des moindres carrés. Le vecteur b se trouve dans le cône d'incertitude.

Dans la suite on effectue la normalisation du système, pour cela on remplace les éléments de la matrice A par $a_{ij} = \frac{a_{ij}}{\sigma_i}$ et les éléments du vecteur b par $b_i = \frac{b_i}{\sigma_i}$ donc maintenant la variance du système vaut 1.

$$\forall j \in [1, p] \quad \text{var}(B_j) = 1 \quad (3.27)$$

La solution réelle du système $Ax = b$ au sens des moindres carrés est donnée par $x = (A^T A)^{-1} A^T b$ la solution théorique satisfait par contre $u = (A^T A)^{-1} A^T \beta$.

On obtient

$$x - u = (A^T A)^{-1} A^T (b - \beta) \quad (3.28)$$

Ou encore

$$x_i - u_i = \sum_{j=1}^p \alpha_{ij} (B_j - \beta_j) \quad (3.29)$$

Où α_{ij} est l'élément (i,j) de la matrice $(A^T A)^{-1} A^T$. L'idée est de considérer la valeur x_i comme une réalisation d'une v.a. X_i définie par :

$$X_i = u_i + \sum_{j=1}^p \alpha_{ij} (B_j - \beta_j) \quad (3.30)$$

Calcul de l'espérance de X_i :

$$E(X_i) = E\left(u_i + \sum_{j=1}^p \alpha_{ij} (B_j - \beta_j)\right) \quad (3.31)$$

$$E(X_i) = u_i + \sum_{j=1}^p \alpha_{ij} (E(B_j) - \beta_j) \quad (3.32)$$

$$E(X_i) = u_i \quad (3.33)$$

Calcul de la variance de X_i : avec $e_i = (0, \dots, 0, 1, 0, \dots, 0)^T$ le 1 étant à la $i^{\text{ème}}$ position

$$\text{var}(X_i) = \text{var}\left(u_i + \sum_{j=1}^p \alpha_{ij} (B_j - \beta_j)\right) \quad (3.34)$$

$$\text{var}(X_i) = \sum_{j=1}^p \alpha_{ij}^2 \text{var}(B_j) \quad (3.35)$$

$$\text{Or } \text{var}(B_j) = 1 \text{ donc } \text{var}(X_i) = \sum_{j=1}^p \alpha_{ij}^2 = \left\| \left(e_i^T (A^T A)^{-1} A^T \right)^T \right\|_2^2 \quad (3.36)$$

$$\text{var}(X_i) = \left(e_i^T (A^T A)^{-1} A^T \right) \left(e_i^T (A^T A)^{-1} A^T \right)^T \quad (3.37)$$

$$\text{var}(X_i) = e_i^T (A^T A)^{-1} A^T A \left((A^T A)^{-1} \right)^T e_i \quad (3.38)$$

$$\text{var}(X_i) = e_i^T (A^T A)^{-1} (A^T A) (A^T A)^{-1} e_i \quad (3.39)$$

$$\text{var}(X_i) = e_i^T (A^T A)^{-1} e_i \quad (3.40)$$

$$\text{var}(X_i) = \varepsilon_{ii} \quad (3.41)$$

Où ε_{ii} est le $i^{\text{ème}}$ élément de la diagonale de $(A^T A)^{-1}$.

De plus les éléments non diagonaux de la matrice $(A^T A)^{-1}$, représentent les covariances avec $\varepsilon_{ij} = \text{cov}(X_i, X_j)$.

Donc pour le système surdéterminé suivant $Ax = b$ si l'incertitude de mesure sur les b_i vaut σ_i . Après normalisation du système en calculant les éléments de la matrice A par

$a_{ij} = \frac{a_{ij}}{\sigma_i}$ on obtient l'incertitude sur les paramètres à déterminer par le calcul de ε_{ii} , le $i^{\text{ème}}$

élément de la diagonale de $(A^T A)^{-1}$, avec $\sigma_i = \sqrt{\varepsilon_{ii}}$.

3.2.2. Application au calcul de l'orthogonalisation par Gram Schmidt

Il est intéressant d'appliquer cette démarche à l'orthogonalisation par Gram Schmidt. Cela revient à remplacer $(A^T A)^{-1} A^T$ par PE .

Donc

$$\text{var}(X_i) = \sum_{j=1}^p \alpha_{ij}^2 = \left\| (e_i^T PE)^T \right\|_2^2 \quad (3.42)$$

$$\text{var}(X_i) = (e_i^T PE)(e_i^T PE)^T \quad (3.43)$$

$$\text{var}(X_i) = e_i^T PEE^T P^T e_i \quad (3.44)$$

$$\text{var}(X_i) = \varepsilon_{ii} \quad (3.45)$$

Où ε_{ii} est le $i^{\text{ème}}$ élément de la diagonale de $PEE^T P^T$.

Ainsi :

$$\text{var}(X_i) = (PEE^T P^T)_{(i,i)} \quad (3.46)$$

Cette approche présente l'avantage par rapport à la méthode classique de ne pas avoir à inverser une matrice.

3.3. Application à l'identification d'une droite dans le plan

Nous reprenons l'exemple présenté au paragraphe 1.4.1. On a :

$$\begin{array}{cc} T(\mu m) & R(\mu rad) \\ \begin{array}{l} E_1(\mu m) \\ E_2(\mu m) \\ E_3(\mu m) \end{array} & \begin{bmatrix} 1 & X_1(m) \\ 1 & X_2(m) \\ 1 & X_3(m) \end{bmatrix} \end{array}$$

Si on pose : $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = 1 \mu m$, l'écart-type de l'incertitude de mesure des comparateurs.

Pour les trois configurations présentées au paragraphe 3.1, nous allons calculer la propagation d'incertitude :

- 1^{ère} configuration avec : $X_1 = -1$ m, $X_2 = 0$ et $X_3 = 1$ m.

On obtient :

$$\begin{array}{l} \sigma_T = 0.58 \mu m \\ \sigma_R = 0.71 \mu rad \end{array}$$

- 2^e configuration avec : $X_1 = 9$ m, $X_2 = 10$ m, $X_3 = 11$ m.

On obtient :

$$\begin{array}{l} \sigma_T = 7.09 \mu m \\ \sigma_R = 0.71 \mu rad \end{array}$$

- 3^e configuration avec : $X_1 = -0.1$ m, $X_2 = 0$ m, $X_3 = 0.1$ m.

On obtient :

$$\begin{array}{l} \sigma_T = 0.58 \mu m \\ \sigma_R = 7.07 \mu rad \end{array}$$

Ces résultats sont parfaitement en accord avec ceux présentés dans le paragraphe 3.1. Pour les deux dernières configurations, un des paramètres présente une grande incertitude comme le montrait les premiers calculs du paragraphe 3.1. L'analyse de la propagation d'incertitude, à partir de la base d'analyse, permet de juger très rapidement de la qualité de la détermination des paramètres de l'optimisation. Ce critère nous permet de pouvoir améliorer l'incertitude de mesure de nos paramètres en modifiant la disposition de nos comparateurs ce qui agit directement sur la base d'analyse.

3.4. Exemple du cercle aux moindres carrés par 4 points

Nous reprenons l'exemple présenté au paragraphe 1.4.2. On a :

$$\begin{matrix} R(\mu m) & X(\mu m) & Y(\mu m) \\ \varepsilon_1(\mu m) & \begin{bmatrix} 1 & \vec{u}_1 \cdot \vec{x} & \vec{u}_1 \cdot \vec{y} \end{bmatrix} \\ \varepsilon_2(\mu m) & \begin{bmatrix} 1 & \vec{u}_2 \cdot \vec{x} & \vec{u}_2 \cdot \vec{y} \end{bmatrix} \\ \varepsilon_3(\mu m) & \begin{bmatrix} 1 & \vec{u}_3 \cdot \vec{x} & \vec{u}_3 \cdot \vec{y} \end{bmatrix} \\ \varepsilon_4(\mu m) & \begin{bmatrix} 1 & \vec{u}_4 \cdot \vec{x} & \vec{u}_4 \cdot \vec{y} \end{bmatrix} \end{matrix}$$

Si on pose : $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_4 = 1\mu m$ l'écart-type de l'incertitude de mesure en chaque point.

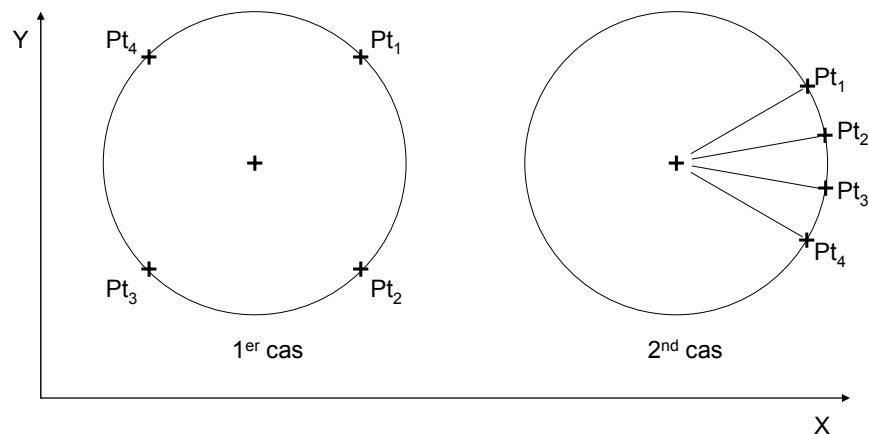


Figure 69 : Implantation des points de mesure pour les deux cas

Soit deux cas de figure (Figure 69) :

- 1^{er} cas : la mesure est réalisée de manière optimale : 4 points également répartis sur la circonférence du cercle mesuré de 1m de rayon.

$$\sigma_R = 0.5 \mu m$$

On obtient : $\sigma_X = 0.71 \mu m$

$$\sigma_Y = 0.71 \mu m$$

- 2^{ème} cas : la mesure est réalisée sur un secteur angulaire seulement.

$$\sigma_R = 7.81 \mu m$$

On obtient : $\sigma_X = 8.42 \mu m$

$$\sigma_Y = 1.34 \mu m$$

La première constatation est l'augmentation d'incertitude significative mais il est intéressant de noter que les plus grandes incertitudes sont sur la position en X du centre et sur le rayon du cercle. En effet ces deux incertitudes sont liées car les mesures suivant un secteur ne permettent pas une détermination précise du rayon et donc de la position du centre par rapport à ce secteur. Le simple fait de faire une mesure avec deux points radialement opposés permet de retrouver une incertitude du même ordre de grandeur que pour le cas 1 (Figure 70).

$$\sigma_R = 0.56 \mu m$$

On obtient : $\sigma_X = 0.60 \mu m$

$$\sigma_Y = 1.41 \mu m$$

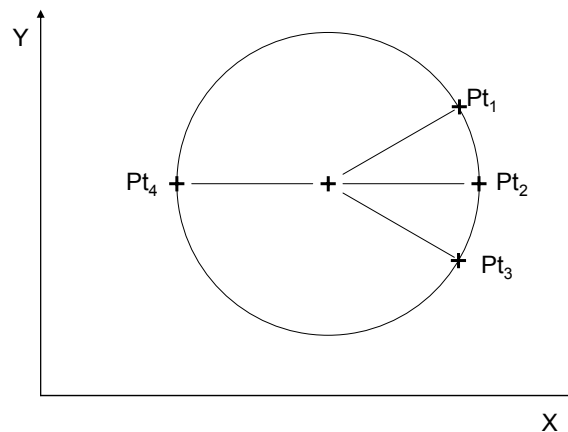


Figure 70 : Implantation des points de mesure pour améliorer l'incertitude suivant X

Ces simulations montrent une fois de plus l'intérêt de l'utilisation de la propagation d'incertitude pour connaître la qualité de la mesure en fonction de la disposition des capteurs et de leur incertitude propre.

4. CONCLUSION

Nous avons présenté dans ce chapitre une méthode d'identification de paramètres à partir de mesures redondantes. Dans un premier temps nous avons présenté son principe et l'écriture mathématique associée. Le principal intérêt de cette méthode est d'être proche du problème physique à analyser. En effet l'écriture de la base d'analyse est basée sur la détermination de la signature d'un paramètre recherché sur l'ensemble du champ de mesure. Cette méthode d'analyse n'est applicable que pour des problèmes linéaires où au moins localement linéaire. Grâce à une méthode itérative, il est tout de même possible de résoudre des problèmes non linéaires comme nous l'avons montré pour la détermination du mouvement d'un solide par huit capteurs.

Enfin nous avons présenté dans le paragraphe 3, la possibilité de calculer l'incertitude de détermination d'un paramètre en fonction de l'incertitude des capteurs utilisés et de leur disposition. Cette analyse permet de juger rapidement de la qualité de détermination des paramètres.

CHAPITRE IV : APPLICATIONS A LA QUALIFICATION DES MACHINES

Nous avons présenté dans le chapitre II l'ensemble des moyens actuels qui permettent de réaliser la mesure de défauts géométriques. La majorité de ces moyens ne permet la mesure que d'un seul défaut. Pour réaliser la mesure d'un autre défaut, il est nécessaire soit de modifier la position de l'instrument, soit de changer de moyen de mesure. Ces manipulations demandent une certaine dextérité et peuvent être perçues comme une perte de temps. Pour palier à cet inconvénient, il est judicieux d'utiliser le même système de mesure sans démontage pour réaliser la mesure de plusieurs défauts. Les seuls moyens permettant cette souplesse sont les étalons de longueurs présentés dans le chapitre II.

Grâce à l'utilisation des principes de dépouillement de mesure du chapitre III, nous pourrions utiliser une approche basée sur une mesure globale puis sur une identification des défauts élémentaires recherchés.

Dans le premier paragraphe, nous présenterons les différentes stratégies de mesure et de correction des défauts en présentant leurs avantages et leurs inconvénients respectifs. Puis, nous présenterons une nouvelle stratégie, qui permet de cumuler les avantages des deux premières.

Dans le second paragraphe, nous présenterons une utilisation originale du BallBar, moyen classique de suivi de la qualité globale des machines-outils. Nous proposons d'accéder à une identification partielle des défauts géométriques des axes de la machine.

Dans le dernier paragraphe, nous présenterons l'utilisation du laser de poursuite (ou laser tracker) pour la calibration d'une machine. Nous nous attacherons à présenter deux méthodes, dont une originale permettant d'améliorer l'incertitude de mesure sur les caractéristiques identifiées pour être conforme au besoin de la calibration.

1. LES DIFFERENTES STRATEGIES

Nous avons présenté dans le premier chapitre l'ensemble des défauts géométriques des machines, puis dans le second les moyens de contrôle permettant de les mesurer. Maintenant nous allons nous intéresser à la mise en œuvre de cette mesure, à son analyse, et aux différentes stratégies de correction. Actuellement, nous pouvons distinguer deux stratégies de mesure auxquelles correspondent deux stratégies de correction. Nous présenterons ces deux approches pour ensuite proposer une nouvelle stratégie qui permet de tirer parti des avantages des deux stratégies précédentes.

1.1. Les deux stratégies de mesure

L'objectif de la mesure est de caractériser la qualité géométrique de la machine. Tout d'abord pour connaître son état à un instant donné, lors de la réception ou pour un suivi périodique par exemple, mais aussi en vue de corriger les défauts mesurés.

La première idée issue de ce besoin est de mesurer directement la position de l'outil par rapport à la pièce. Ce qui correspond directement à la vérification de la fonction principale de la machine. Le principal inconvénient de cette méthode est de trouver un moyen de mesure qui permettra la mesure d'un point, ou mieux d'un référentiel, dans l'espace. Encore récemment, aucun moyen ne permettait ce type de mesure avec une incertitude adaptée au besoin de la mesure sur machine (de l'ordre de 1 μm). Nous verrons par la suite comment de nouveaux instruments vont changer cette vision.

Dans l'histoire de la correction des machines, les outils et les moyens de calcul n'existant pas, tout du moins avec la précision voulue, l'idée a été de mesurer individuellement les défauts de chaque axe constituant la machine. C'est ce que nous appelons l'approche analytique.

1.1.1. La mesure analytique

C'est la méthode de mesure la plus ancienne et la plus pratiquée. Son principe repose sur la mesure des effets d'un seul défaut en évitant l'influence des autres défauts. Cette indépendance est soit obtenue directement par le dispositif de mesure, soit par la méthode utilisée. Elle est souvent partielle, car l'influence des autres défauts est rarement nulle, mais plutôt du second ordre par rapport au défaut principal recherché. Cette voie de mesure est la plus utilisée car la majorité des instruments actuels sont des comparateurs unidirectionnels et ne permettent donc que la mesure d'une seule composante de défaut.

Le principal intérêt de cette méthode de mesure est de pouvoir directement associer le résultat d'un ensemble de mesure à un défaut physique d'un axe de la machine. Ainsi, il est possible de corriger le défaut par un réglage approprié ou en intégrant une correction dans la commande. L'information nécessaire au codage est minimale car elle correspond exactement aux fonctions et aux paramètres que nous avons identifiés au chapitre I.

De plus, l'instrument de mesure étant unidirectionnel, son incertitude est souvent faible. En contre partie, l'utilisation d'un instrument dédié à la mesure d'un seul défaut oblige à modifier très souvent son implantation voire à changer d'instrument, ce qui rend extrêmement difficile une automatisation complète de la mesure.

1.1.2. La mesure globale

Cette voie a émergé avec l'utilisation de pièce type et plus récemment avec l'apparition des systèmes d'acquisition tridimensionnelle. Elle est basée sur l'acquisition d'un maillage

d'erreur, où pour chaque point de mesure, 3 composantes d'erreurs sont obtenues, une pour chaque axe de référentiel. Historiquement, la première approche de la mesure globale concerne la réception des machines où une pièce type était usinée puis mesurée afin de juger la qualité générale de la machine. Cette approche est d'ailleurs utilisée dans [CHA06b] pour identifier le modèle géométrique d'une machine-outil à structure parallèle afin d'améliorer la qualité de réalisation de l'usinage d'une pièce. Le développement de nouveaux moyens de mesure permet maintenant d'envisager, à court terme, une mesure directe de la position de l'outil et donc d'obtenir le défaut de positionnement dans l'espace. Le premier outil est le BallBar que nous avons présenté dans le chapitre II. Sa course étant limitée, il ne permet de décrire que des trajectoires nominalement circulaires ou portées par une sphère. La mesure du défaut de réalisation de cette trajectoire suivant le rayon correspond à la réalisation d'une pièce virtuelle. Le premier intérêt de cette dématérialisation de la pièce type est de ne pas réellement usiner de pièce et donc de n'avoir à traiter que des données de mesures. La mise en œuvre est plus simple, surtout qu'il n'est pas nécessaire d'utiliser un moyen de mesure annexe (Machine à mesurer par exemple). En contre partie, les défauts mesurés ne tiennent plus compte des défauts liés à l'usinage et en particulier des variations d'efforts de coupe et des flexions d'outils. Cette solution permet de se concentrer sur les défauts géométriques et d'asservissement. Mais dans le cas d'une réception de machine, il sera nécessaire de faire des tests complémentaires. Dans [SHI99] une stratégie originale est proposée, elle est basée sur l'utilisation de plusieurs positions du BallBar permettant un recoupement des mesures pour obtenir un maillage grossier du défaut de positionnement de l'outil. Afin de s'affranchir des limites dues à la course de mesure, certains proposent d'utiliser un BallBar télescopique dont le système de mesure est basé sur un laser interférométrique, conjugué avec une stratégie de trilatération (mesure d'un point par l'intermédiaire de trois distances) [SCH01]. Récemment, l'arrivée du laser tracker a permis d'envisager une mesure directe de la position de l'outil dans l'espace. Tous ces travaux aboutissent à la description des défauts de positionnement de l'outil par un maillage plus ou moins dense de l'espace machine.

Cette stratégie présente au moins deux inconvénients liés : Le nombre de points de mesure croît très rapidement avec les dimensions de la machine, ce qui conduit à des cycles de mesure longs, couramment de plusieurs heures. De ce fait il n'est pas possible de répéter ces cycles un nombre de fois suffisant pour diminuer l'incertitude de mesure par effet de moyenne. On est alors directement tributaire de l'incertitude du moyen de mesure.

En contre partie, cette mesure est très facilement automatisable et n'utilise qu'un seul dispositif de mesure.

1.2. Les deux stratégies de correction

La mesure analytique fournissant l'information sur les défauts individuels de chaque axe permet d'appliquer directement une correction sur les axes. La mesure globale fournit le défaut de positionnement entre la pièce et l'outil et permet d'envisager une correction directe.

1.2.1. La correction analytique

Cette correction nécessite tout d'abord de réaliser une modélisation des défauts géométriques de la machine. Le chapitre I présente tous les aspects de cette modélisation. L'application d'une stratégie de mesure analytique permet de mesurer chaque défaut géométrique de manière individuelle. Le résultat de mesure peut être ainsi directement introduit dans le modèle de correction.

Le principal avantage de cette méthode réside dans le lien fort existant entre l'architecture de la machine et le modèle de correction, dans le sens où chaque élément du

modèle peut être interprété comme un défaut physique des axes de la machine. Cela permet d'avoir une certaine maîtrise du modèle de correction avec une analyse critique possible.

Les défauts d'un axe sont écrits sous forme d'un Torseur de Petits Déplacements. Chaque composante du Torseur de Petits Déplacements est une fonction de la position de l'axe. Le codage de ces composantes est proportionnel à la longueur de l'axe pour un pas d'échantillonnage donné.

La composition des torseurs de correction de chaque axe au point utile de l'outil permet d'obtenir la correction géométrique exhaustive de la machine. Le nombre d'information à coder est donc la somme des longueurs des axes de la machine pour un pas d'échantillonnage donné. La capacité actuelle des commandes numériques ne pose pratiquement pas de limites au stockage de l'information. Le choix du pas d'échantillonnage est un compromis dépendant de la technologie des guidages et du temps jugé acceptable pour caractériser la machine.

Comme la composition des torseurs de correction peut être exprimée en tout point, il est possible de s'adapter aux différentes configurations d'outil.

Ce type de correction aujourd'hui largement répandu sur les machines à mesurer tridimensionnelles, a été réalisé dans notre laboratoire au début des années 80 [DAV86].

1.2.2. La correction globale

Cette stratégie est basée sur une correction par maillage. Pour chaque position de l'outil, il est nécessaire de connaître les erreurs de position relative de l'outil par rapport à la pièce, qui peuvent être exprimées sous forme d'un Torseur de Petits Déplacements.

Contrairement au modèle de correction analytique, les défauts physiques des glissières ne sont pas identifiés, seule la somme de leur influence sur la position de l'outil est caractérisée. Le défaut de positionnement est donc exprimé par un Torseur de Petits Déplacements qui est fonction des positions de chaque axe de la machine. Le nombre d'information à coder est donc le produit des longueurs des axes de la machine pour un pas d'échantillonnage donné.

Son utilisation commence à apparaître dans le domaine industriel. SIEMENS, propose avec sa commande numérique SINUMERIK 840D, un module de compensation de l'erreur spatiale [SIE05]. Mais son utilisation est assez complexe car la quantité d'information nécessaire est très importante. Par exemple, pour une machine 5 axes avec un volume de travail de 500 mm au cube et un pas d'échantillonnage de 50 mm, nous obtenons 10 points de mesure pour les axes X, Y et Z. Pour les deux axes de rotation, nous réalisons un pas d'échantillonnage tous les 36°, soit 10 points de mesure par axe rotatif. Nous obtenons $10^5 = 100000$ points de correction.

Ce n'est pas trop la capacité de stockage qui est la plus pénalisante mais le temps d'acquisition de l'ensemble des points de mesure. Pour l'exemple précédent, avec une seconde d'acquisition par point, il faut 27 heures de mesure...

De plus, la position active de l'outil ne doit pas être trop éloignée du point réellement mesuré et donc corrigé, car le modèle de correction globale n'est valable qu'à ce point. Il est donc nécessaire de réaliser une campagne de mesure pour chaque configuration d'outil.

1.3. Synthèse

La synoptique (Figure 71) nous présente les deux cheminements actuels pour corriger une machine. Le processus de correction géométrique d'une machine est toujours composé

d'une étape de mesure et d'une étape d'analyse qui se déroule au travers du modèle de correction retenu.

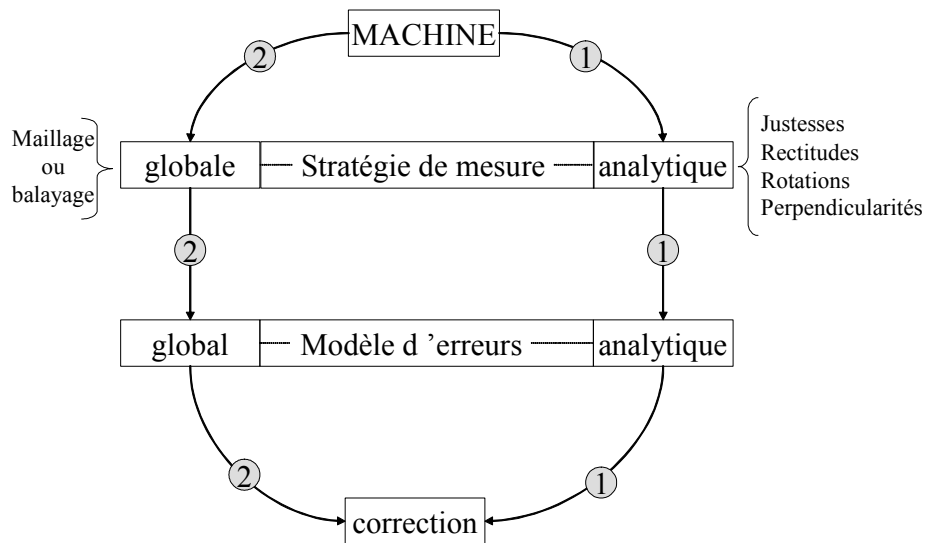


Figure 71 : Deux approches pour corriger les erreurs

Pour chacune des approches, nous proposons une analyse du point de vue des incertitudes de mesure et des facilités de mise en œuvre en milieu industriel (Figure 72).

Voie 1 : L'approche analytique	
Avantages	Inconvénients
Bon niveau d'incertitude Faible stockage de données : $6.n.L$	Mise en œuvre de plusieurs moyens de mesure → temps d'acquisition très important. Modèle plus complexe Mesure difficilement automatisable
Voie 2 : L'approche globale	
Avantages	Inconvénients
Modélisation simple Méthode de mesure automatisable	Stockage de données important : L^n → temps d'acquisition important. Incertitude sur la correction liée directement au moyen de mesure
n = nombre d'axe L = nombre de points de mesures (avec l'hypothèse du même nombre de point de mesure pour chaque axe)	

Figure 72 : Avantages et inconvénients des deux voies de correction

L'apparition de nouveaux outils de mesure permettant d'accéder directement à la position de l'outil permet d'envisager une approche de mesure globale avec la possibilité d'automatiser toute la phase d'acquisition des défauts. Nous présenterons d'ailleurs, dans le chapitre V, le développement d'un nouvel outil de mesure permettant d'obtenir les 6 composantes de positionnement de l'outil par rapport à la pièce. Mais l'utilisation d'un modèle de correction global présente des inconvénients majeurs, comme nous l'avons montré précédemment.

Nous avons donc imaginé une nouvelle approche qui permet d'utiliser ces nouveaux instruments de mesure mais qui utilise un modèle de correction analytique.

1.4. Une nouvelle voie

Cette troisième voie permet de bénéficier au maximum des avantages des deux méthodes. La mesure est réalisée par un outil qui permet d'accéder au moins à 3 composantes de la position de l'outil par rapport à la pièce. A partir d'un ensemble de mesures nous allons identifier les défauts issus de la modélisation des défauts présentée au chapitre I. Cette identification nécessite de réaliser une optimisation qui sera basée sur la base orthonormale présentée au chapitre III (Figure 73).

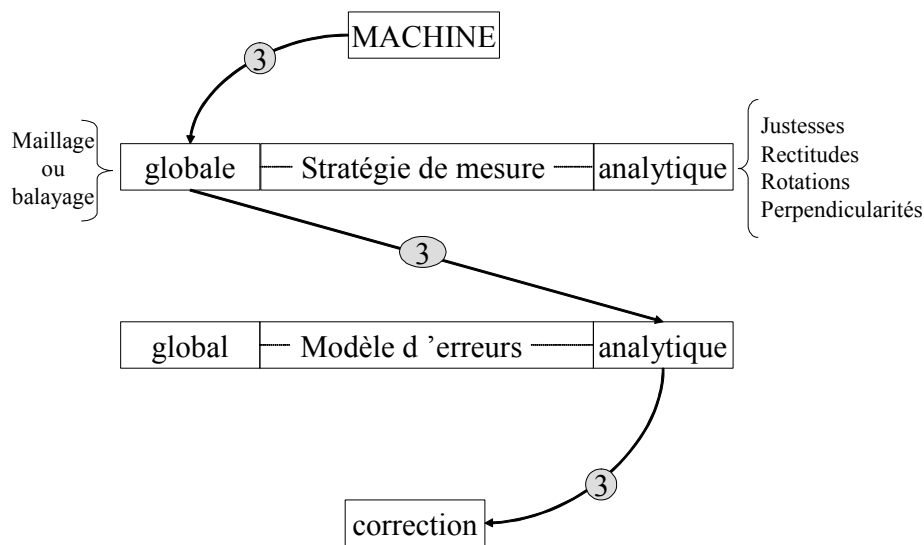


Figure 73 : Une nouvelle voie pour corriger les erreurs

Sur la partie mesure, nous utilisons un seul outil ce qui permet d'envisager une acquisition automatique. L'optimisation qui consiste à utiliser un grand nombre de points de mesure pour identifier les défauts du modèle analytique, bénéficie de l'effet de moyenne et permet de diminuer de façon très significative l'incertitude de mesure. Ceci même avec un seul cycle de mesure, puisque les informations sont redondantes par rapport au modèle d'erreurs analytique (Figure 74).

Voie 3 : Mesure globale → modèle analytique partiel	
Avantages	Inconvénients
Incertitude faible par effet de moyenne Méthode de mesure automatisable Faible stockage de données Méthode de mesure automatisable	Acquisition d'un nombre important de données → Temps d'acquisition important

Figure 74 : Approche hybride de correction d'une MO

Il reste, pour cette nouvelle approche, une marge de manœuvre qui consiste à imaginer la meilleure stratégie d'acquisition des points dans le volume de travail de la machine. Ce choix dépendra principalement des possibilités du moyen de mesure utilisé. Nous allons

également privilégier des stratégies qui permettent de diminuer l'incertitude de mesure en augmentant l'effet de moyenne sur la détermination d'un paramètre.

Afin d'illustrer ce nouveau concept, nous avons voulu l'appliquer à deux moyens de mesure qui feront l'objet des deux paragraphes suivant : Le BallBar et le laser tracker.

2. MESURES AU BALLBAR VOLUMIQUE

2.1. Les méthodes actuelles

Le BallBar permet de réaliser des mesures dans un plan dont on obtient le défaut de perpendicularité inter axe, ainsi que l'inversion de jeu (Cf. Chapitre II).

Plusieurs publications proposent une utilisation différente du BallBar afin d'obtenir des informations complémentaires sur les machines. Dans [FLO99] et [LEI03], le BallBar est utilisé pour déterminer les erreurs géométriques d'une machine 5 axes. Dans [LEE02] l'approche est très différente de l'utilisation nominale du BallBar, il est utilisé pour mettre en place des méthodes de triangulation. Mais pour ces méthodes il faut utiliser un BallBar avec des courses plus importantes et la précision s'en trouve diminuée, car la technologie LVDT du capteur de déplacement donne une erreur de linéarité proportionnelle à la course de 0.1%. Ziegert [ZIE94] propose, pour améliorer la précision, d'utiliser un BallBar laser. Mais même si on utilise un BallBar de grande course, il est quand même nécessaire de réaliser plusieurs mesures avec différentes positions de BallBar. Ce qui augmente d'autant le temps d'acquisition et la sensibilité aux dérives thermiques.

Nous proposons une méthode qui permet, tout en utilisant un BallBar standard placé dans une position unique, de faire un ensemble de mesures et ensuite de pouvoir les traiter afin d'obtenir les défauts géométriques d'une machine 3 axes.

2.2. Présentation de notre méthode : Le BallBar volumique

Pour obtenir les défauts géométriques d'une machine 3 axes en utilisant une seule position de BallBar, il est nécessaire de réaliser des mesures dans le volume. Étant donnée la faible course du BallBar, la seule solution est de parcourir une trajectoire qui est portée par une sphère. La solution de décrire trois cercles dans les trois plan XY, XZ et YZ est limitée par la fixation de la bille qui ne permet pas de réaliser un cercle complet suivant 2 des plans. Cette information nous manque pour réaliser une estimation fiable de certains défauts.

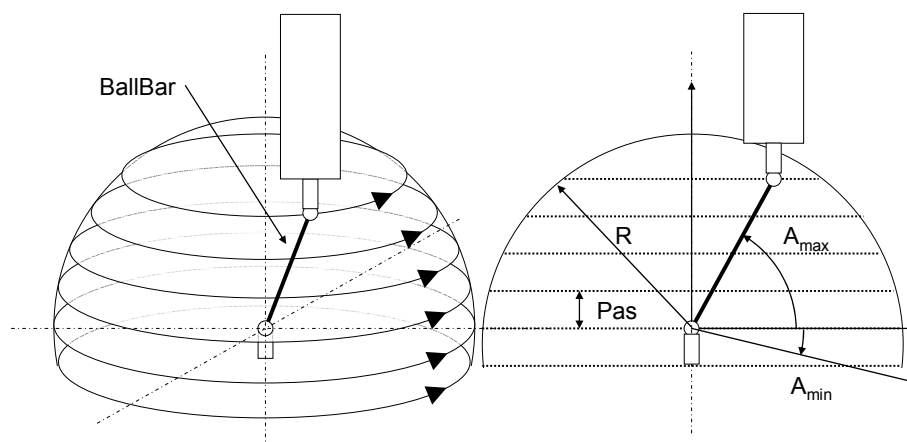


Figure 75 : Trajectoire pour le BallBar Volumique

Nous proposons de rester sur des cercles complets, pour cela nous allons réaliser des cercles parallèles entre eux à différentes altitudes, tout en restant sur une sphère de rayon correspondant à la longueur du BallBar (Figure 75).

Pour réaliser une mesure significative suivant l'axe perpendiculaire aux cercles, il est nécessaire de réaliser une calotte sphérique avec le plus grand rayon possible. Si le rayon du BallBar ou la forme du volume de travail ne permettent pas de parcourir une portion significative de cet axe, il est judicieux de réaliser plusieurs calottes. De même pour des grands volumes de travail, il est intéressant d'analyser la variation des paramètres dans les « coins » du volume.

L'angle d'exploration $A_{\min}$ dépend de la fixation de la bille. Avec la fixation standard cet angle vaut environ 10° . Il faut fabriquer une fixation différente pour obtenir un angle plus important.

L'angle d'exploration $A_{\max}$ est limité par l'incertitude de mesure qui se trouve multipliée par le cosinus de l'angle β comme le montrera le paragraphe 2.3.1. Expérimentalement, nous nous limiterons à un angle d'environ 70° .

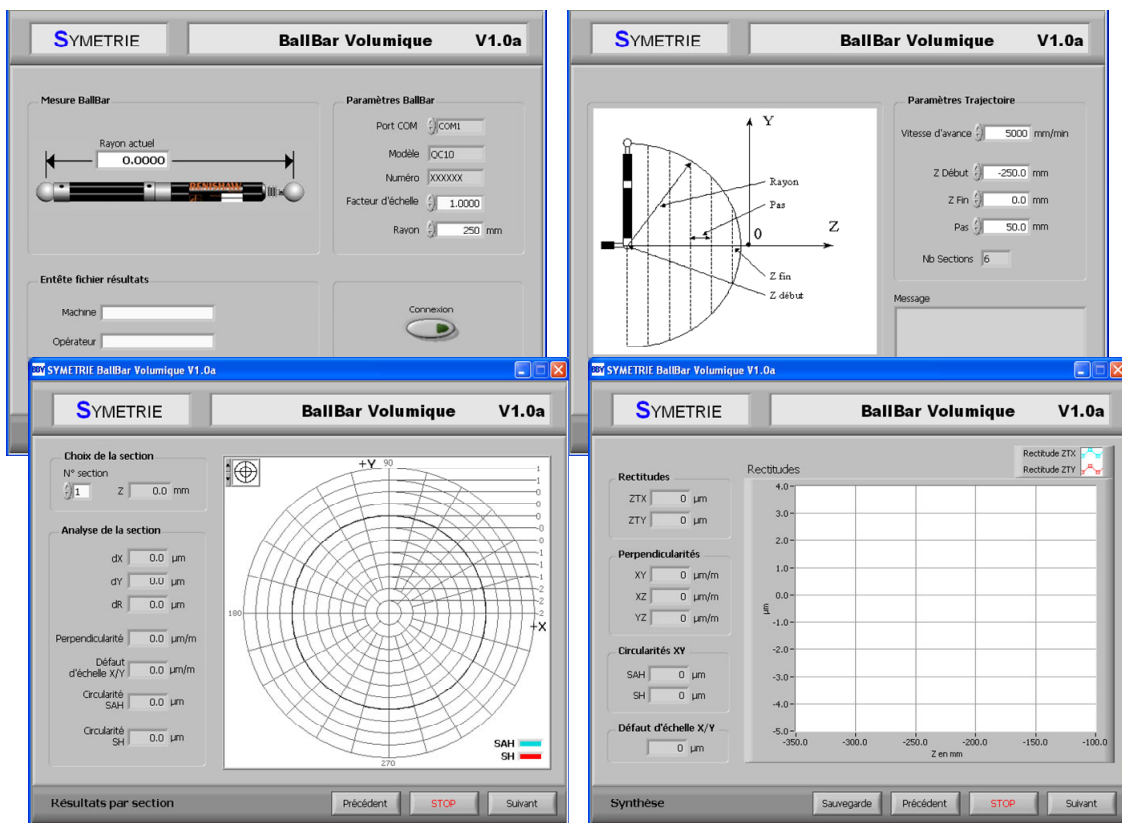


Figure 76 : Captures d'écran du logiciel

Afin de pouvoir utiliser notre méthode dans des conditions industrielles, nous avons développé un logiciel qui reprend chaque étape de notre méthode (Figure 76). Il permet de définir les paramètres de la trajectoire à effectuer. Il génère le programme pièce adapté qui sera transféré à la machine-outil. Il réalise l'ensemble des acquisitions et leur traitement afin d'obtenir les défauts recherchés. Cette analyse sera présentée dans le paragraphe suivant. Enfin, il permet de visualiser et stocker les mesures et les résultats obtenus.

2.3. Analyse

Pour la suite, afin de faciliter la compréhension, nous adopterons la convention d'axe suivante : Les cercles réalisés par la machine seront parallèles au plan XY et se succéderont suivant l'axe Z (Figure 77).

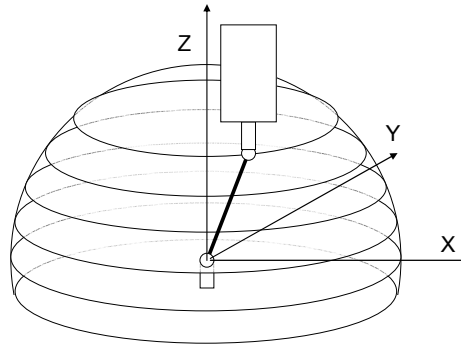


Figure 77 : Convention d'orientation des cercles par rapport aux axes machine

L'orientation de la calotte dépend de la machine et en particulier du volume de travail et doit donc être adoptée en conséquence.

L'analyse globale de l'ensemble des points de la calotte utilise la méthode présentée au chapitre III. Tout d'abord, il nous faut définir les défauts que nous souhaitons identifier. A partir de ces derniers, il nous faudra alors trouver leur signature sur le champ de mesure pour créer notre base d'analyse. Enfin, nous pourrions procéder à l'optimisation pour obtenir la valeur de ces défauts.

2.3.1. Les défauts à identifier

Lors de l'exécution de la calotte, la section passant par le centre de la bille fixe correspond à une trajectoire classique du BallBar. Cette section nous permettra ainsi d'avoir l'ensemble des défauts obtenus habituellement sur les axes X et Y :

- ✓ Excentration suivant X et Y
- ✓ Erreur d'échelle relative entre X et Y
- ✓ Défaut de perpendicularité entre les axes X et Y.
- ✓ Pic et jeu à l'inversion

Tous ces défauts sont décrits dans le chapitre II.3 et nous pouvons utiliser les signatures associées pour notre base d'analyse.

La réalisation des autres sections permet de faire intervenir l'axe Z, donc les défauts de cet axe interviendront sur la mesure. Les erreurs accessibles sont les rectitudes de l'axe Z suivant les directions X et Y et la perpendicularité entre l'axe Z et X puis entre les axes Z et Y.

Après avoir réalisé cette liste de défauts à identifier, il nous faut définir les signatures associées pour pouvoir, grâce à elles, identifier la valeur du défaut à partir de l'ensemble des mesures.

Le nombre de point de mesure pour l'exécution d'un cercle étant important, nous ne présenterons pas l'écriture complète de la base d'analyse. Nous nous limiterons à la présentation de la méthode d'écriture pour chaque défaut afin d'illustrer au mieux le mécanisme d'écriture.

Afin d'identifier correctement l'ensemble des mesures, nous utiliserons les notations suivantes (Figure 78) :

- ✓ Écart mesuré sur le point i du cercle j : ΔR_{ij}
- ✓ i correspond à l'indice du point de mesure pour un cercle, il varie de 1 à n_j (n_j étant le nombre de point de mesure pour le cercle j).
- ✓ j correspond à l'indice du cercle, il varie de 1 à m (m étant le nombre total de cercle).
- ✓ α_{ij} correspond à la position angulaire du point de mesure ΔR_{ij}
- ✓ β_j correspond à l'angle d'inclinaison du BallBar par rapport au plan XY

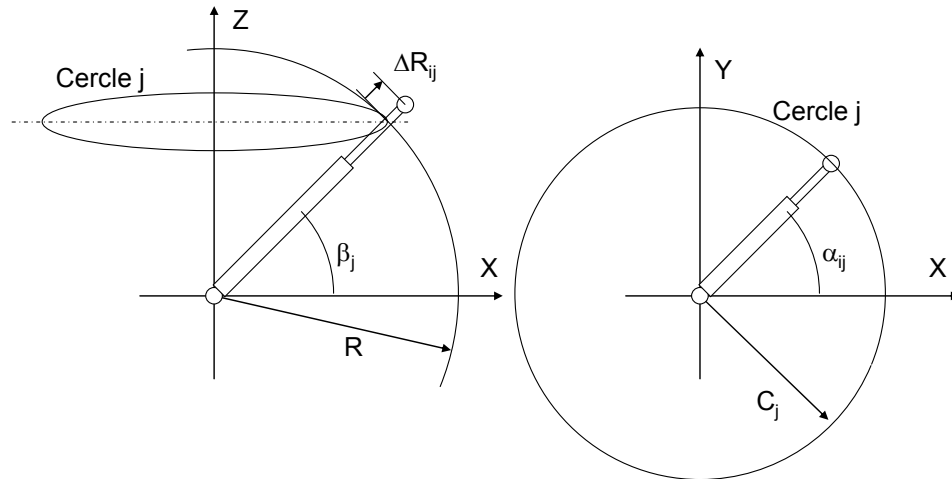


Figure 78 : Notations utilisées

Comme présenté au chapitre III, l'écriture de la base d'analyse prendra alors la forme suivante :

	Défaut 1	...	Défaut k
ΔR_{11}	$f_{11}(\alpha_{11}, \beta_1)$	...	$f_{k1}(\alpha_{11}, \beta_1)$
$\vdots$	$\vdots$	$\ddots$	$\vdots$
$\Delta R_{n_1 1}$	$f_{11}(\alpha_{n_1 1}, \beta_1)$	...	$f_{k1}(\alpha_{n_1 1}, \beta_1)$
ΔR_{12}	$f_{12}(\alpha_{12}, \beta_2)$	...	$f_{k2}(\alpha_{12}, \beta_2)$
$\vdots$	$\vdots$	$\ddots$	$\vdots$
$\Delta R_{n_m m}$	$f_{1m}(\alpha_{n_m m}, \beta_m)$	...	$f_{km}(\alpha_{n_m m}, \beta_m)$

Les paragraphes suivants présenteront pour chaque défaut, l'écriture du vecteur de signature associé.

2.3.2. Analyse classique

Cette analyse correspond à celle présentée au chapitre II.3.1. En effet lors de la réalisation de la calotte sphérique, une des trajectoires circulaires correspond à celle d'une mesure classique au BallBar. Donc le cercle dans le plan passant par le centre de la bille fixe du BallBar peut être utilisé pour une analyse classique. Ainsi les vecteurs de signatures de ces défauts utiliseront seulement les mesures issues de ce cercle. Nous présenterons leur écriture rapidement car elle reprend celle présentée au chapitre II.3.1.

2.3.2.1. Excentration

Comme présenté au chapitre II.3.1.2, les défauts d'excentration en X et Y s'écrivent suivant les formules présentées sur la Figure 79. On obtient alors les vecteurs de signature de l'excentration en X et en Y : E_X et E_Y .

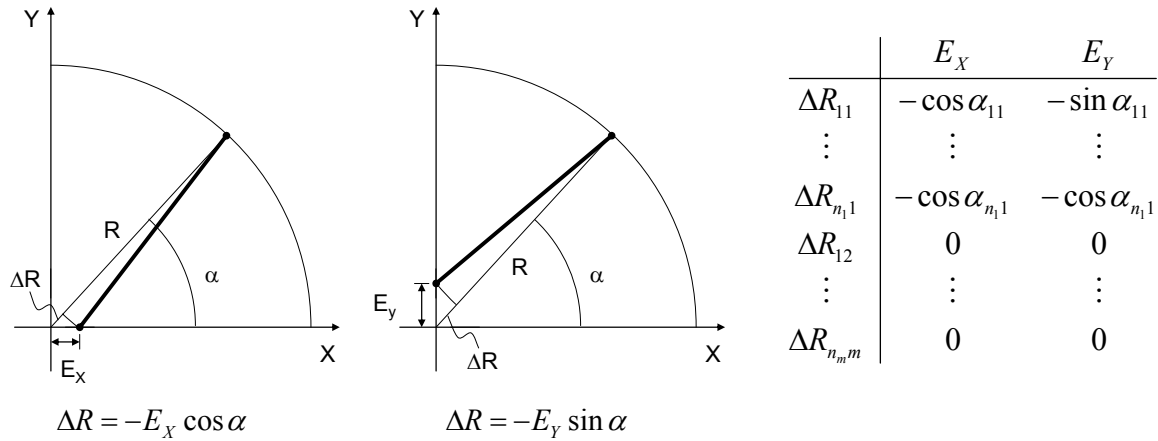


Figure 79 : Signature d'un défaut d'excentration en fonction de l'angle du Ball Bar

2.3.2.2. Défaut de perpendicularité

Comme présenté au chapitre II.2.2.3, le défaut de perpendicularité entre les axes X et Y s'écrit suivant la formule présentée sur la Figure 80. On obtient alors le vecteur de signature du défaut de perpendicularité P_{XY} .

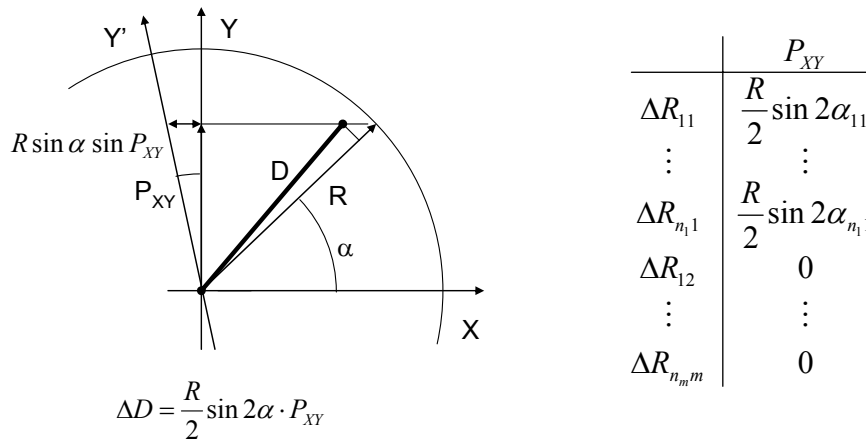
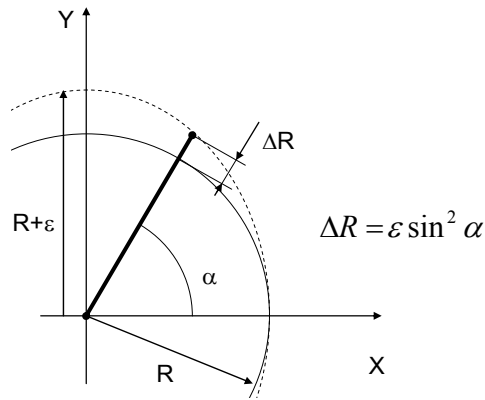


Figure 80 : Signature d'un défaut de perpendicularité en fonction de l'angle du Ball Bar

2.3.2.3. Erreur d'échelle relative

Comme présenté au chapitre II.2.2.2, l'erreur d'échelle relative entre les axes X et Y s'écrit suivant la formule présentée sur la Figure 81. On obtient alors le vecteur de signature de l'erreur d'échelle ε .



	ε
ΔR_{11}	$\sin^2 \alpha_{11}$
$\vdots$	$\vdots$
$\Delta R_{n_1 1}$	$\sin^2 \alpha_{n_1 1}$
ΔR_{12}	0
$\vdots$	$\vdots$
$\Delta R_{n_m m}$	0

Figure 81 : Signature d'un défaut d'échelle relative en fonction de l'angle du Ball Bar

2.3.3. Analyse innovante

L'analyse précédente n'utilise que les mesures issues d'un seul cercle. Nous allons maintenant utiliser les informations issues des mesures réalisées lors du parcours des autres cercles.

La variation de l'excentration des différents cercles est très intéressante à analyser car elle est l'image de deux défauts. Le premier est le défaut de rectitude de l'axe Z, et le second son défaut de perpendicularité. Bien entendu, la variation d'excentration en X donnera la rectitude ZTx et la perpendicularité ZX, et celle en Y la rectitude ZTy et la perpendicularité ZY.

Comme nous l'avons montré au chapitre I 4.2, la perpendicularité dépend de l'idéalisation des axes analysés. Ainsi elle peut être calculée grâce à l'analyse des courbes de rectitudes de chacun des axes. Nous avons choisi d'utiliser un vecteur de signature pour déterminer le défaut de perpendicularité mais la méthode est équivalente à l'analyse des rectitudes.

2.3.3.1. Rectitudes de l'axe Z

La Figure 82 nous montre que la variation d'excentration d'un cercle suivant la direction X nous donne directement la valeur de rectitude de l'axe Z suivant X pour la position correspondant à la hauteur du cercle. Ainsi chaque cercle nous donnera un point de la courbe de rectitude de l'axe Z.

Un point de la courbe de rectitude est l'image d'un grand nombre de mesures (l'ensemble des points d'un cercle), ce qui permet de bénéficier d'un bon effet de moyenne statistique pour filtrer les perturbations au cours de la mesure : irrégularités dues aux mouvements de la machine, frottements dans les rotules magnétiques du BallBar... De plus cette rectitude ne correspond pas tout à fait à la rectitude au centre mais à une intégration des rectitudes sur le cercle parcouru. On obtient donc une image relativement filtrée de la rectitude de l'axe Z.

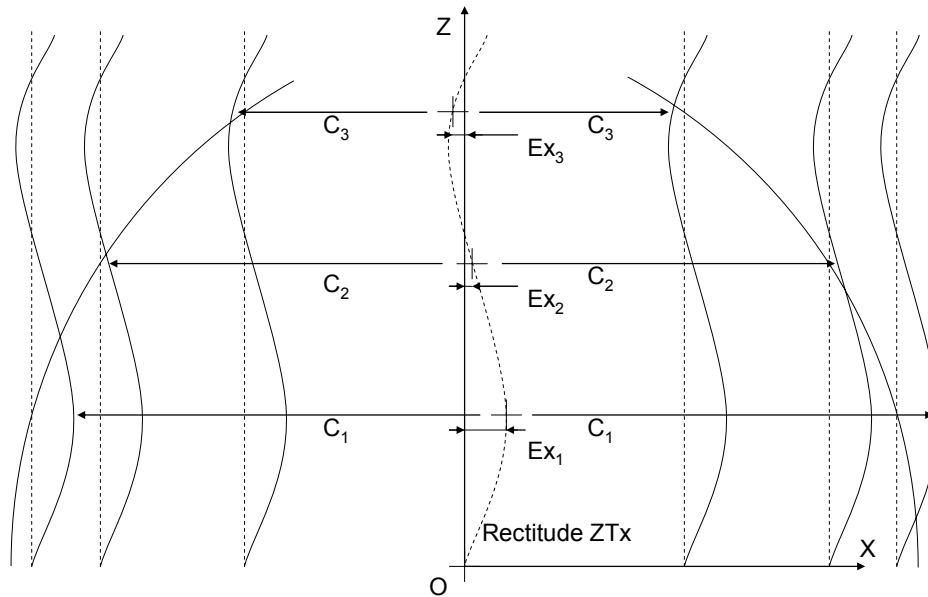


Figure 82 : Principe de mesure de la rectitude ZTx

Pour obtenir cette variation d'excentration, il nous faut tout d'abord réaliser un traitement sur les mesures réalisées au BallBar. En effet, l'excentration est obtenue par la variation de rayon du cercle réalisé. Or le BallBar présente un angle par rapport au plan du cercle réalisé. La mesure est donc une projection de la variation de rayon comme le présente la Figure 83. Ce qui nous permet d'écrire la relation suivante entre la mesure et la variation de rayon :

$$\Delta C = \frac{\Delta R}{\cos \beta} \quad (4.1)$$

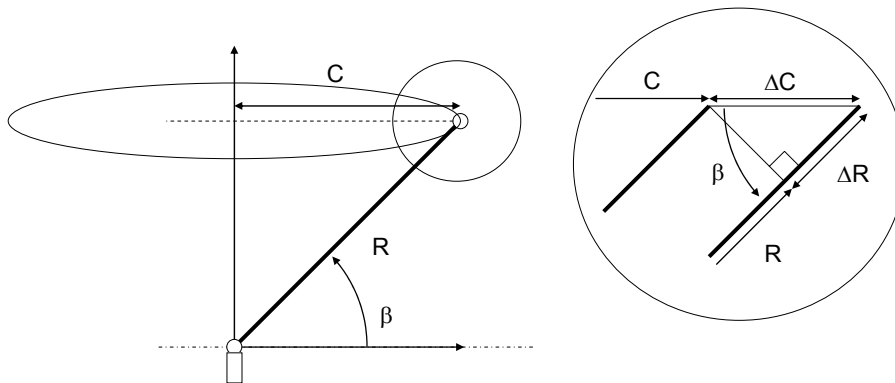


Figure 83 : Projection de la mesure dans le plan du cercle

Il est donc nécessaire de projeter la mesure suivant la valeur de l'angle β . On remarque que le facteur de projection évolue en fonction de l'inverse du cosinus de l'angle (Figure 83). C'est un facteur multiplicatif qui agit sur l'incertitude de détermination des paramètres à identifier. Il est important à connaître car il permet de déterminer la limite d'inclinaison du BallBar en fonction de l'incertitude acceptable.

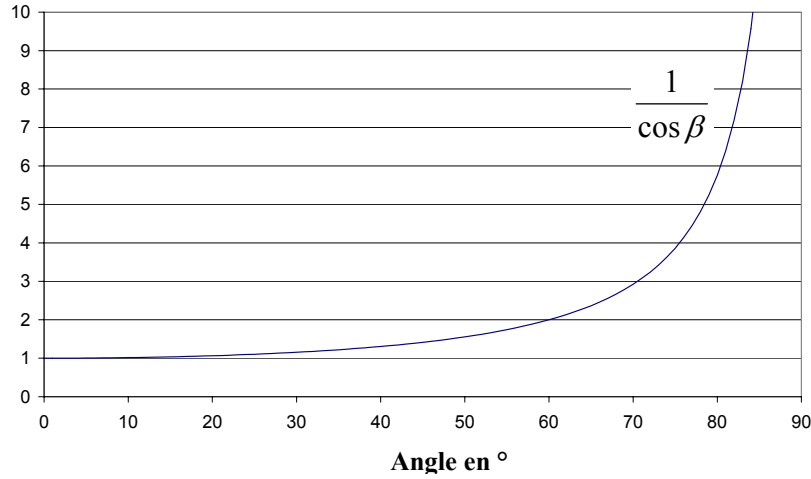
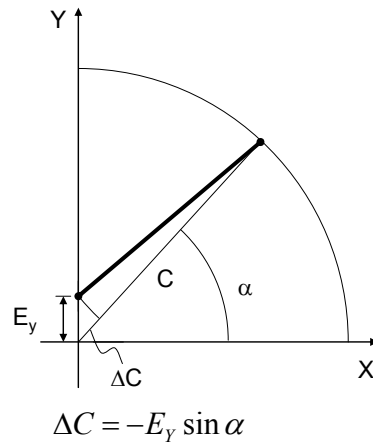
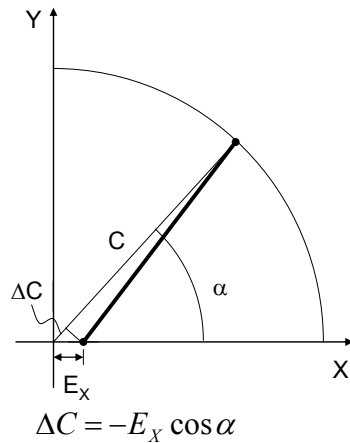


Figure 84 : Facteur de projection en fonction de l'angle β

A partir de 70° , le facteur de projection croît très rapidement. La qualité de détermination des défauts pour des cercles mesurés au delà de cet angle est très dégradée. Nous limiterons donc toujours notre analyse aux cercles ne formant pas un angle de plus de 70° .

A partir des calculs présentés au chapitre II 2.2.1 et de la relation 4.1, on peut écrire les relations suivantes entre le défaut de rectitude et les mesures au BallBar :



$$\Delta R = -E_x \cos \alpha \cos \beta \quad (4.2)$$

Et
$$\Delta R = -E_x \cos \alpha \cos \beta \quad (4.3)$$

On obtient ainsi les vecteurs de signature suivants :

	ZTx_1	ZTy_1	ZTx_2	...	ZTx_m	ZTy_m
ΔR_{11}	$-\cos \alpha_{11} \cos \beta_1$	$-\sin \alpha_{11} \cos \beta_1$	0	...	0	0
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\ddots$	$\vdots$	$\vdots$
ΔR_{n_1}	$-\cos \alpha_{n_1} \cos \beta_1$	$-\sin \alpha_{n_1} \cos \beta_1$	0	...	0	0
ΔR_{12}	0	0	$-\cos \alpha_{12} \cos \beta_2$	...	0	0
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\ddots$	$\vdots$	$\vdots$
ΔR_{n_m}	0	0	0	...	$-\cos \alpha_{n_m} \cos \beta_m$	$-\sin \alpha_{n_m} \cos \beta_m$

On remarque que nous avons bien un point de la courbe de rectitude ZTx et ZTy pour un cercle de mesure.

2.3.3.2. Perpendicularité par rapport au plan des cercles

La Figure 85 nous montre que la variation d'excentration d'un cercle suivant la direction X nous donne, en fonction de la hauteur du plan du cercle, la valeur du défaut de perpendicularité de l'axe Z par rapport à l'axe X. On obtient ainsi la relation suivante :

$$Ex = H \cdot P_{ZX} \quad (4.4)$$

Or la hauteur dépend du rayon du BallBar et de son angle d'inclinaison β :

$$H = R \cos \beta \quad (4.5)$$

A partir des calculs présentés au chapitre II.2.2.1 et des relations 4.1, 4.2 et 4.3, on peut écrire la relation suivante entre le défaut de rectitude P_{ZX} et les mesures au BallBar :

$$\Delta R = -R \cdot P_{ZX} \cos \alpha \cos^2 \beta \quad (4.6)$$

De même pour le défaut de perpendicularité en l'axe Z et l'axe Y : P_{ZY} , on obtient la relation suivante :

$$\Delta R = -R \cdot P_{ZY} \cos \alpha \cos^2 \beta \quad (4.7)$$

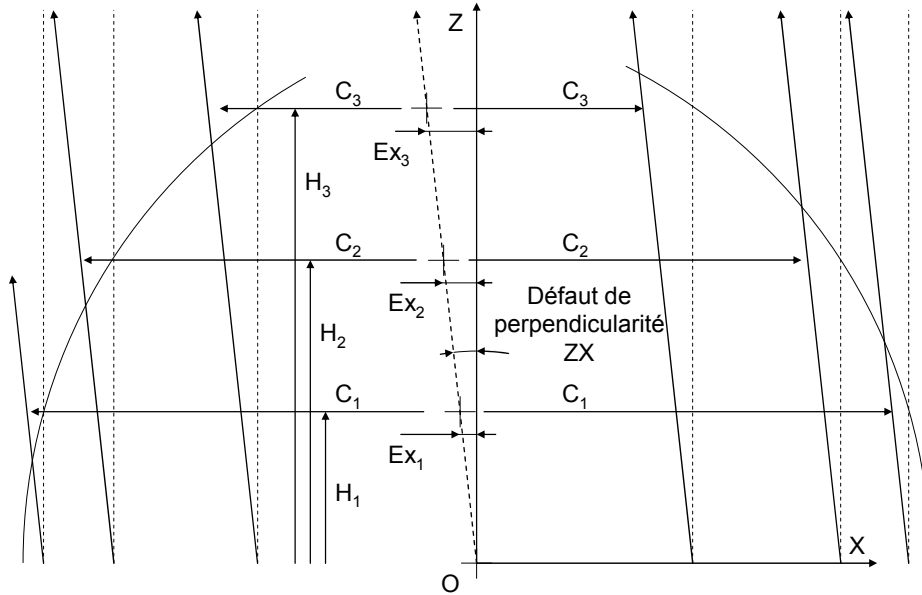


Figure 85 : Principe de mesure de la perpendicularité ZX

On obtient ainsi les vecteurs de signature suivants :

	P_{ZX}	P_{ZY}
ΔR_{11}	$-R \cos \alpha_{11} \cos^2 \beta_1$	$-R \sin \alpha_{11} \cos^2 \beta_1$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
ΔR_{n_11}	$-R \cos \alpha_{n_11} \cos^2 \beta_1$	$-R \sin \alpha_{n_11} \cos^2 \beta_1$
ΔR_{12}	$-R \cos \alpha_{12} \cos^2 \beta_2$	$-R \sin \alpha_{12} \cos^2 \beta_2$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$\Delta R_{n_m m}$	$-R \cos \alpha_{n_m m} \cos^2 \beta_m$	$-R \sin \alpha_{n_m m} \cos^2 \beta_m$

2.4. Validation sur machine outil

Pour valider notre méthode, nous avons réalisé plusieurs mesures sur machine-outil.

La machine possède un volume de 630x500x400 mm. Nous avons choisi d'utiliser un BallBar de longueur 250 mm. Les cercles seront parallèles au plan XY et espacés de 20 mm (Figure 86 et Figure 87).

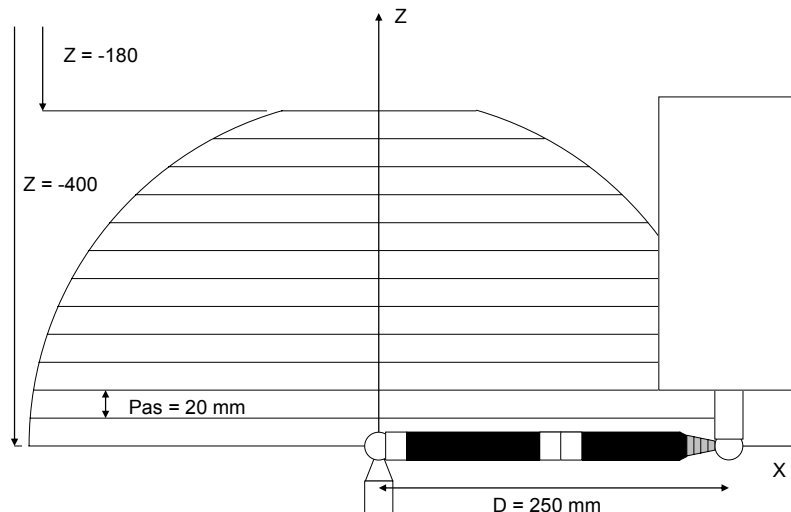


Figure 86 : Paramètres de la trajectoire

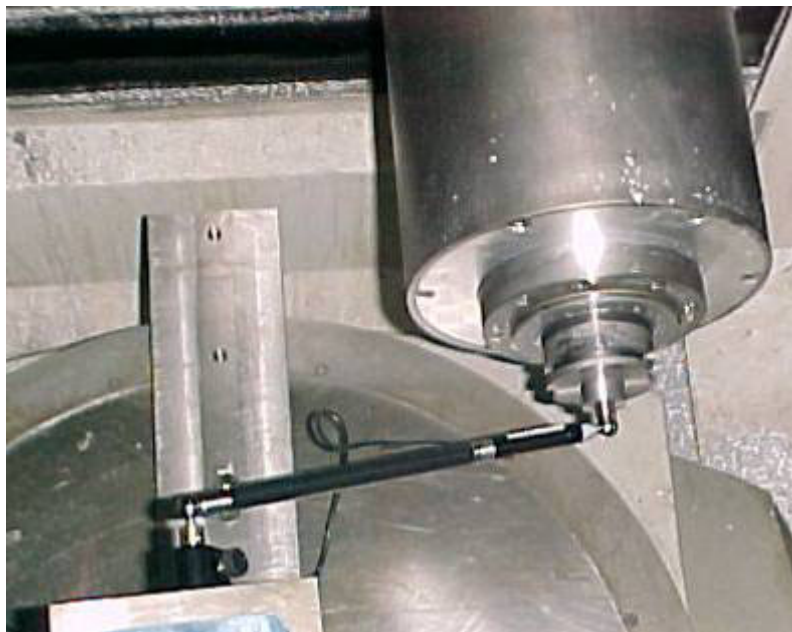


Figure 87 : BallBar en cours de mesure

2.4.1. Validation de l'analyse classique

Tout d'abord, nous nous sommes assurés de la validité de notre méthode d'analyse en la comparant à celle réalisée par le constructeur du BallBar. Pour cela nous avons réalisé la même trajectoire circulaire en la mesurant dans un premier temps avec le logiciel du constructeur puis, dans un second temps, avec le notre. Pour confirmer le résultat, ces mesures ont été réalisées deux fois. Le tableau suivant présente le résultat de cette comparaison :

Défaut	Logiciel constructeur	Logiciel du BallBar Volumique
Excentration en X : E_x	15.6 μm	15.9 μm
Excentration en Y : E_y	-21.1 μm	-20.6 μm
Perpendicularité XY : P_{XY}	109 $\mu\text{m/m}$	108 $\mu\text{m/m}$
Défaut d'échelle relative : ε	-30 μm	-28 μm

Les résultats sont tout à fait cohérents. Les petites variations correspondent aux perturbations de mesures car l'analyse ne porte pas sur les mêmes mesures expérimentales. On observe les mêmes variations sur deux mesures consécutives avec le logiciel constructeur.

2.4.2. Validation de l'analyse innovante

Nous nous intéressons tout d'abord au défaut de rectitude. Pour nous assurer de la stabilité de notre analyse, nous avons réalisé un test de répétabilité sur plusieurs mesures consécutives (Figure 88 et Figure 89).

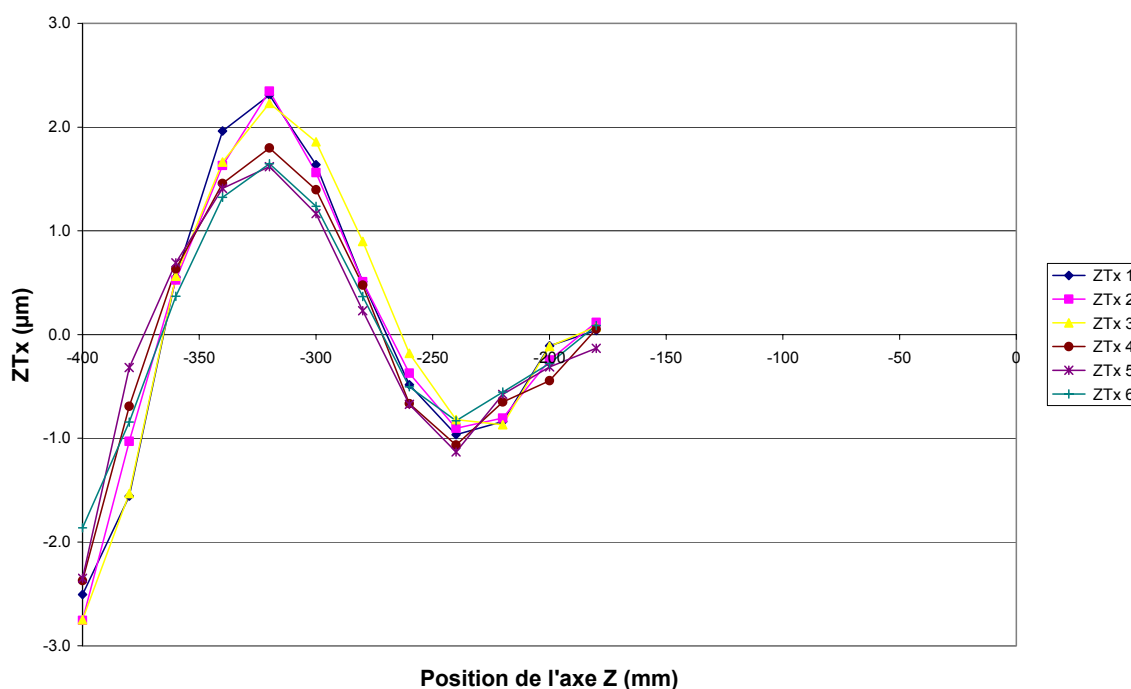


Figure 88 : Mesures de Rectitude de l'axe Z suivant X (ZTx)

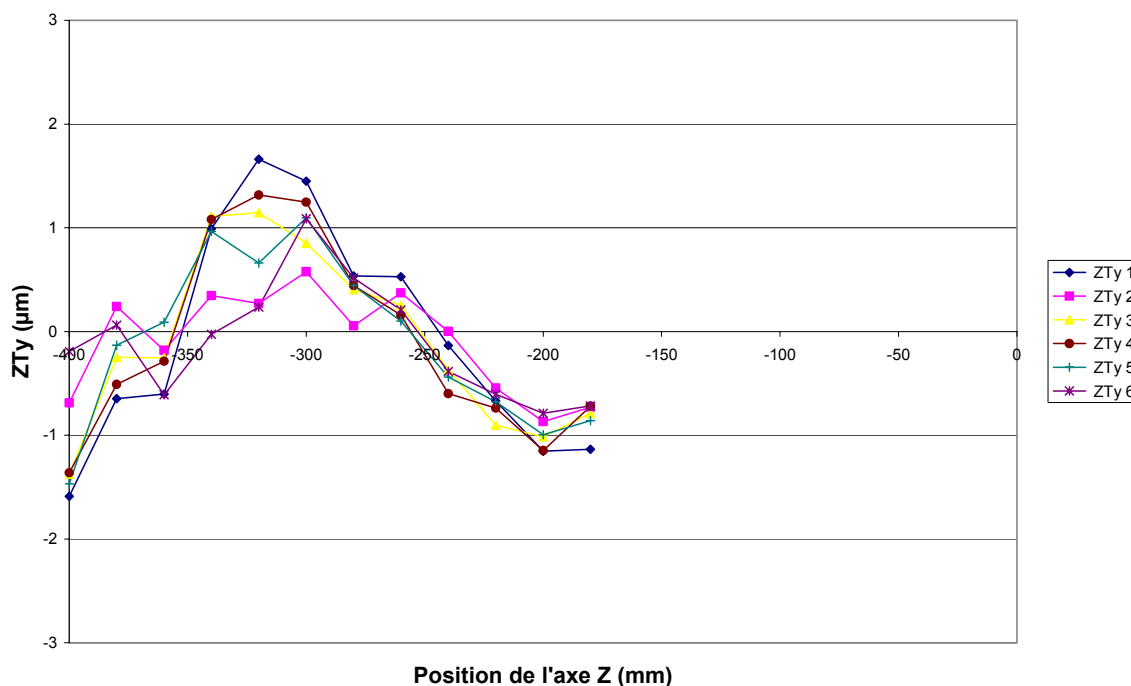


Figure 89 : Mesures de Rectitude de l'axe Z suivant Y (ZTy)

Les courbes possèdent les mêmes tendances avec une bande d'incertitude de l'ordre de 1 μm .

Ensuite, nous avons voulu valider la mesure de perpendicularité de l'axe Z. La machine sur laquelle nous faisons nos mesures possède des paramètres de correction des défauts de perpendicularité ZX et ZY. Donc pour valider notre mesure nous avons tout simplement agit sur ces corrections pour nous assurer que nous voyons la même variation que celle introduite. Le tableau suivant présente une synthèse des mesures :

Défaut	Variation de la correction	Variation mesurée par notre logiciel
Perpendicularité ZX : P_{ZX}	100 $\mu\text{m}/\text{m}$	102 $\mu\text{m}/\text{m}$
Perpendicularité ZY : P_{ZY}	35 $\mu\text{m}/\text{m}$	39 $\mu\text{m}/\text{m}$

Ces résultats sont tout à fait concluants, nous mesurons correctement la variation de perpendicularité.

2.5. Conclusion

Notre méthode d'analyse permet bien d'obtenir une image du défaut de rectitude dans les directions X et Y de l'axe Z, ainsi que ses défaut de perpendicularité par rapport aux axes X et Y.

Il est important de noter que notre mesure ne tient compte que d'une partie de l'axe Z. Dans notre cas, la course étant de 400 mm (de 0 à -400 mm), nous avons réalisé une mesure sur 220 mm (de -180mm à -400mm), soit un peu plus de la moitié de la course de l'axe Z. Ceci peut fausser le calcul du défaut de perpendicularité. Comme nous l'avons présenté au

chapitre I, pour déterminer un défaut de perpendicularité, il nous faut identifier la direction de l'axe à analyser. Si on ne réalise la mesure que sur une portion de cet axe, l'identification ne sera pas la même que sur l'axe complet (Figure 90).

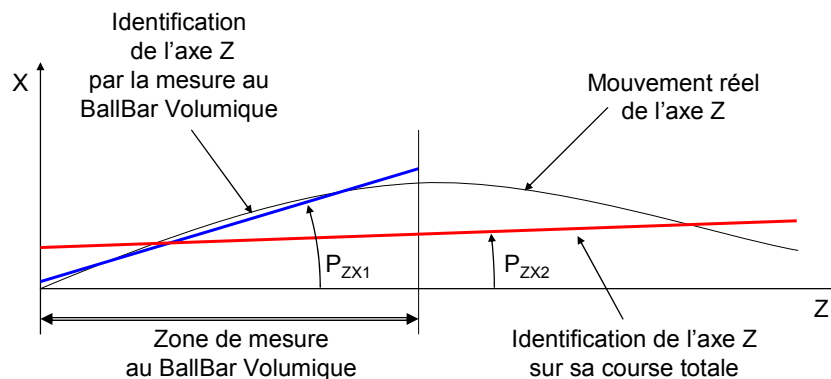


Figure 90 : Influence de la zone de mesure sur la détermination du défaut de perpendicularité

L'utilisation de cette stratégie de mesure est très intéressante pour obtenir un état de la machine et pouvoir, par la suite, suivre l'évolution d'un grand nombre de défauts. La mise en œuvre de ce moyen de mesure est très simple et dans certains cas ne demande même pas d'enlever le montage d'usinage. Ainsi avec une seule position du BallBar, il est possible d'obtenir un grand nombre d'informations sur la géométrie de la machine facilitant le suivi périodique d'un parc machine.

Pour réaliser une mesure plus exhaustive afin d'obtenir un résultat qui intègre les défauts sur la totalité du volume de travail de la machine, il est envisageable de déplacer le BallBar. En réalisant la mesure par morceau des rectitudes de l'axe Z et en prenant soin de réaliser des zones de recouvrement, il est possible de déterminer la rectitude complète de l'axe Z. L'analyse des rectitudes complètes permet d'obtenir une bonne identification de l'axe Z et donc des défauts de perpendicularité.

3. MESURES AU LASER TRACKER

Lors de nos travaux sur la calibration des machines, nous avons voulu tester cet outil de mesure 3D portable qui semble être une solution à la mesure des défauts géométriques des machines. Son principe de mesure est présenté au chapitre II §3.2.1. Nous présenterons, par la suite, deux méthodes de mesures avec leurs avantages, leurs inconvénients et leurs limitations associés. Mais avant cela, nous allons présenter un état de l'art de l'utilisation du tracker pour la calibration des machines.

3.1. Les mesures actuelles des défauts de machines au laser tracker

Bai, Zhuang et Roth [BAI03] utilisent un laser tracker de leur conception [ZHU94] [LEI97] pour réaliser la mesure des défauts géométriques d'un robot PUMA 560. Ils mesurent l'erreur de positionnement de l'extrémité du robot pour 25 positions pour calculer 27 paramètres géométriques du robot. Grâce à cette mesure, ils ont corrigé leur modèle de commande pour obtenir une précision volumique de l'ordre de 0.1 mm, alors que pour une calibration classique ils n'obtenaient qu'une précision volumique de 0.5 mm. Newman et Osborn [NEW00] ont aussi utilisé un laser tracker pour déterminer les paramètres géométriques d'un robot Motoman P-8. Ils ont mesuré des trajectoires circulaires pour

déterminer la position et l'axe des articulations. Ils ont ainsi amélioré la précision de positionnement de 30%.

Dans [WEN01], le laser tracker est utilisé pour réaliser une cartographie d'erreur d'une machine à mesurer. Pour améliorer la qualité de la mesure en réduisant l'incertitude de mesure, seule la mesure de l'interféromètre est utilisée pour les calculs, les valeurs des angles d'azimut et d'élévation sont ignorées. Pour obtenir l'erreur de positionnement à partir de mesures de distance, il est nécessaire d'utiliser plusieurs positions de tracker afin de réaliser une trilatération (détermination de la position d'un point à partir de trois mesures de distance), dans ce cas quatre positions successives ont été utilisées.

Certains se sont intéressés à la calibration des machines à structure parallèle et en particulier aux hexapodes. Grâce à la mesure de plusieurs positions de la plateforme mobile, il est possible d'identifier un certain nombre de paramètres géométriques pour affiner la loi de commande et améliorer la précision de positionnement [MEN03].

3.2. Notre approche

Dans le cadre d'une campagne d'essais sur une machine-outil de volume inférieur à un mètre au cube, nous avons voulu situer le potentiel d'une mesure au laser tracker pour la calibration d'une machine-outil par rapport à une démarche de mesure classique. Pour cela nous avons testé deux stratégies d'acquisition, la première consiste en un balayage tridimensionnel classique de l'espace machine, la seconde stratégie est basée sur la mesure de cercles alignés sur les axes de la machine, ce qui permet d'affiner l'identification du modèle d'erreurs. Cette seconde stratégie est originale et n'a jamais été évoquée à notre connaissance.

Avant de présenter ces deux stratégies, il est important de prendre quelques précautions sur la mise en œuvre d'une mesure au laser tracker sur une machine-outil.

3.3. Précautions de mise en œuvre

L'analyse de la chaîne métrologique, lors de la mise en place d'un dispositif de mesure, permet de mieux maîtriser l'incertitude de mesure par l'identification des sources de perturbations et le cas échéant de prendre des dispositions pour les réduire. Ici, le laser tracker permet de mesurer l'erreur de positionnement de l'extrémité de la machine-outil par rapport à une pièce. Le laser tracker doit donc être fixé rigidement à la table support de pièce et le rétro réflecteur doit remplacer l'outil.

Le laser tracker ne doit donc pas être posé simplement au sol à côté de la machine car la chaîne métrologique passera alors par les pieds de posage de la machine et par le sol. Cette liaison ne peut pas être considérée comme rigide et stable. Bien au contraire, les déplacements des axes modifient la répartition des masses ce qui entraîne un basculement de la machine sur ses appuis et une déformation du sol. La mesure sera la somme de l'erreur de positionnement de la machine et du mouvement général de la machine par rapport au sol sous le laser tracker (Figure 91).

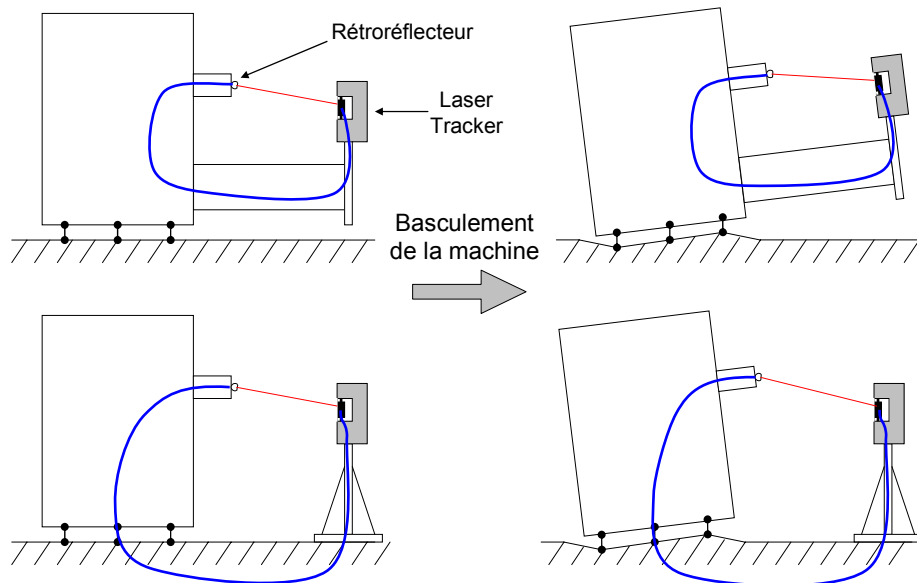


Figure 91 : Précaution sur la chaîne métrologique

La machine sur laquelle nous avons réalisé nos mesures était en cours de montage. Seul le module trois axes, permettant de réaliser les mouvements X, Y, et Z, était monté. La partie avant de la machine où la pièce est normalement fixée n'était pas en place. En fonction de l'utilisation de la machine, cette partie peut prendre plusieurs formes : simple table rainurée, palettiseur avec changement de montage d'usinage automatique, axes de rotation ou de translation supplémentaires. Pour fixer le laser tracker, nous avons réalisé une poutre qui sera fixée sur l'interface de montage du module trois axes (Figure 92).

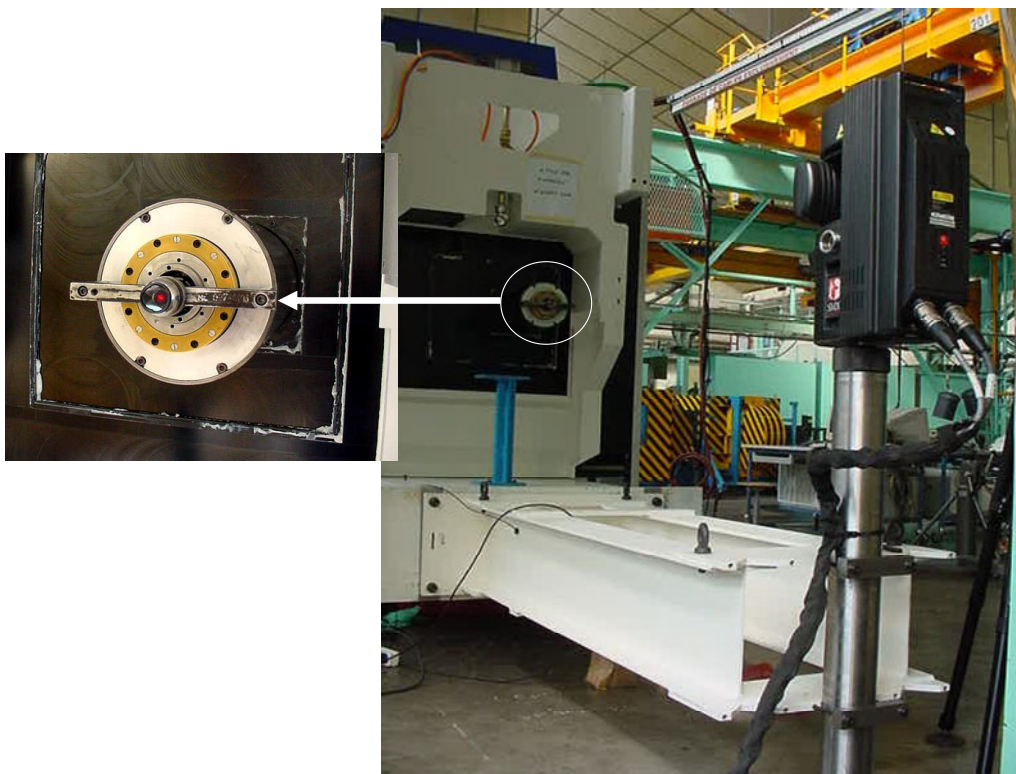


Figure 92 : Installation du laser tracker sur la machine-outil

La longueur de la poutre a été déterminée par l'angle d'ouverture du rétroreflecteur. Lors du parcours de la trajectoire de mesure, il ne faut pas que le faisceau laser arrive dans le

rétroreflecteur avec un angle trop important, pour ce type l'angle maximum est de $\pm 20^\circ$. Nous avons donc utilisé une poutre de 2.7 mètres (Figure 93).

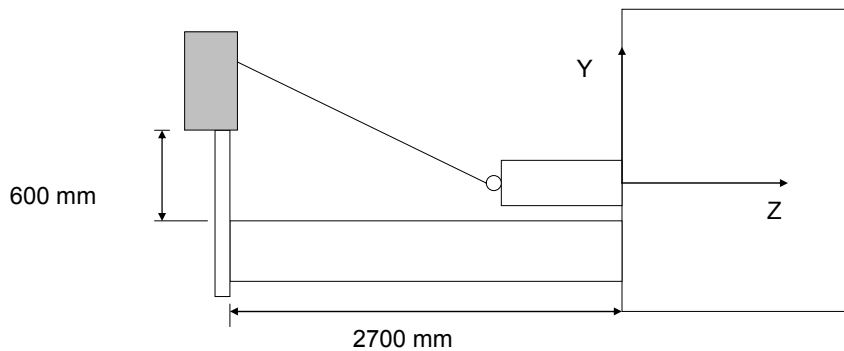


Figure 93 : Schéma d'implantation

Cette longueur a été la source de beaucoup de problèmes lors de notre campagne de mesure. Le plus important, comme nous le verrons dans le paragraphe suivant, a été l'effet de la variation de température pendant la mesure. La machine était dans un hall d'assemblage et nous avons enregistré, lors d'une phase de mesure, une variation de température de 3°C en l'espace de 4 heures. La longueur de notre poutre a donc varié pendant toute la durée de la mesure et par conséquent la distance entre le tracker et l'extrémité active de la machine aussi. Pour une longueur de 2 mètres et une variation de température de 3°C , la variation est de $66\text{ }\mu\text{m}$. La durée de la mesure devient donc une contrainte importante.

Cette longueur a posé un autre problème. Pendant les phases d'accélération et de décélération de la machine, la poutre vibrait avec un temps de retour à l'équilibre assez long. Comme notre campagne de mesure concerne la caractérisation des défauts géométriques nous avons réduit la dynamique du mouvement afin de limiter les vibrations et par conséquent le temps de stabilisation de la poutre.

Pour limiter ces sources de perturbation, il est nécessaire de réduire la longueur de la poutre. Or elle dépend directement de l'angle d'ouverture du rétroreflecteur. Deux pistes sont possibles soit trouver un moyen d'avoir un angle plus important, soit pouvoir orienter le rétroreflecteur automatiquement. Il existe un rétroreflecteur, appelé « œil de chat », avec un angle d'ouverture de $\pm 55^\circ$. Mais l'incertitude de mesure est alors très dégradée car la position du point mesuré peut varier en fonction de l'angle d'incidence du faisceau laser. Actuellement certains laboratoires travaillent sur des méthodes de fabrication pour améliorer la qualité de ces réflecteurs [YON03]. Un constructeur [API06] propose un dispositif qui permet d'orienter le rétroreflecteur mais, là encore, l'incertitude de mesure, due à la variation du centre de rotation par rapport au point mesuré, est trop importante pour une mesure sur machine outil. Dans [SCH01] un autre dispositif est proposé, il ne réalise qu'une seule rotation mais une phase de réglage permet de maîtriser parfaitement la position du centre de la bille par rapport à l'axe de rotation.

Ces précautions prises, nous avons été en mesure de procéder à l'acquisition des défauts d'une machine à trois axes cartésiens. Pour cela, nous avons testé deux stratégies de mesure qui seront l'objet des deux paragraphes suivants.

3.4. Balayage par plans successifs

3.4.1. Principe

Le principe de cette stratégie de mesure est de déterminer directement l'erreur de positionnement en trois dimensions de la machine, dans la totalité de son espace de travail. Pour cela, nous positionnons la machine au point visé puis nous mesurons la position réellement atteinte à l'aide du laser tracker. En réalisant cette mesure sur un ensemble de points uniformément répartis dans l'espace de travail, nous obtenons une cartographie de l'erreur de positionnement tridimensionnelle.

Comme nous l'avons montré au paragraphe 1.2.2, à partir de ce résultat il est théoriquement possible de corriger la machine. Mais comme nous allons le démontrer, ces résultats ne sont pas exploitables directement à cause principalement de la dérive des mesures due à la température.

Pour notre campagne d'essai nous avons effectué 11 balayages de 11 points dans 11 plans successifs soit 1331 points mesurés (Figure 94). Chaque point est mesuré en statique, machine à l'arrêt. Le temps de mesure d'un point au laser tracker est d'environ 3s. Avec la temporisation avant la mesure pour s'assurer de la disparition de toutes vibrations et le temps de trajet pour aller d'un point à un autre, il faut au total 10 s par point de mesure. Un balayage complet prend donc 10s x 1331 soit environ 3h45.

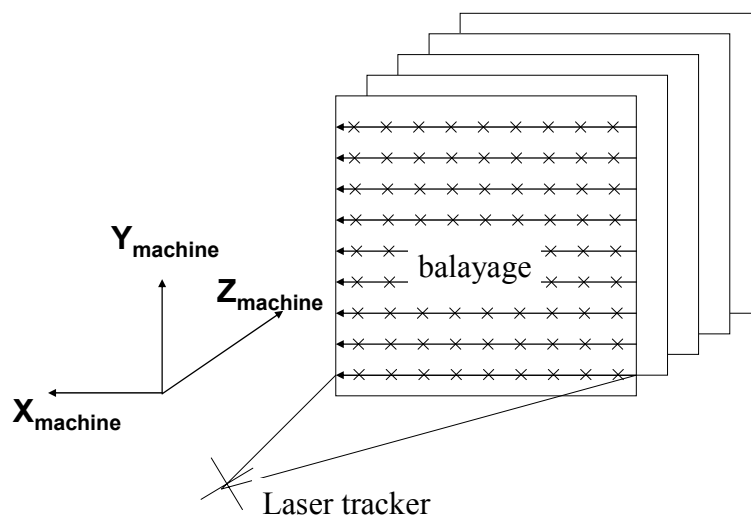


Figure 94 : balayage par plans successifs

Pour pouvoir facilement analyser la dérive due à la température, nous avons ajouté une mesure de recouplement. A la fin de chaque plan, le premier point du premier plan a été remesuré, ce qui permet de connaître le mouvement entre le laser tracker et la machine. De plus, pendant toute la phase de mesure, nous avons enregistré la variation de température de l'air.

Tout d'abord, analysons le mouvement relatif dû à la dérive thermique suivant les directions X et Y (Figure 95).

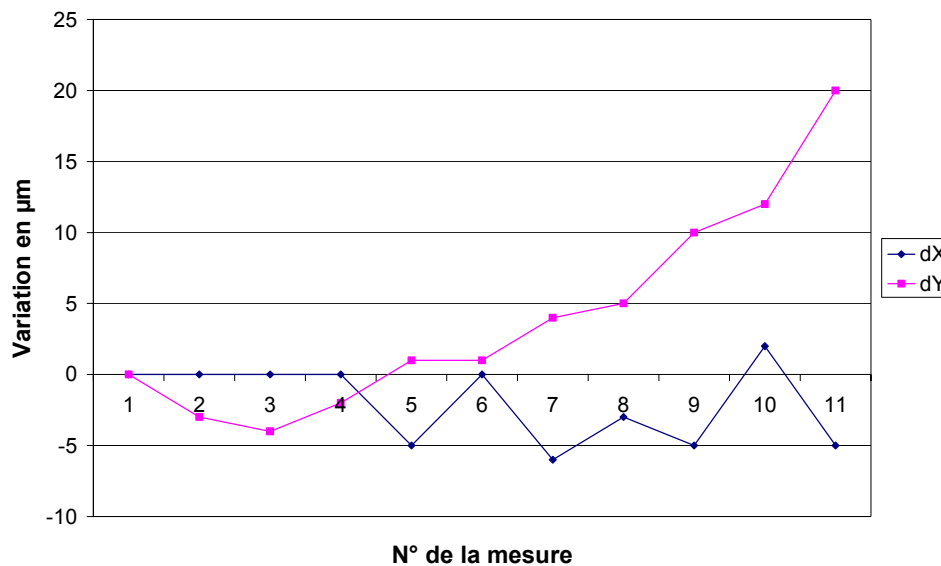


Figure 95 : Evolution du point de recoupement suivant les directions X et Y

On remarque tout d'abord qu'il y a peu de variation suivant la direction X. Par contre on enregistre une dérive de l'ordre de 20 μm suivant la direction Y. Celle-ci peut s'expliquer par la variation de température. Pendant la durée de la mesure, la température de l'air a baissé de 2.6°C. La dérive peut donc s'expliquer en partie par la contraction du support du laser et la flexion de la poutre due à un différentiel de température entre la face supérieure et la face inférieure.

La variation dans la direction Z (Figure 96) semble confirmer la flexion de la poutre car les 140 μm de dérive ne peuvent s'expliquer par une simple contraction de la longueur de la poutre.

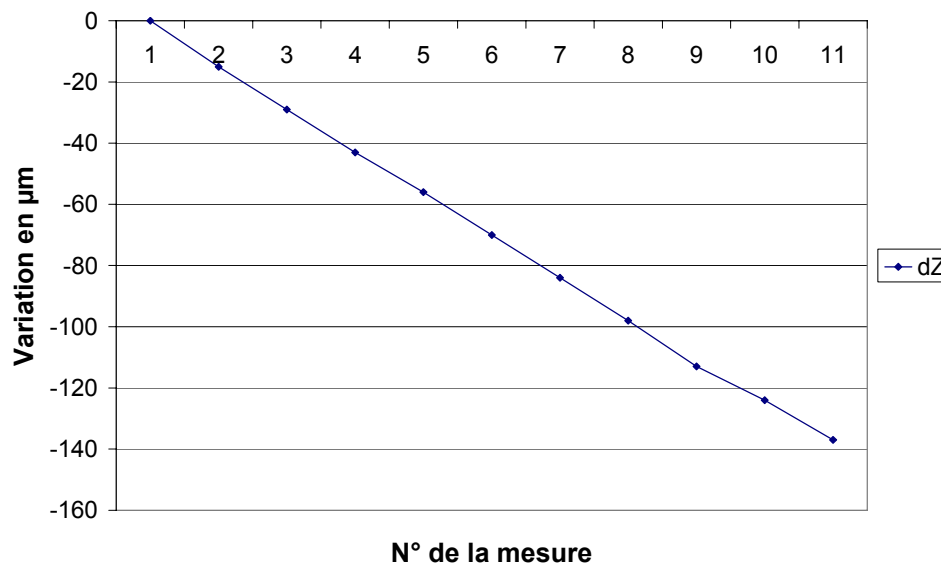


Figure 96 : Évolution du point de recoupement suivant la direction Z

Cette dérive en Z est corrigeable si on prend l'hypothèse d'une dérive thermique linéaire pendant toute la campagne de mesure. Mais cette hypothèse n'est pas envisageable industriellement. La dérive thermique dépend énormément des conditions environnementales,

et elle n'est que très rarement linéaire. De plus cette dérive introduit beaucoup d'incertitudes sur les mesures suivant la direction Z, ce qui les rend difficilement exploitables.

Pour limiter cette dérive, il faut se protéger des variations de température. La solution la plus luxueuse est de se placer dans une salle climatisée à température constante, ou alors de placer sur la machine une enceinte climatique seulement pendant la phase de mesure. Une solution moins coûteuse est de modifier le montage en utilisant un cadre fermé, le laser tracker étant positionné sur la fibre neutre en flexion de ce cadre (cf. Chapitre I 2.4.1). De plus il est envisageable de protéger thermiquement la poutre.

Cette dérive thermique dégrade énormément la qualité de nos mesures et ceci principalement suivant la direction Z. Par la suite nous ne présenterons que les résultats suivant la direction X qui correspond à la direction de mesure la moins perturbée.

3.4.2. Résultat des mesures

Nous avons comparé les résultats obtenus avec des moyens de mesure conventionnels. Nous présentons une partie des résultats, à savoir l'erreur de rectitude de l'axe Z suivant la direction X (notée ZTx). Nous avons choisi de présenter les résultats sur Z car la rectitude de l'axe Z (ZTx) est constante quelle que soit la position de X et Y. Nous savons que les nouvelles générations de machines-outils équipées de guidages à billes sont hyperstatiques et par conséquent les défauts de géométrie, comme le parallélisme des rails, peuvent créer des petites déformations en fonction de la position des axes X et Y.

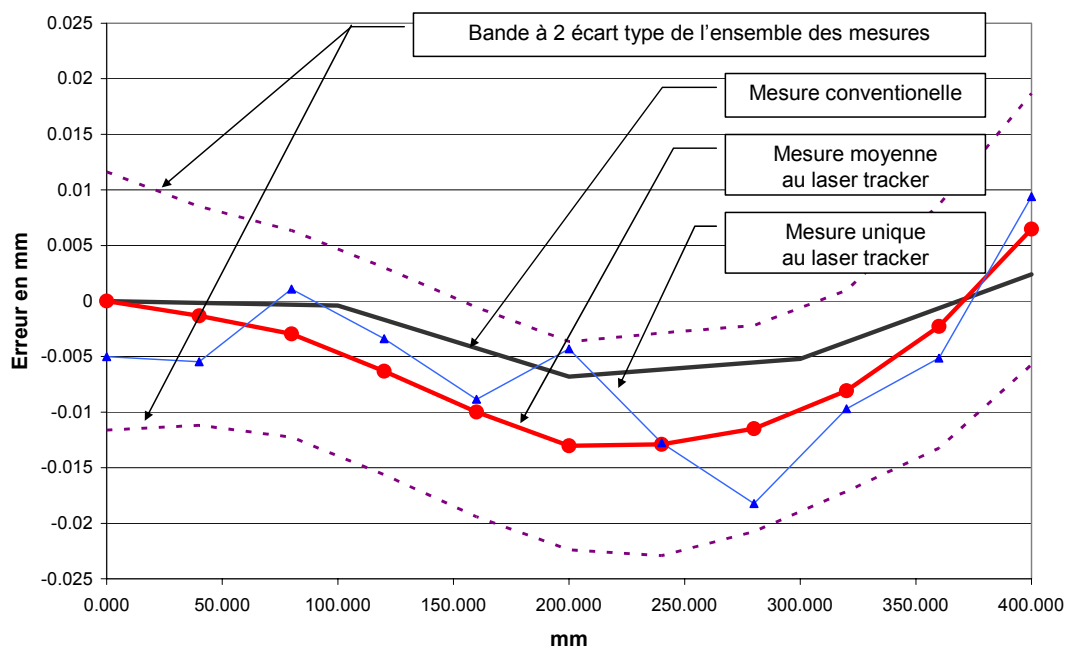


Figure 97 : Rectitude de l'axe Z suivant la direction X (ZTx)

L'erreur de répétabilité à 2 écarts type est de l'ordre de 10 micromètres pour les 11² soit 121 mesures de rectitude de l'axe Z (Figure 97). Elle correspond au cas d'incertitude défavorable puisque la mesure angulaire est prépondérante dans cette direction de défaut pour cette position du laser tracker. On constate d'ailleurs qu'une mesure unique équivalente à la mesure conventionnelle est très bruitée. Ce niveau de répétabilité n'est pas tout à fait suffisant en regard des erreurs des machines actuelles dont les défauts sont du même ordre de grandeur sur 1 mètre avec des répétabilités de l'ordre de 1 μ m. L'amélioration de la qualité des mesures peut être obtenue par la moyenne des 121 mesures, qui correspond à l'identification du modèle analytique. Nous avons comparé ce résultat avec une mesure effectuée à l'aide de

moyens conventionnels (règle+comparateur). Le recouplement est d'un bon niveau, d'autant que les mesures sont décalées dans le temps, que cet essai a été réalisé en conditions industrielles (local non climatisé) et que la mesure conventionnelle a été effectuée à un seul endroit de la machine. Les cinq autres défauts de rectitude de la machine ont fait l'objet d'un recouplement suivant la même méthode et on constate une grande efficacité dans tous les cas. L'incertitude de mesure est très nettement améliorée par l'effet de moyenne et on démontre, par le recouplement des résultats, qu'on n'introduit pas d'erreurs systématiques. En effet, la mesure de rectitude d'un axe sollicite les codeurs du laser tracker sur un angle suffisamment petit pour que l'erreur de justesse soit négligeable, et la stratégie de balayage permet de travailler sur des gravures différentes du codeur ce qui a pour effet de brouiller les erreurs de micro-justesse [DAV93] [LEL00] du codeur.

Les mesures de justesse des axes X et Y sollicitent les codeurs sur une plage plus large ($\pm 15^\circ$). Elles montrent que l'exactitude de mesure est de l'ordre de $5 \mu\text{m/m}$. L'effet de moyenne est dans ce cas moins favorable du fait de l'erreur systématique des codeurs. De plus, la dérive thermique est sensible quel que soit le moyen de mesure utilisé, par conséquent le temps devient un paramètre important. On en conclut que l'erreur de justesse de positionnement doit être mesurée avec la composante interférométrique si l'on veut améliorer la qualité de la mesure et se retrouver au même niveau que l'interféromètre classique.

3.4.3. Conclusion

La méthodologie du balayage par plans successifs est très intéressante car elle permet, tout en explorant le volume complet de la machine de manière automatique, d'obtenir un niveau d'incertitude comparable sur certains critères aux moyens conventionnels. Le principal problème à résoudre actuellement, pour qu'elle soit tout à fait opérationnelle, c'est sa sensibilité aux variations de température. Cependant pour profiter pleinement de la qualité de mesure interférométrique, il faut envisager de mettre le laser tracker suivant 3 positions pour que les erreurs de justesse soient caractérisées avec un niveau comparable à celui de l'interférométrie classique couramment utilisée pour mesurer ce type de défaut. Le temps d'acquisition est bien entendu triplé, cependant l'analyse de cohérence des trois cycles de mesures est une indication précieuse de la stabilité de la machine.

La manipulation et le traitement des 3993 valeurs sont des opérations lourdes qui nécessitent le développement d'un programme informatique qui utiliserait l'algorithme d'optimisation suivant les moindres carrés décrit au chapitre III. Nous n'avons pas poursuivi cette voie, pour nous intéresser à une autre méthode plus prometteuse.

3.5. Méthode des cylindres

3.5.1. Principe

La seconde stratégie de balayage consiste à mesurer une succession de cercles interpolés dans un plan de la machine. On mesure ainsi 3 « cylindres » d'axes parallèles aux déplacements X, Y et Z de la machine. Dans ce cas la machine est en mouvement pendant l'opération de mesure. Le laser tracker permet de mesurer 1 point par ms avec une incertitude moins bonne qu'en statique mais qui pourra être améliorée très nettement par la moyenne d'une grande quantité de points mesurés. Les axes réels des 3 cylindres sont construits à partir des centres de chacun des cercles (Figure 98). Lors de nos essais chaque cercle de diamètre 400 mm est mesuré en 1300 points environ. Le temps d'acquisition est considérablement réduit par rapport à la mesure statique (un facteur 8 dans le cas présent).

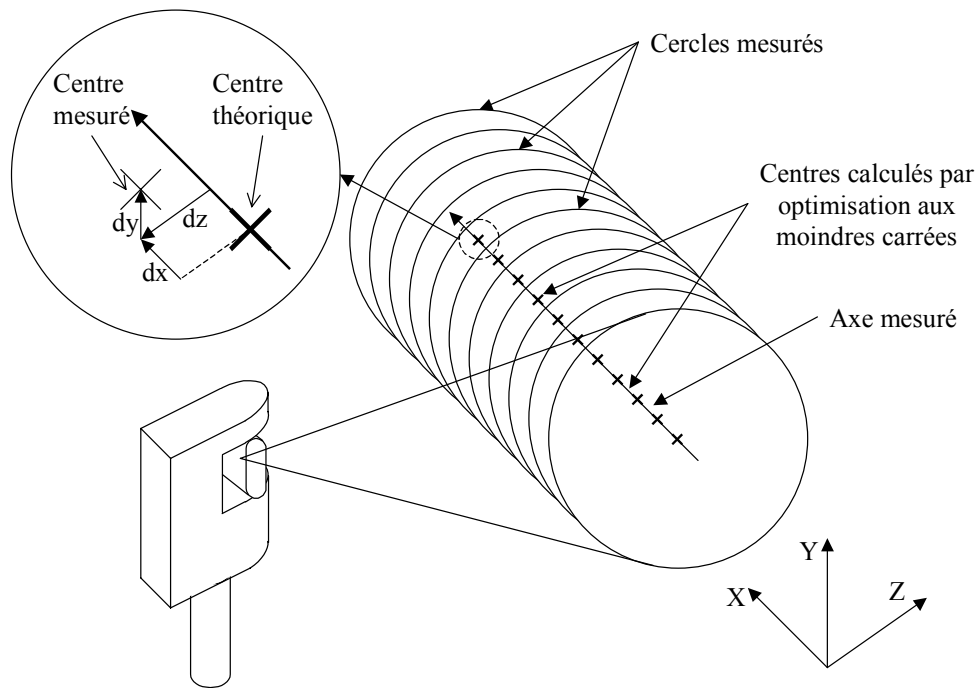


Figure 98 : Balayage cylindrique

3.5.2. Résultat des mesures

Nous avons tout d'abord rapproché les résultats obtenus par les différentes techniques sur la mesure de rectitude de l'axe Z suivant la direction X (Figure 99).

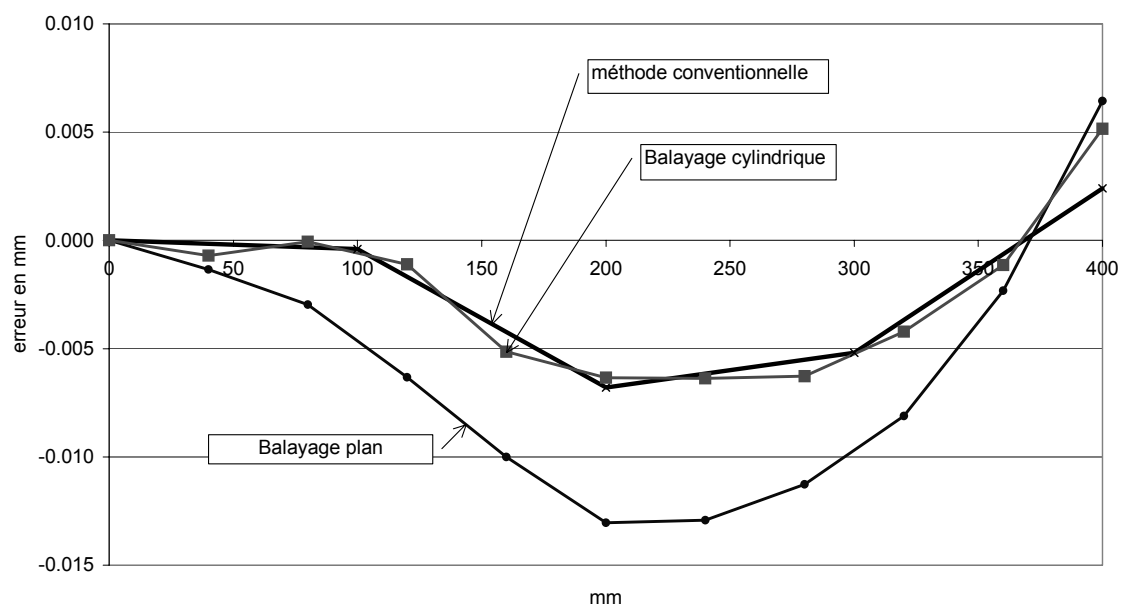


Figure 99 : Rectitude axe Z suivant la direction X – comparaison des méthodes

Le recoupement des mesures est excellent si l'on considère la mesure conventionnelle comme référence et il est assez bon pour le balayage plan. On peut cependant avancer une explication à cette différence liée au mode de calcul de la rectitude Z qui consiste à faire la moyenne de 121 mesures effectuées dans le volume de la machine. Cela ne signifie pas pour autant que la mesure par balayage fournisse une représentation moins « juste » de la rectitude

de la machine, c'est une image de la rectitude moyenne intégrant les petites déformations sur tout l'espace de travail de la machine.

Ensuite, nous allons montrer la comparaison de la mesure de justesse de l'axe Z (ZTz) au laser tracker à celle obtenue au laser interférométrique (Figure 100).

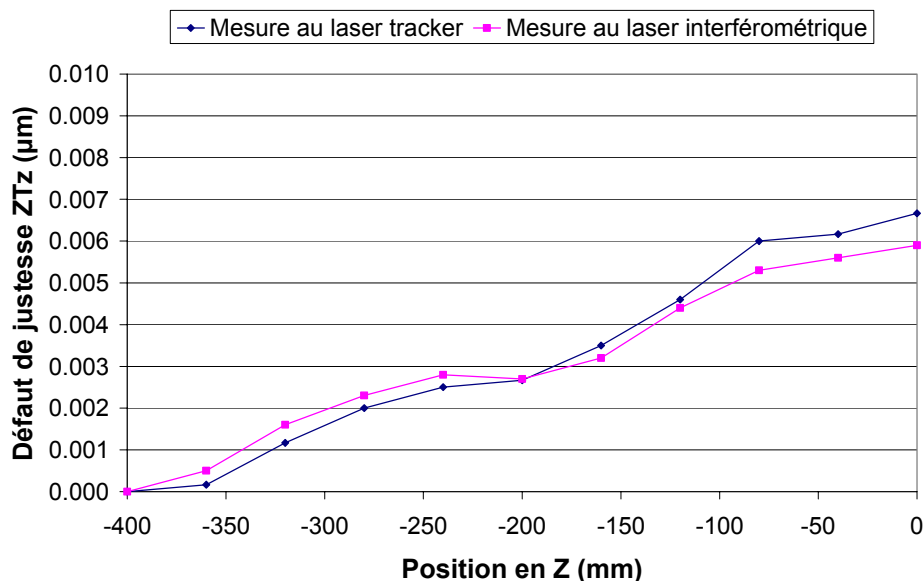


Figure 100 : Comparaison des mesures de justesse de l'axe Z

Le recoupement est tout à fait satisfaisant mais le résultat n'est pas surprenant car le laser tracker réalise une mesure en favorisant la composante d'incertitude interférométrique. Par contre, pour les justesses suivant les directions X et Y (Figure 101), le résultat est moins satisfaisant car c'est la composante d'incertitude angulaire qui intervient.

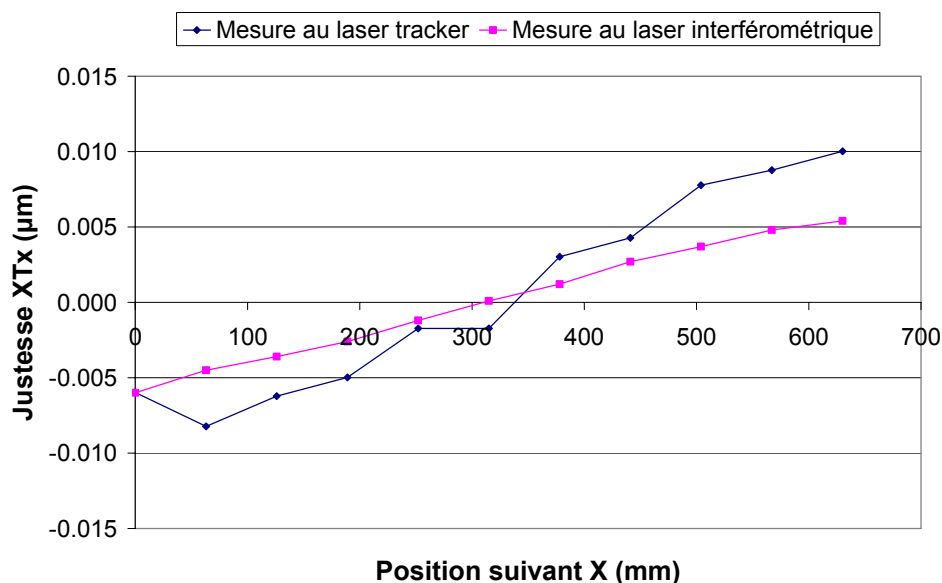


Figure 101 : Comparaison des mesures de justesse de l'axe X

La direction moyenne des 3 axes des cylindres permet également de déterminer les trois défauts de perpendicularité de la machine (Figure 102) avec un avantage sur les méthodes conventionnelles comme l'équerre, essentiellement à cause de la difficulté de mise en œuvre de celle-ci. Les directions des axes machine sont définies sur toute la course ce qui n'est pas facile à obtenir avec une équerre de dimension fixe.

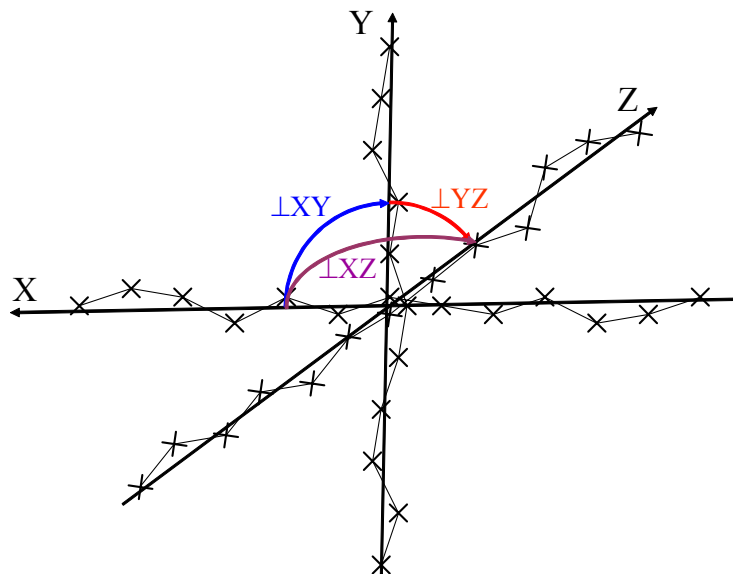


Figure 102 : Principe de la mesure des perpendicularités

Résultats des mesures :

Perpendicularité	Angle en °	Défaut en $\mu\text{m/m}$
XY	89.9999	-2
ZX	90.0003	5
YZ	90.0018	31

3.5.3. Conclusion

Cette stratégie de mesure permet d'obtenir un grand nombre de défauts géométriques des axes de la machine étudiée, et ceci dans un temps de mesure relativement court, ce qui limite les effets de la température par rapport à un balayage par plans successifs. Par contre, la mesure de justesse suivant la composante angulaire du laser tracker n'est pas de qualité comparable à une mesure interférométrique. Il faut envisager de se placer en condition de mesure interférométrique pour déterminer l'erreur de justesse des axes. Il est donc nécessaire d'envisager 3 configurations de mesure pour le laser tracker.

Actuellement, nous n'avons aucune information sur les défauts de rotations des mouvements des axes (roulis, tangage et lacet). Mais nous pensons pouvoir obtenir ces informations en analysant l'évolution de l'orientation des plans des cercles. Cette analyse et sa comparaison avec des mesures aux niveaux électroniques feront l'objet d'une campagne ultérieure.

3.6. Conclusion sur la mesure au laser tracker

L'approche de mesure globale des défauts d'une machine-outil à l'aide d'un moyen de mesure tridimensionnel tel que le laser tracker est limitée par l'exactitude des mesures angulaires de ces appareils. Cette limite est de l'ordre de $\pm 5 \mu\text{m}$ sur des machines de petit volume (inférieur à $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$).

Le laser tracker est un moyen de mesure relativement complet pour la calibration des machines. Il permet de réaliser des mesures en statique et en dynamique dans la totalité du volume de travail de la machine. Il permet ainsi de réaliser des investigations rapides lors d'une phase de contrôle périodique de la machine, mais il permet aussi de réaliser des investigations plus complètes lors des phases de montage, de réglage et de réception de la

machine. Il est même envisageable de l'utiliser pour déterminer les paramètres de corrections des machines associés à des stratégies de contrôle et d'identification. Cet outil peut être très pratique pour déterminer les paramètres géométriques des robots qui nécessitent un niveau d'incertitude plus large et donc obtenu directement par l'instrument.

La mise en œuvre d'une démarche d'analyse des défauts de la machine basée sur une stratégie de mesure globale et une identification du modèle d'erreurs analytique permet d'améliorer de façon très significative l'incertitude de mesure des défauts. Des campagnes de mesure comparatives avec les moyens classiques de qualification géométrique des machines-outils montrent la pertinence et la qualité des résultats obtenus. Le gain fondamental se situe au niveau de la facilité de mise en œuvre et de l'automatisation des mesures qui rend possible la qualification de la machine en moins d'une journée.

CHAPITRE V : DEVELOPPEMENT D'UN NOUVEL OUTIL DE CALIBRATION

Actuellement les industriels recherchent une solution de mesure et de calibration des machines qui permet d'être le plus efficace possible et surtout qui demande le moins de temps de mesure et de mise en œuvre. Face à ce besoin, nous avons voulu proposer une solution originale qui permet de remplir en grande partie ces exigences. La principale qualité de notre moyen de mesure est de permettre la détermination en simultané de tous les paramètres de positionnement d'un solide dans l'espace.

Lors du développement de ce nouvel outil, nous avons eu l'opportunité de pouvoir le décliner pour d'autres applications que la calibration des machines. Nous présenterons toutes ces réalisations dans ce chapitre.

Dans le premier et le second paragraphe nous présenterons le cadre de notre conception ainsi qu'une analyse du besoin pour chaque application.

Cette analyse nous amènera, dans le troisième paragraphe, à la définition d'un nouveau concept : le « polypode » qui permet de mesurer simultanément les 6 paramètres de positionnement d'un solide dans l'espace grâce à plusieurs vérins de mesure. Après avoir présenté ses principaux avantages, nous nous intéresserons à sa conception.

Le quatrième paragraphe abordera la conception du cœur du nouvel outil : le capteur de mesure de distance. Le cinquième traitera la conception des articulations et le sixième la conception des plateformes. Pour chaque sous ensemble fonctionnel, nous décrirons les besoins en fonction de l'application et nous présenterons la solution adoptée pour les satisfaire au mieux.

Enfin le dernier paragraphe présentera le résultat concret de toutes ces réalisations, avec les mesures de validation de leurs capacités métrologiques.

1. PRESENTATION

Nous proposons, dans ce chapitre, de définir et d'évaluer un principe de système capable de mesurer la position relative de deux solides de manière exhaustive et simultanée.

L'objectif est donc de mesurer simultanément les 6 paramètres géométriques qui définissent cette position avec un niveau d'incertitude convenable.

L'idée que nous développons est de réaliser un système basé sur une chaîne métrologique de type parallèle, proche de l'hexapode classique appelé plateforme de Gough ou plateforme de Stewart, et comportant éventuellement un nombre redondant de mesures.

Les avantages que nous pensons développer dans ce type de solution peuvent se résumer dans les quelques points suivants :

- ✓ Possibilité de rendre, à peu de frais, cette liaison métrologique redondante. Ce qui nous apporte une vérification permanente du système. On peut même parler d'une « évaluation » en temps réel de l'état de l'installation pour ne pas dire de l'incertitude de mesure.
- ✓ Ce système fournit une mesure suivant six degrés de liberté en ne comportant que des sous chaînes séries à nombre très limité de liaisons.
- ✓ Ce système comporte un ensemble de composants qui peuvent être similaires ou très peu différents suivant le besoin et la réalisation souhaitée, ce qui conduit à optimiser les coûts d'étude et de fabrication. Toute amélioration de détail apportée bénéficie aux réalisations suivantes.

2. BESOINS

Avant de pouvoir proposer des solutions adaptées à une problématique, il est nécessaire d'analyser le besoin. Pour cela, nous allons réaliser cette analyse sur des conceptions originales développées par SYMETRIE et pour lesquelles nous avons essayé d'appliquer tous les concepts abordés au cours de cette thèse.

2.1. Dispositif de mesure pour la calibration des machines-outils

Actuellement l'industrie utilise de plus en plus de machines-outils organisées en atelier flexible. Les machines ne sont plus spécialisées à une étape d'usinage ou à une pièce. Elles doivent pouvoir changer d'opération, voire de pièce très rapidement. De plus, toute la programmation doit pouvoir être faite hors ligne et donc sans monopoliser la machine. Pour garantir cette flexibilité, il est nécessaire d'avoir une bonne précision dans tout le volume de travail. En effet, la solution d'affiner les paramètres d'un programme lors des changements de gamme afin de s'affranchir des défauts de la machine, est contraire au concept de flexibilité. Un constructeur de machine-outil (COMAU) a poussé la flexibilité plus loin en proposant de « cloner » les machines : un même programme utilisé sur deux machines clonées doit permettre d'obtenir des pièces dans les tolérances sans ajustement de paramètres.

L'application de ce « clonage » demande de pouvoir réaliser une évaluation exhaustive de la machine afin de s'assurer de la compatibilité des défauts entre plusieurs machines considérées comme clones. Si nécessaire, cette évaluation peut aussi permettre de calculer les paramètres de correction afin d'améliorer la précision et la compatibilité des machines.

L'utilisateur, quant à lui, doit mettre en place un contrôle périodique de la précision de sa machine pour garantir la qualité de réalisation des pièces usinées. Ce contrôle périodique

est très contraignant, car il nécessite l'immobilisation de la machine pendant tout le processus. Pour ces machines, la nécessité d'avoir un outil qui permet de réaliser l'ensemble des mesures en un minimum de temps est évidente. De plus, dans les ateliers flexibles, les machines sont souvent identiques, ce qui est propice au développement d'un instrument commun.

Pour les constructeurs, un tel outil permettrait à la fin de la chaîne de fabrication de contrôler la qualité ou de définir les paramètres de correction de sa machine. Cet outil peut ainsi se décliner pour chaque grande famille de machine ou pour plusieurs volumes de travail.

Nous nous sommes appuyés sur ces besoins particuliers pour déterminer les caractéristiques nécessaires à un instrument de mesure unique.

- ✓ Une incertitude de mesure de l'ordre de 3 μm pour les translations et de 10 μrad pour les rotations.
- ✓ Un volume de mesure compatible avec une majorité des cellules flexibles soit environ 500x500x500mm.
- ✓ La mesure des 6 paramètres de positionnement d'un volume dans l'espace.
- ✓ Une acquisition en dynamique jusqu'à 1 kHz pour pouvoir faire des acquisitions statiques mais aussi à grande vitesse.
- ✓ Robustesse et ergonomie pour pouvoir être mis en œuvre rapidement et dans des conditions de production.

Le besoin ici est donc de pouvoir mesurer, de manière exhaustive et simple, l'ensemble des défauts d'une machine-outil pour la qualifier et la corriger.

2.2. Dispositif de mesure de trajectoire

Lors du développement de l'hexapode de simulation de houle (Chapitre I), notre client voulait pouvoir enregistrer la trajectoire de la plateforme indépendamment de la partie commande. Ce système de mesure devait permettre de valider la conformité des trajectoires exécutées par l'hexapode. De plus dans le cadre de la certification des navires, il est nécessaire, pour la traçabilité des essais, de conserver une trace de la trajectoire exécutée.

A partir de ces besoins nous avons déterminé les caractéristiques nécessaires à notre système de mesure :

- ✓ L'incertitude sur les translations doit être de 0.1 mm et sur les rotations de 0.5°.
- ✓ Pour pouvoir suivre la plateforme dans son volume total, la course de mesure doit être supérieure à 1200 mm.
- ✓ La fréquence d'acquisition doit être de l'ordre de 200 Hz.
- ✓ L'implantation doit être la plus discrète possible pour ne pas modifier l'accessibilité de la machine.
- ✓ Robustesse face à l'environnement : projection d'eau, poussière, manipulation par des opérateurs.
- ✓ Durée de vie équivalente à la machine : 10 ans avec une maintenance adaptée.

Ici, la principale contrainte est de développer un dispositif de mesure robuste parfaitement adapté à la machine.

2.3. Dispositif permettant la mesure de la stabilité de collage

Nous avons travaillé à la conception d'un système permettant de régler la position du miroir secondaire d'un télescope spatial. Ce réglage devant se faire suivant 5 degrés de mouvement (la rotation suivant la normale du miroir n'ayant aucune influence), nous avons proposé de réaliser un hexapode ayant une résolution de mouvement de l'ordre du

micromètre. Après cette phase de positionnement du miroir secondaire par rapport au miroir primaire et au détecteur, de la colle est injectée afin de le maintenir dans cette position. Pour s'assurer que le miroir reste en position pendant toute la phase de polymérisation de la colle, notre client souhaitait pouvoir suivre l'évolution de la position du miroir secondaire et cela sans l'assistance de l'hexapode de réglage qui est démonté après quelques heures de polymérisation.

Face à ce besoin nous avons déterminé les caractéristiques propres à ce dispositif de mesure :

- ✓ Volume de travail +/- 20 mm en X, Y, Z et +/- 1° en Rx, Ry, Rz.
- ✓ Incertitude sur les translations 1 μm et sur les rotations 10 μrad .
- ✓ Le système de mesure ne doit pas perturber la position du miroir par une charge excessive.
- ✓ Le montage et le démontage doivent être assez simples, surtout lors de la phase où l'hexapode de réglage est désaccouplé.

Les principales contraintes sont d'obtenir un dispositif compact qui permet une mesure précise sans perturber la position du miroir secondaire.

2.4. Dispositif de mesure pour la calibration à grande dynamique

Dans le cadre de notre collaboration avec le LIRMM, il nous a été demandé de concevoir un système de mesure unidirectionnel sur le principe du BallBar mais avec une grande course de mesure. Leur idée est de réaliser la calibration d'une machine à structure parallèle à grande dynamique de mouvement, du type pick & place. Les mesures doivent pouvoir se faire machine immobile mais aussi lors de mouvement à grande dynamique. Pour pouvoir faire des mesures avec de grandes accélérations, ici de l'ordre de 5g, il nous faut optimiser la masse du système de mesure pour ne pas trop perturber la machine.

Face à ce besoin nous avons déterminé les caractéristiques propres à ce dispositif de mesure :

- ✓ Légèreté pour ne pas diminuer les performances dynamiques de la machine.
- ✓ Grande dynamique : accélération de l'ordre de 5G
- ✓ Incertitude de mesure : 10 μm

2.5. Bilan

Ces besoins sont à la base de notre réflexion sur un dispositif de mesure permettant d'obtenir les 6 composantes de la position d'un solide dans l'espace. Ils sont loin d'être exhaustifs, mais ils permettront d'illustrer le concept que nous allons développer. Ces besoins sont aussi à la base de nos réflexions sur les solutions de conception que nous adopterons pour les satisfaire au mieux.

3. LE CONCEPT DE "POLYPODE"

3.1. Principe

Pour déterminer la position exhaustive d'un solide, il est nécessaire d'utiliser au moins six capteurs ce qui nous permet d'identifier les six paramètres de positionnement d'un solide par rapport à un autre. Des dispositifs existent pour réaliser la mesure de ces six paramètres, [MIL99] [NEU01], mais ils utilisent une chaîne cinématique série. L'information de la position passe par une succession de capteurs et de chaînes de liaison, ce qui a pour effet de

cumuler les défauts des capteurs tout au long de la chaîne métrologique. De plus, cette structure peut rapidement poser des problèmes d'inertie par le cumul des masses des capteurs et des chaînes de liaison. Par contre cette structure permet d'avoir un volume de mesure important par rapport à son encombrement. Ces remarques sont à rapprocher de la comparaison entre architecture série et architecture parallèle présentée au chapitre I. Ceci nous amène directement au choix d'une architecture parallèle pour notre dispositif de mesure. Le premier avantage est de ne plus cumuler les défauts, chaque chaîne donnant une information sur la position relative entre nos deux solides. Cette information correspond à la distance entre un point du solide mobile et un point du solide de référence. Pour avoir la position relative entre nos deux solides, il suffit de mesurer au moins six distances. Il est tout de même nécessaire de prendre quelques précautions sur la disposition dans l'espace de ces distances, pour éviter des situations singulières où le dispositif de mesure devient insensible à une ou plusieurs des composantes de positionnement. Ces situations correspondent aux singularités des architectures parallèles présentées au Chapitre I.

Pour notre dispositif de mesure nous proposons donc de mesurer directement au moins six distances entre notre solide de référence (souvent la pièce) et notre solide mobile (souvent l'outil). Ceci correspond à la cinématique d'un hexapode, mais ici les vérins n'imposeraient pas la distance, ils la mesureraient (Figure 103). Cette idée est abordée dans un brevet [SHE99] mais actuellement, à notre connaissance, il n'existe pas de réalisations concrètes autres que les nôtres.

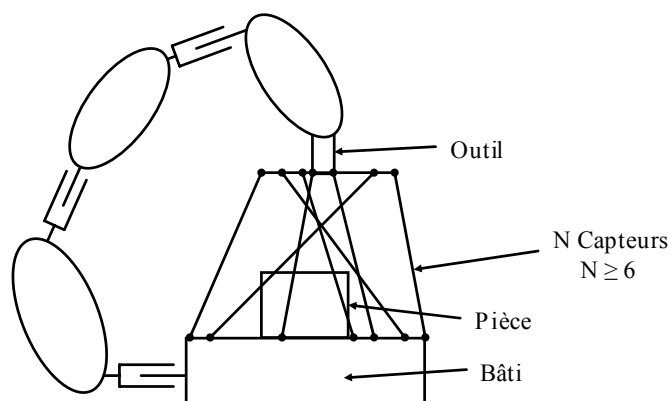


Figure 103 : Principe du système de mesure

Les distances à mesurer correspondent aux distances entre les centres des articulations placées sur le solide lié à l'outil et celles placées sur le solide lié à la pièce. A partir de cette constatation, on remarque que ce dispositif de mesure est composé de trois sous-ensembles distincts. Le premier est le capteur qui permet de mesurer la distance entre deux points. Le second est composé des deux solides qui permettent de matérialiser ses points sur le bâti et l'outil. Ils prennent la forme de deux plateformes. Et enfin le dernier correspond à la liaison cinématique entre les capteurs et les plateformes.

Un paragraphe sera consacré à ces trois sous-ensembles. A chaque fois, nous présenterons le besoin associé à nos développements puis nous proposerons des solutions adaptées. Nos propositions ne seront jamais fermées. De nouvelles idées ou de nouveaux composants pouvant parfaitement se substituer à nos propositions s'ils s'accordent mieux au besoin.

3.2. Principaux avantages

Cette disposition nous offre un grand nombre d'avantages, tant sur la qualité et l'exhaustivité de la mesure effectuée que sur une certaine optimisation de la phase de conception :

- ✓ Les capteurs de mesure de la distance peuvent être identiques donc une seule conception est nécessaire pour l'ensemble du système de mesure.
- ✓ La structure métrologique est relativement simple :
- ✓ deux plateaux portant chacun au minimum six articulations qui doivent être rigides pour ne pas se déformer face aux efforts de mesure, à la gravité, mais aussi être stables dans le temps.
- ✓ six capteurs dont la seule fonction est de mesurer la distance entre ces articulations.
- ✓ La mesure des distances peut se faire aisément en respectant le principe d'Abbe donc avec une grande précision et une bonne immunité contre les flexions de pièces.
- ✓ La mesure de la distance est directe, pas d'accumulation de défauts.
- ✓ Par une conception astucieuse des articulations, il est possible de réaliser une mesure simple et précise de la position relative des articulations sur chaque plateau, condition nécessaire pour permettre une bonne qualité de mesure de l'ensemble. Cette mesure pouvant se faire sur une machine à mesurer ou par un auto-étalonnage à partir des capteurs de mesure.

Cette structure permet aussi d'implanter un principe qui nous semble important, « l'hyperstatisme de mesure » qui correspond à l'utilisation d'un nombre de capteur supérieur au nombre de composantes à déterminer, ici 6 composantes définissant le positionnement d'un solide dans l'espace. Cette redondance de mesure associée aux outils d'optimisation présentés au chapitre III permet l'obtention de bénéfices très intéressants. Le premier est l'assurance d'une cohérence des mesures. A partir de l'analyse du résidu des mesures, il est possible de juger la qualité globale de la mesure, et surtout, de pouvoir diagnostiquer si un des capteurs fournit une mesure erronée.

Le surplus de capteurs nous permet aussi de limiter les situations où une des composantes qui définit la position ne peut plus être obtenue à cause d'une configuration particulière des capteurs. Ceci correspond à une perte d'information due à une position dite « singulière ». Un mouvement particulier de la plateforme n'est plus perçu par les capteurs. Dans cette situation si nous n'avons que 6 capteurs, une des composantes de la position est indéterminée. Un surplus de capteur judicieusement placé permet de conserver dans toutes les situations, un minimum d'informations pertinentes pour obtenir les 6 composantes. Cette suppression de position singulière pour notre mesure a aussi pour conséquence d'homogénéiser l'incertitude dans le volume de travail.

Enfin, l'augmentation du nombre de capteur permet aussi de réduire l'incertitude sur les composantes à déterminer. Pour une mesure unidirectionnelle, cette réduction suit la loi statistique suivante :

Pour une incertitude de mesure au capteur de σ_i et N capteurs, l'incertitude finale σ_g vaut :

$$\sigma_g = \frac{\sigma_i}{\sqrt{N}}$$

Dans le cas de notre système de mesure, le calcul de l'incertitude sur chacune des six composantes de position d'un solide dans l'espace est plus complexe et le gain est assez modeste pour le passage de 6 à 8 mesures. Elle utilise le principe de propagation d'incertitude présenté au chapitre III.

3.3. Choix du nombre de capteurs et de leur disposition

Pour créer un système de mesure suivant ce concept, il est nécessaire de réaliser sa conception mécanique, ce que nous aborderons dans les prochains paragraphes. Mais tout d'abord, il est indispensable de définir la position des centres d'articulation et le nombre de capteurs à utiliser.

Le nombre de capteurs doit être au minimum de 6 pour pouvoir déterminer les 6 composantes de la position d'un solide dans l'espace. Mais pour bénéficier de la redondance de mesure il faut qu'il soit au moins égal à 7.

Le choix du nombre de capteur est un compromis entre plusieurs critères :

- ✓ Le coût : le prix est directement proportionnel au nombre de capteurs si on n'intègre pas le coût du développement.
- ✓ L'encombrement : il faut éviter les collisions des différents capteurs entre eux et avec la machine.
- ✓ L'incertitude : Elle dépend en premier lieu de celle des capteurs, mais l'augmentation du nombre de capteurs permet de la réduire et surtout de l'homogénéiser dans le volume de mesure. De plus la redondance de mesure permet aussi d'avoir un critère qualitatif sur le résultat.

Pour notre dispositif de calibration des machines-outils, nous avons jugé utile de mettre en place la redondance, principalement pour la garantie qu'elle apporte sur la qualité de la mesure (Figure 104). Nous avons ainsi voulu utiliser 8 capteurs pour pouvoir les disposer avec deux plans de symétrie pour obtenir une homogénéité de l'incertitude identique suivant deux directions.

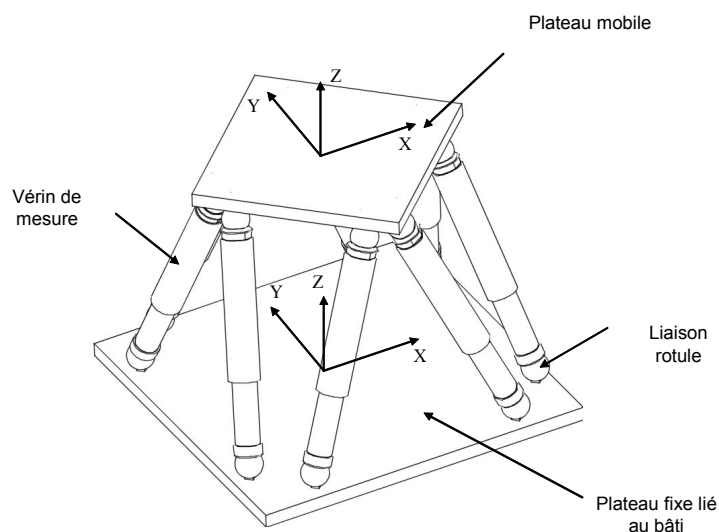


Figure 104 : Structure dispositif de calibration des machines-outils (huit vérins de mesure)

Pour le dispositif de mesure sur le simulateur de houle, nous n'avons utilisé que 6 capteurs car l'intégration dans la structure de l'hexapode de positionnement est plus simple en associant le même nombre de capteurs que d'actionneurs.

Sur le dispositif de suivi de collage, nous avons fait le même choix pour des raisons d'encombrement et de coût des capteurs.

Après le choix du nombre, il faut déterminer la disposition de l'ensemble de ces capteurs. Cette étape passe par la mise en place d'une optimisation sous contraintes. Les contraintes principales sont :

- ✓ Amélioration de l'incertitude de mesure globale
- ✓ Augmentation du volume de mesure
- ✓ Minimisation de la course de mesure des capteurs
- ✓ Encombrement réduit par rapport à la machine
- ✓ ...

La méthode d'optimisation sous contraintes ne sera pas abordée. Il existe un grand nombre de méthodes qui sont à choisir en fonction du problème et des contraintes choisies. Pour notre part, nous avons développé des outils qui permettent, pour une solution donnée, de connaître ses caractéristiques (course de mesure, incertitude globale, volume de travail...). A partir de ces outils, nous avons évalué plusieurs solutions pour retenir celle qui semblait optimale. Notre objectif étant simplement de trouver une solution adaptée à notre problème. Nous développerons dans nos recherches futures des méthodes pour obtenir une solution optimale, par exemple en utilisant des algorithmes de recherche basés sur des méthodes d'optimisation multicritères.

4. CONCEPTION DU CAPTEUR DE MESURE DE DISTANCE :

4.1. Besoin

Le besoin majeur est de mesurer la distance entre deux points. Mais il faut aussi s'intéresser aux besoins secondaires qui apparaissent en fonction des conditions d'utilisation de ce capteur.

L'incertitude de mesure est l'un des besoins secondaires les plus importants, c'est le premier critère de qualité de tout instrument de mesure. Il dépend d'un grand nombre de facteurs et il est donc judicieux de toujours garder à l'esprit des contraintes de conception qui permettent de limiter les sources d'incertitudes ou leurs influences :

- ✓ Le principe d'Abbe : toujours positionner l'étalon de mesure dans l'alignement des deux points de mesure.
- ✓ Fibre neutre : placer l'étalon de mesure suivant la fibre neutre du point de vue de la flexion. Si ce principe n'est pas appliqué, la flexion due au poids propre de l'étalon perturbera la mesure.
- ✓ Chaîne métrologique dissociée : le capteur de mesure doit avoir deux chaînes ayant chacune une fonction propre : la première réalisera seulement la mesure de la distance, la seconde assurera le maintien et le guidage de la première, ainsi que sa protection. Cette disposition n'est vraiment nécessaire que si la précision le demande. En effet la complexité de conception associée augmente d'autant le coût de réalisation.
- ✓ Minimiser les effets de la dilation : Pour limiter l'influence de la température sur le capteur de mesure, il est préférable d'utiliser un matériau ayant le même coefficient de dilatation que la machine mesurée et si possible une inertie comparable.

Limiter la longueur morte de notre capteur est aussi un besoin important, surtout pour obtenir un capteur de mesure qui se veut compact tout en ayant des courses de mesure importantes. La longueur morte correspond à la longueur minimale du capteur de mesure de distance, c'est la plus petite distance possible entre nos deux points de mesure. Pour une mesure par laser interférométrique cette longueur peut être très faible, surtout si la source laser est déportée. Par contre, si on utilise une règle physique, la longueur morte dépendra de la course de mesure (Figure 105).

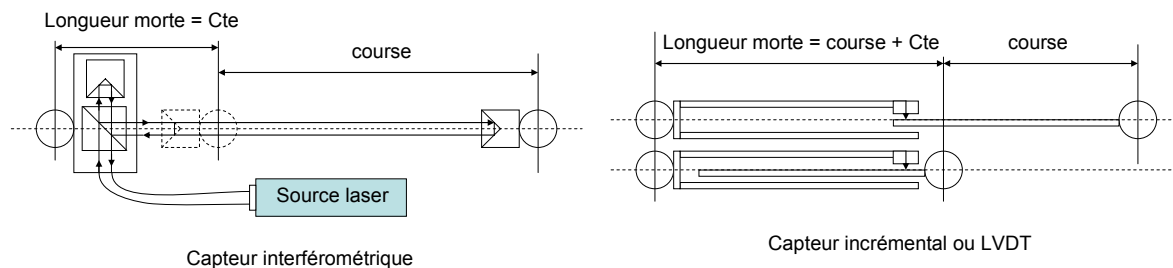


Figure 105 : Longueur morte suivant la technologie de capteur

4.2. Proposition

Il existe un grand nombre de solutions pour réaliser un capteur capable de mesurer une distance entre deux points. Pour pouvoir répondre à cette demande, il est important de bien prendre en compte le besoin pour ne pas proposer des solutions trop coûteuses car trop performantes ou luxueuses. Tout d'abord, il nous faut choisir la solution technologique pour mesurer notre distance. Ensuite pour chacune des applications que nous avons développées, nous présenterons les différentes solutions techniques utilisées pour répondre au besoin. Ces solutions ne sont jamais uniques, d'autres idées ou de nouveaux composants peuvent remettre en cause nos choix. Nous voulons simplement essayer de proposer la solution la plus adaptée de notre point de vue avec nos moyens et nos connaissances actuelles.

4.2.1. Technologies pour mesurer une distance

Le capteur à développer doit mesurer la distance entre deux points. La meilleure solution consiste à déterminer directement cette distance grâce à l'utilisation d'un capteur de mesure linéaire. Le respect du principe d'Abbe, en alignant la règle sur la droite passant par les deux points, permet de s'affranchir des défauts de guidage du capteur. Le respect de l'alignement de la fibre neutre avec l'axe d'Abbe permet de limiter les effets de la flexion du capteur sous son propre poids (Figure 106).

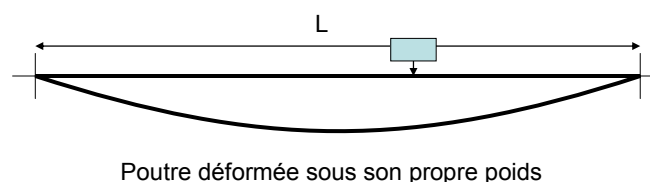


Figure 106 : Erreur due à la flexion

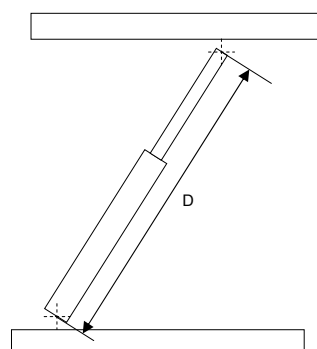


Figure 107 : Principe du vérin de mesure

Toute autre disposition peut être pénalisante pour la qualité de la mesure. Par exemple l'utilisation d'une mesure angulaire pour obtenir la distance utilise des pièces qui doivent travailler en flexion. La précision dépendra donc directement de la raideur des pièces utilisées.

Notre solution est donc de développer un vérin de mesure (Figure 107).

Pour mesurer cette distance, il est nécessaire de choisir parmi plusieurs technologies de capteurs. Le tableau suivant en présente les principales caractéristiques et leur coût relatif.

Technologie :	Caractéristique standard				
	Résolution	Précision	Course	Longueur morte	Coût
Interférométrie laser	0.01 μm	1 μm / m	0..30 m	Constante dépendant de la taille de l'interféromètre	40
Capteur incrémental	0.1 μm	3 μm / m	0..2 m	Dépend de la course de mesure	10
Palpeur incrémental	0.5 μm	1 μm	0..30 mm	130 mm	5
LVDT	0.002 % P.E.	Linéarité : 0.1 % P.M.	0..1 m	Dépend de la course de mesure	3
Capteur à fil avec codeur incrémental	0.02 % P.E.	Linéarité : 0.02 % P.M.	0..30m	Constante, dépend de la taille du capteur	2
Capteur potentiométrique	0.05 % P.E.	Linéarité : 0.5 % P.M.	0..1 m	Dépend de la course	1
P.E. : Pleine Echelle P.M. : Plage de mesure					

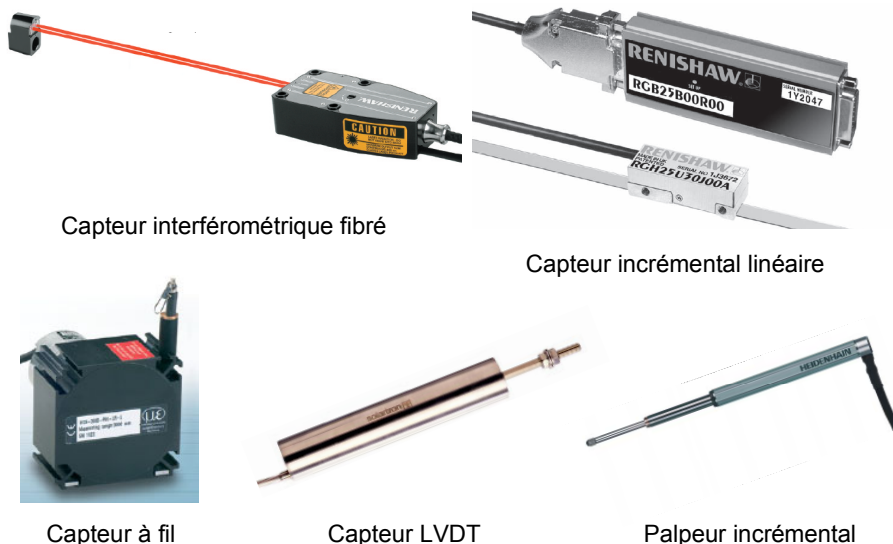


Figure 108 : Exemples de technologie de mesure de distance [REN06] [HEI01b]

La technologie de mesure à base de laser interférométrique est la plus séduisante. Elle permet d'avoir une grande course de mesure avec une très grande résolution et une très bonne incertitude. De plus l'utilisation de laser fibré permet de réduire l'encombrement en déportant la source, ce qui réduit énormément la longueur morte. Malheureusement son coût est

réduisant pour l'utiliser dans notre système où il faut au moins 6 capteurs. Par contre, si dans un avenir proche les fabricants réduisent sensiblement le coût, cette solution sera très intéressante.

Un capteur de mesure utilisant un interféromètre a été développé par [ZIE94] (Figure 109), pour une application de calibration de machine. Ce capteur est utilisé comme un BallBar de grande course avec une stratégie de mesure par trilatération pour pouvoir déterminer les erreurs volumiques d'une machine-outil.



Figure 109 : Laser BallBar de Tetra Precision

Le palpeur incrémental est un exemple d'intégration du capteur linéaire. Il est présenté ici car nous l'avons utilisé pour le dispositif de suivi de collage. Nous avons choisi ce capteur car sa course de mesure, sa précision et sa résolution étaient suffisantes pour le besoin. Il suffisait simplement de lui ajouter des articulations pour réaliser un dispositif de mesure complet.

Pour nos autres applications, nous avons choisi d'utiliser des capteurs incrémentaux. Leur principe est présenté en détail dans le chapitre II. Leur coût est raisonnable et leurs performances parfaitement en adéquation avec notre besoin. Leur principal inconvénient est leur longueur course morte qui est directement dépendante de la course de mesure. Dans le cas du dispositif de mesure pour le suivi de trajectoire, les vérins de mesure sont en parallèle des vérins de mouvement. La longueur morte de ces derniers permet de s'affranchir de celle des capteurs de mesure. Pour notre dispositif de calibration des machines outils, nous allons pouvoir utiliser le volume de travail de la machine pour pouvoir placer les vérins de mesure. Si besoin nous pouvons aussi prévoir de laisser les portes d'accès ouvertes.

Après avoir choisi la technologie de mesure, il est nécessaire de l'intégrer dans le vérin de mesure. Pour cela, il faut déterminer la structure utilisée pour intégrer la chaîne de supportage et de guidage ainsi que la chaîne métrologique.

4.2.2. Présentation de la structure générale du capteur de mesure de distance

La fonction principale du dispositif de mesure est de mesurer une distance entre deux points. Mais pour cela, il doit aussi réaliser plusieurs fonctions secondaires. Une partie de ces fonctions sont réalisées par la chaîne de supportage :

- ✓ Réaliser la liaison mécanique entre les deux articulations
- ✓ Assurer un guidage suffisant pour les besoins de la chaîne de mesure
- ✓ Garantir la protection contre l'environnement (poussières, liquide de coupe, manipulation, chocs, chute...

D'autres fonctions secondaires sont dévolues à la chaîne de mesure :

- ✓ Assurer la liaison métrologique avec les points de référence
- ✓ Assurer le guidage du capteur par rapport à la règle
- ✓ Assurer la liaison avec la chaîne de supportage qui permet le mouvement dans la direction de mesure tout en minimisant les perturbations

Mais, suivant le degré de dissociation, une ou plusieurs de ces fonctions seront déjà réalisées par la chaîne de supportage.

A partir de ces fonctions, nous pouvons isoler les sous ensembles fonctionnels du système de mesure :

- ✓ Dispositif permettant de mesurer une distance
- ✓ Solides supportant le capteur
- ✓ Solides supportant la référence
- ✓ Guidage entre les solides portant le capteur et la référence
- ✓ Solides composant le corps du système de mesure
- ✓ Solides composant la tige du système de mesure
- ✓ Guidage entre le corps et la tige du capteur
- ✓ Liaison cinématique (liaison rotule) avec la plateforme fixe
- ✓ Liaison cinématique (liaison rotule) avec la plateforme mobile

A partir de ces sous-ensembles, nous pourrions réaliser le schéma structurel de chaque moyen de mesure développé.

Comme nous l'avons présenté dans le chapitre I, pour garantir une bonne précision de mesure, il faut dissocier la chaîne métrologique de la chaîne cinématique. Pour cela, nous devons isoler la chaîne métrologique des perturbations introduites par la chaîne de supportage. Seules des liaisons qui libèrent un degré de liberté suivant la direction de la mesure et globalement isostatique doivent faire le lien entre ces deux chaînes.

Cette disposition ne sera adoptée que pour les vérins de mesure du dispositif de calibration. Le besoin de précision pour le dispositif de mesure de trajectoire n'est pas suffisant pour justifier la complexité et le coût de cette contrainte de conception. Le vérin de mesure pour la calibration dynamique doit rester léger et nous n'avons pas voulu l'alourdir par cette double chaîne.

4.2.3. Structure pour le dispositif de calibration des machines-outils

Ainsi pour le dispositif de calibration des machines-outils, nous avons utilisé la structure représentée sur la Figure 110.

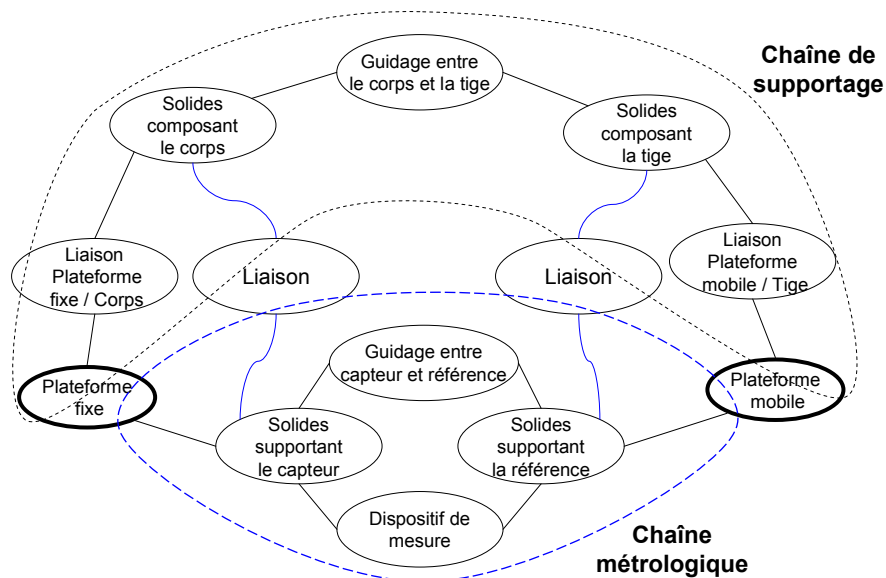


Figure 110 : Structure du dispositif de mesure pour le système de calibration des machines-outils

On constate que nous avons deux chaînes entre les deux plateformes, une pour réaliser le supportage et une pour réaliser la mesure de distance. Les liaisons entre ces deux chaînes doivent posséder un degré de liberté dans la direction de mesure mais les autres composantes de mouvements relatifs doivent être bloquées de façon isostatique pour ne pas perturber la mesure. Ainsi les deux chaînes sont totalement dissociées et la chaîne de mesure ne peut être perturbée par la chaîne de supportage.

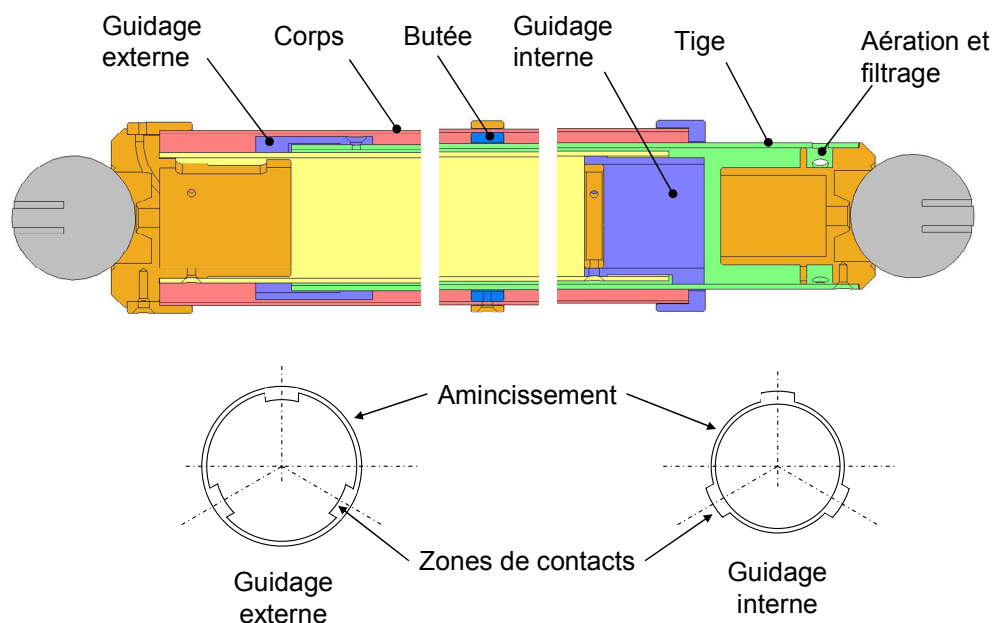


Figure 111 : Schéma du guidage

Le guidage entre le corps et la tige n'a pas besoin d'être de très bonne qualité, il doit seulement garantir un débattement compatible avec le guidage entre le capteur et la référence, et avec les liaisons isostatiques. Pour cela le guidage est réalisé par le coulisement de patins en matière plastique (PEHD) sur deux tubes en aluminium. La forme des patins permet de tolérer des défauts sur la géométrie des tubes lors de leur mouvement. Trois zones de contact à 120° sont délimitées et la liaison entre ces surfaces est amincie pour créer de la souplesse. Ainsi les trois zones de contact peuvent suivre les variations de diamètre tout en assurant un bon guidage (Figure 111). Une butée mécanique permet de limiter le débattement de la liaison et assure une longueur de guidage minimum.

Le guidage de la règle par rapport à la tête doit satisfaire plusieurs contraintes. Les spécifications du constructeur sur le positionnement relatif de la tête par rapport à la règle doivent être respectées. Les frottements et la masse des pièces en mouvement doivent être limités. Pour cela, nous avons adopté la solution d'un guidage par roulement pour limiter les frottements, tout en garantissant un bon alignement. La disposition des roulements permet de garantir un guidage isostatique. Trois roulements garantissent la position verticale du capteur par rapport à la règle. Un palonnier formé par 4 roulements et deux lames flexibles permet de garantir le contact des roulements supérieurs tout en tolérant des défauts sur le support de règle. De simples points de contact garantissent le positionnement latéral de la règle. Le capteur est relativement tolérant dans cette direction (Figure 112).

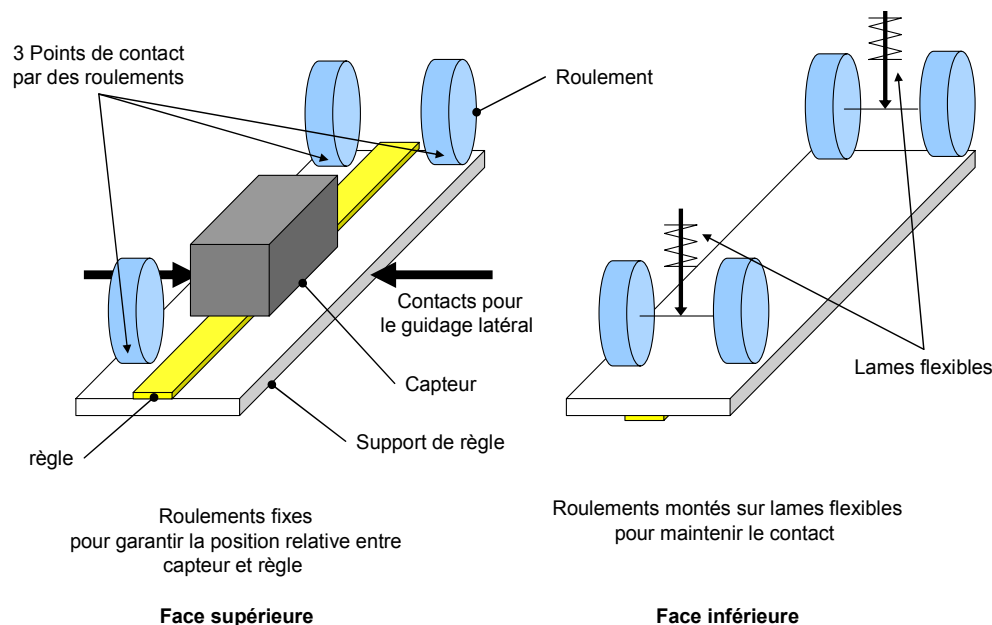


Figure 112 : Le guidage du capteur par rapport à la règle

La liaison métrologique avec les points de référence est assurée par deux touches dont le contact est garanti par deux ressorts (Figure 113). Ces touches réalisent aussi la liaison avec la chaîne de supportage. Cette liaison doit permettre de soutenir l'ensemble des éléments de la chaîne métrologique mais elle doit aussi permettre le déplacement dans le sens de la mesure avec le moins de perturbations. Nous avons choisi d'utiliser des liaisons linéaires annulaires au niveau des deux touches.

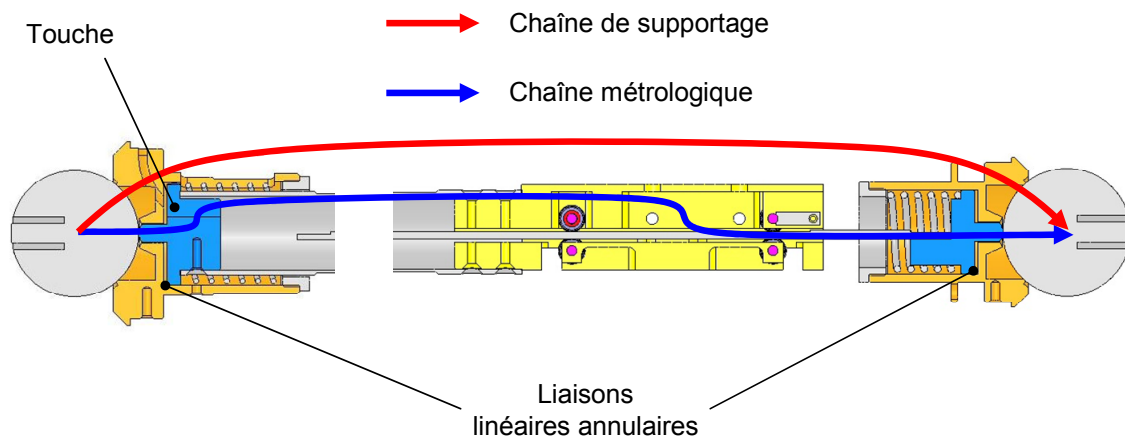


Figure 113 : Dissociation complète des chaînes

La protection est de plusieurs types. Tout d'abord, le corps permet de protéger les tubes de guidage des chocs. La chaîne métrologique est à l'intérieur de l'ensemble de ces tubes, elle est ainsi parfaitement protégée. Ensuite une protection face à la poussière et à l'huile de coupe doit être mise en place. Comme le vérin ne peut être totalement étanche car il doit subsister une circulation d'air nécessaire pour éviter l'effet de piston, une filtration de l'air a été mise en place à l'entrée d'air principale située à la base du vérin et une chicane est située à l'entrée de la tige.

4.2.4. Structure pour le dispositif de calibration à grande dynamique

La structure utilisée est plus simple de façon à alléger les pièces en mouvement. La chaîne métrologique n'est plus liée directement aux deux plateformes, elle utilise des solides de la chaîne de supportage (Figure 114).

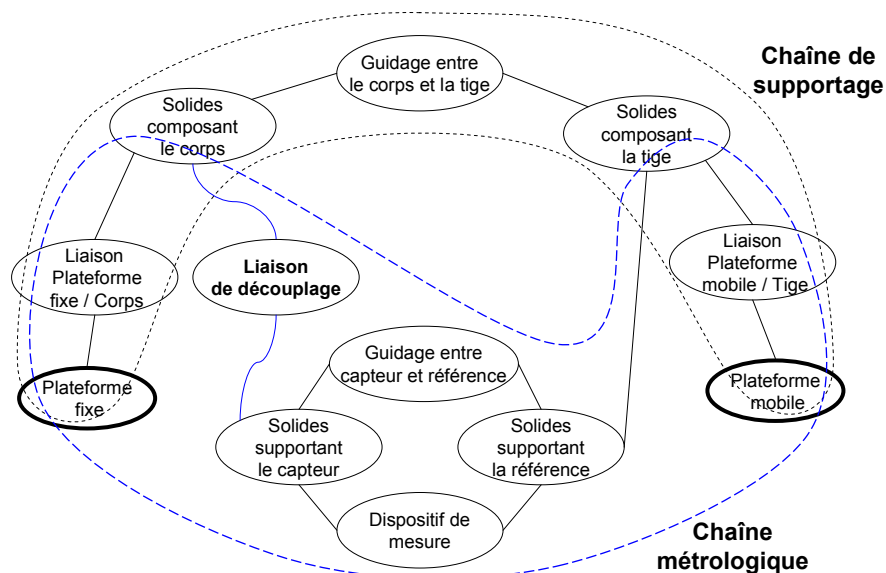


Figure 114 : Structure du système de mesure pour le dispositif de calibration à grande dynamique

Le guidage utilise un profilé aluminium en H et un tube de section carré (Figure 115). Le tube carré correspond au corps du vérin et le profilé en H à la tige. Des patins assurent le coulisement de l'un dans l'autre. Ils sont fabriqués dans une matière plastique résistante mais parfaite pour les surfaces de frottement : le PEHD (Poly Ethylène Haute Densité). Ce guidage

est très léger et robuste. Il est très largement suffisant car la précision de mesure ne dépend pas de lui.

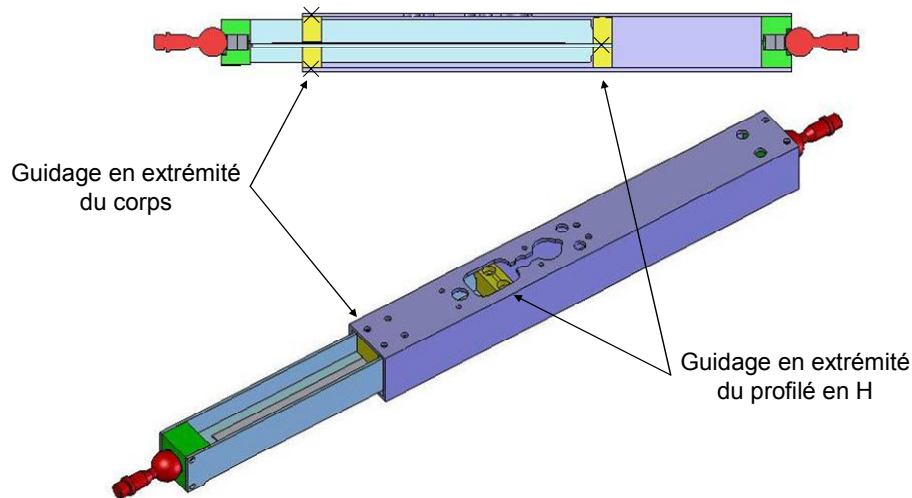


Figure 115 : Guidage du dispositif de calibration à grande dynamique

En effet, le guidage du capteur par rapport à la règle est réalisé par un chariot sur roulements qui roule dans le H (Figure 116). Ici, nous avons réalisé un montage avec un léger hyperstatisme. Le guidage vertical est assuré par quatre roulements. Le maintien du contact est assuré par un roulement monté sur un ressort. Le guidage latéral est aussi assuré par quatre roulements en opposition deux à deux. Nous utilisons la flexion des ailes du H pour garantir le bon fonctionnement malgré l'hyperstatisme.

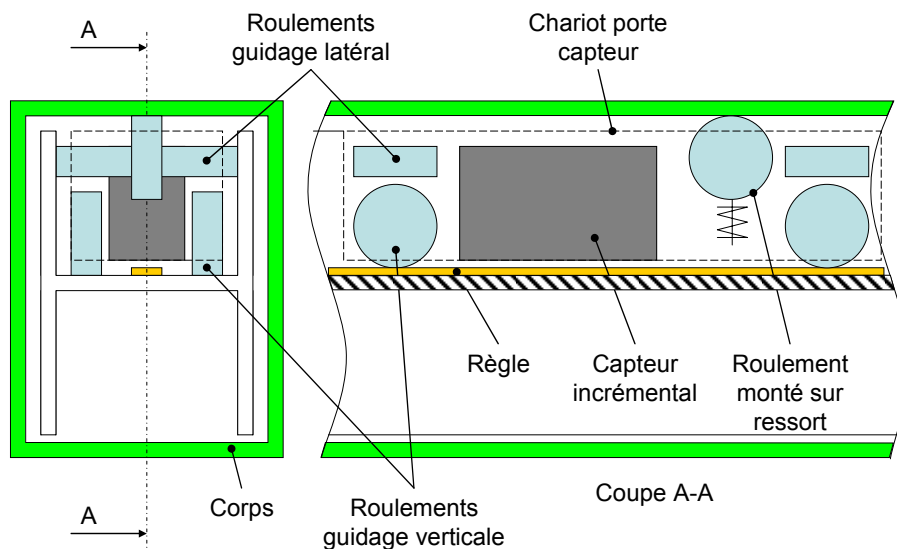


Figure 116 : Principe de guidage du capteur

Les deux guidages utilisent l'intérieur du H comme surface de guidage. Mais si le chariot porte capteur est lié de façon rigide au corps, nous allons créer un hyperstatisme fort et par conséquent de grandes contraintes sur le chariot porte capteur. Nous avons donc réalisé une liaison de découplage qui est rigide dans le sens de la mesure et souple pour de petits mouvements dans les autres directions (Figure 117). Pour cela un fil en acier à ressort lie le chariot au corps.

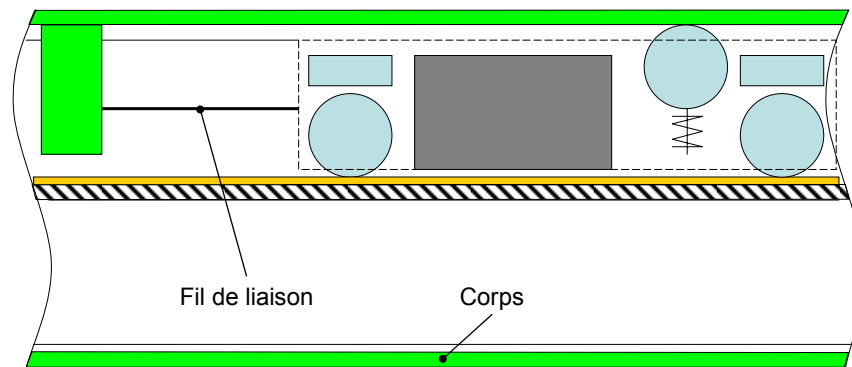


Figure 117 : Principe du découplage

Enfin pour la protection, comme le dispositif de calibration sera utilisé dans un environnement de laboratoire et avec une périodicité faible, nous n'avons pas réalisé de protections particulières afin de réduire au maximum le poids.

4.2.5. Structure pour le dispositif de mesure de trajectoire

La structure est identique à celle présentée précédemment (Figure 118). Seules les solutions adoptées sont différentes. Le guidage utilise des éléments standards robustes pour garantir la pérennité du guidage. La protection est aussi améliorée car les conditions d'utilisations sont plus contraignantes : manipulation, poussière, projections d'eau...

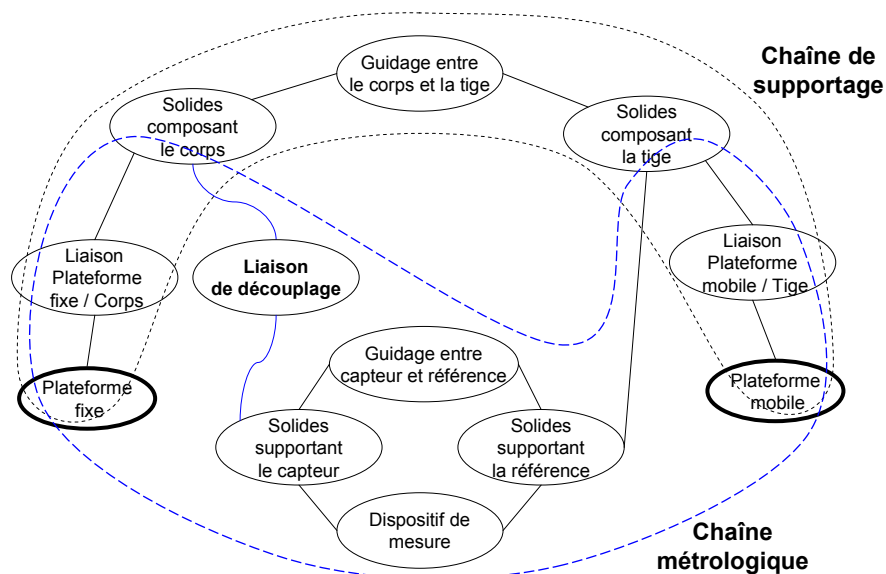


Figure 118 : Structure du système de mesure pour le dispositif de mesure de trajectoire

Le dispositif de mesure de trajectoire possède une course de 1400 mm. Afin d'assurer un guidage sur une telle longueur, nous avons utilisé un rail avec des chariots à patin plastique IGUS (Figure 119 et Figure 120). Nous utilisons deux chariots suffisamment espacés pour chaque rail afin de garantir un bon guidage. L'hyperstatisme est compensé par les jeux de fonctionnement des chariots et par un serrage une fois tout l'ensemble des chariots en place. Ce vérin de mesure doit fonctionner dans un atelier avec d'éventuelles projections d'eau. Nous avons donc protégé la règle de mesure en la plaçant à l'intérieur des 2 tubes coulissants.

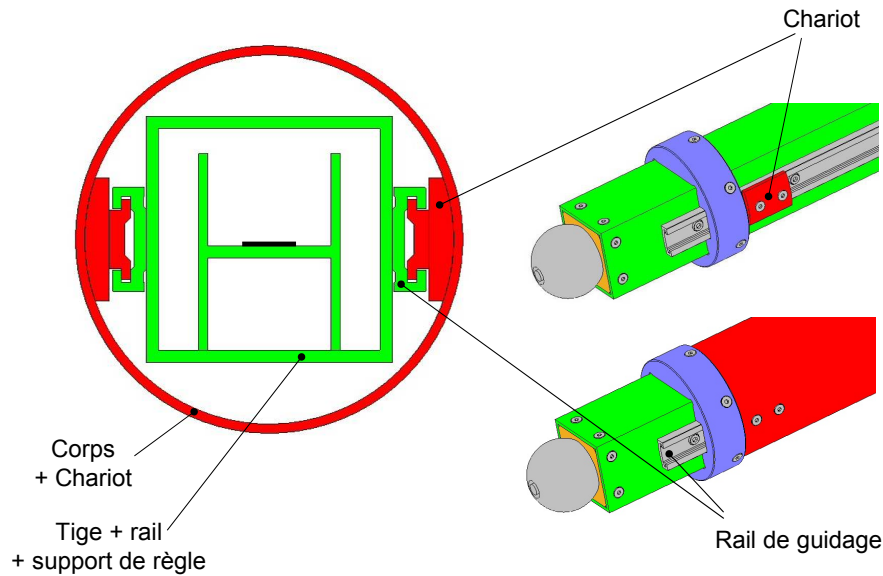


Figure 119 : Guidage du dispositif de mesure de trajectoire



Figure 120 : Longueur de guidage

En ce qui concerne le guidage de la tête, nous avons adopté la même solution que précédemment en utilisant un chariot sur roulement coulissant dans un H.

Ici aussi, nous avons réalisé un découplage entre le chariot porte capteur et le corps du vérin. Mais afin de protéger au mieux la règle nous avons réalisé cette liaison loin du chariot. Un simple fil ne possède pas assez de rigidité sur une telle longueur pour supporter les efforts dus au frottement du chariot. Nous avons donc utilisé un profilé aluminium en U sur lequel nous avons réalisé un double cardan, grâce à des découpes, ceci afin de supprimer les contraintes entre les deux guidages.

4.2.6. Structure pour le dispositif de suivi de collage

Le dispositif de suivi de collage utilise un composant du commerce (Figure 121). La structure est ici très simplifiée, les deux guidages étant confondus (Figure 122 et Figure 123). Cette solution est tout à fait adaptée pour de faibles courses de mesure où la déformation des pièces, sous leur propre poids, est négligeable.

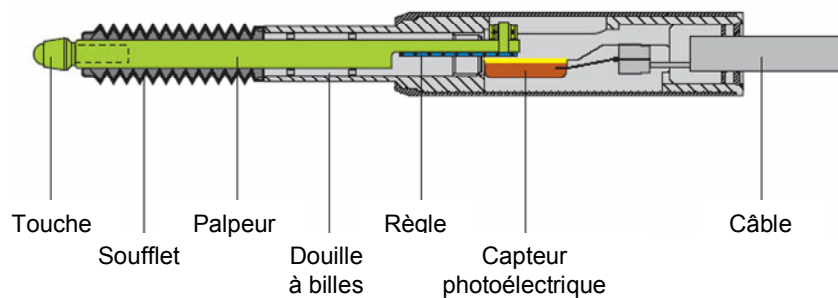


Figure 121 : Capteur pour le dispositif de suivi de collage

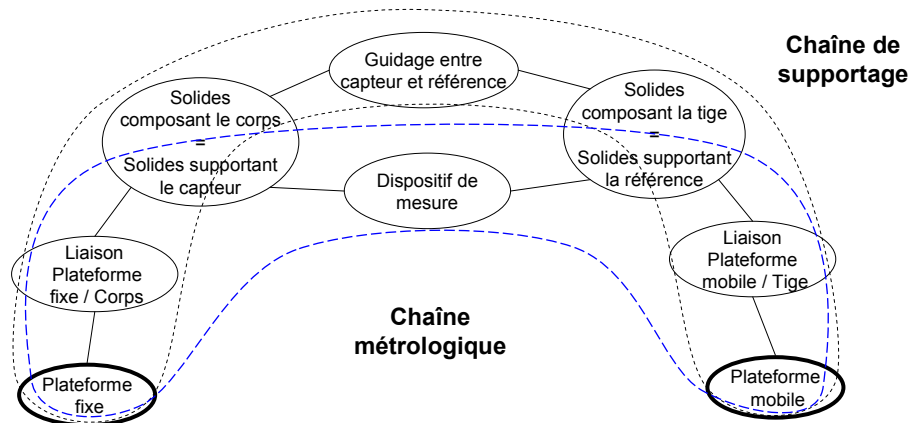


Figure 122 : Structure du système de mesure pour le dispositif de suivi de collage

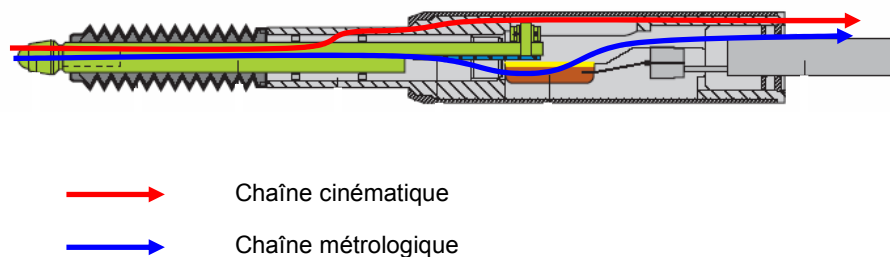


Figure 123 : Liaison métrologique et chaîne de guidage non dissociée

Nous venons de présenter les solutions adoptées pour réaliser le capteur de mesure de distance pour chacune de nos réalisations. Elles ne sont qu'une réponse possible à un besoin. D'autres dispositions constructives sont envisageables. Notre but était principalement de présenter la démarche intellectuelle qui a permis d'aboutir à ces solutions.

Maintenant intéressons nous à la conception des articulations entre les vérins de mesure et les plateformes.

5. CONCEPTION DE L'ARTICULATION

5.1. Besoin

Le principal besoin de cette articulation est sa précision de mouvement. Pour qu'une liaison rotule soit de bonne qualité, la position du centre de rotation doit être fixe quelque soit l'angle de débattement.

De plus cette articulation doit avoir des frottements limités pour ne pas perturber la chaîne métrologique.

Pour certaines réalisations, il est intéressant de pouvoir désolidariser simplement la liaison afin de désaccoupler rapidement le capteur de mesure de distance des plateaux. Par contre pour d'autre réalisation, il est important de garantir le maintien de cette liaison en toutes circonstances.

5.2. Proposition

Pour réaliser ces liaisons nous avons choisi d'utiliser une liaison par bille (Figure 124).

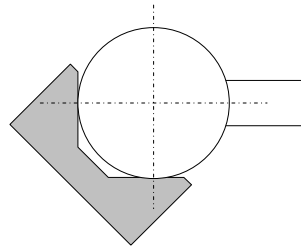


Figure 124 : Principe de la rotule à bille

Cette liaison permet de matérialiser un point très précisément et sans ambiguïté : le centre de rotation correspond au centre de la bille.

Les seuls défauts qui peuvent dégrader la qualité de la liaison sont les défauts de forme de la bille et l'hyperstatisme de la liaison. Les défauts de formes peuvent être très limités par l'emploi de billes de roulement. Leur fabrication est très bien maîtrisée et permet d'obtenir des défauts de formes très faibles. Une bille de diamètre 40 mm, avec un grade de qualité de 20, possède un défaut de forme de 0.5 μm . L'hyperstatisme de la liaison doit être maîtrisé, pour cela il faut limiter la surface de contact. Pour une liaison rotule, il ne faut que 3 points de contact, donc il suffit de réaliser un cône et d'isoler 3 zones (Figure 125).

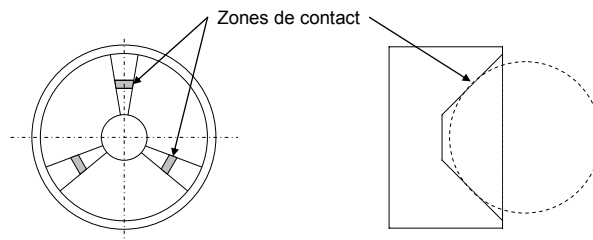


Figure 125 : Cône de liaison avec 3 zones de contact

De plus, l'utilisation de billes permet une identification et une mesure simple des centres d'articulation. La géométrie d'implantation des articulations est ainsi facilement accessible par une machine à mesurer ou tout autre moyen de mesure 3D. Il est même envisageable de réaliser un auto-étalonnage en mesurant l'ensemble des distances inter-bille grâce aux capteurs. Cette stratégie reste complexe, surtout pour obtenir un bon niveau d'incertitude sur la position de l'ensemble des articulations.

Se pose ensuite le problème du maintien de la liaison. Une première solution est d'utiliser un aimant pour maintenir le contact entre la coupelle et la bille. Cette solution est très intéressante pour l'ergonomie de montage et de démontage car il ne faut aucun outil pour la mise en place des capteurs.

Pour une question de compacité nous avons utilisé plusieurs petits aimants en Néodyme Fer Bore montés en alternance de pôle sur un anneau en acier pour guider le flux magnétique et fermer au mieux les lignes de champ (Figure 126).

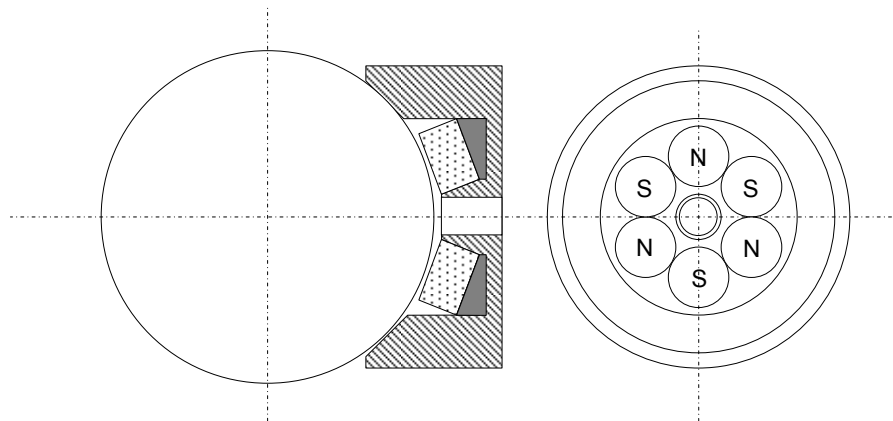


Figure 126 : Principe des coupelles de maintien aimantées

Ce dispositif permet de garantir une force de maintien de la coupelle sur la bille de l'ordre de 40 N. Cette valeur dépend énormément de l'entrefer, c'est pourquoi l'anneau de l'aimant est collé en plaçant une cale entre la bille et les aimants qui garanti la valeur de l'entrefer.

Pour certaines réalisations, la liaison aimantée n'est pas suffisamment sûre. Pour cela nous avons ajouté un dispositif de sécurisation de la liaison qui prend le relais si la force de l'aimant n'est pas suffisante pour garder la liaison solidaire. Ce dispositif ne doit pas perturber le mouvement de la rotule, mais il doit garder la liaison solidaire si l'effort à transmettre dépasse la capacité des aimants.

La solution adoptée sur l'hexapode de mesure du simulateur de houle (Figure 127) prend la forme d'un cardan supplémentaire. En fonctionnement normal, ce cardan suit le mouvement de la rotule sans la perturber car sa liaison avec la plateforme n'est pas rigide. C'est une liaison glissière à fort jeu fonctionnel qui tolère les désalignements entre la rotule et le cardan et qui limite ainsi l'hyperstatisme de la double liaison rotule/cardan. Par contre si la liaison rotule se désolidarise, la liaison glissière arrive en butée et limite le décollement.

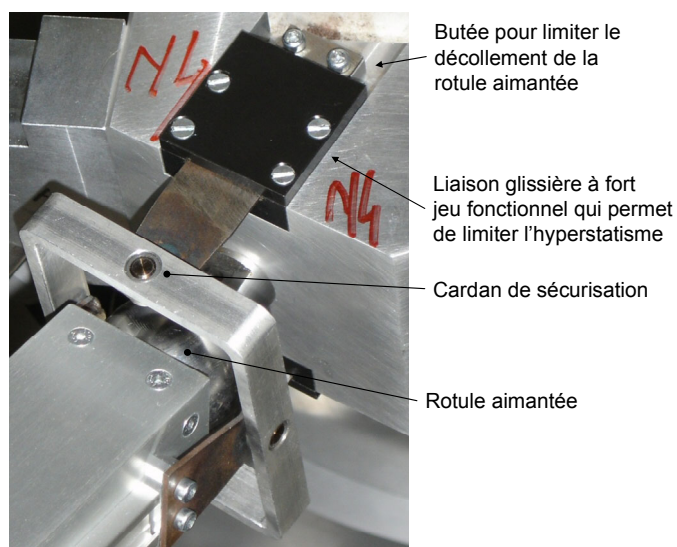


Figure 127 : Liaison rotule aimantée sécurisée

Pour des mesures à fortes dynamiques la liaison aimantée ne peut pas garantir un maintien suffisant. Nous avons donc réalisé un maintien de la liaison par un système à ressort de précharge. L'utilisation d'un ressort permet de ne transmettre qu'un effort, la qualité du mouvement est assurée par l'utilisation de trois zones de contact (Figure 128). La valeur de la force exercée est issue d'un compromis entre l'effort maximum que doit transmettre la liaison rotule et le frottement généré par l'effort de précharge.

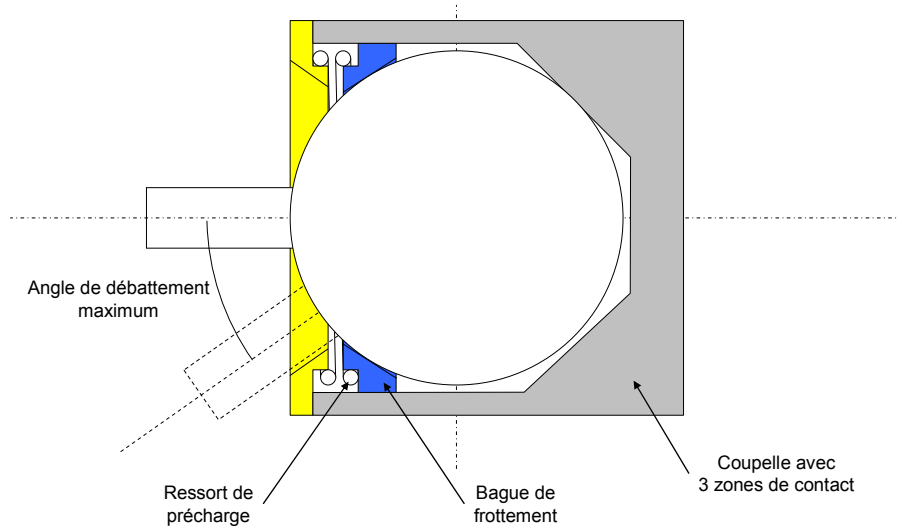


Figure 128 : Rotule avec précharge

Nos articulations sont conçues de façon à pouvoir identifier de façon explicite le centre de rotation. La maîtrise de la connaissance de ce point est indispensable pour garantir la précision du système complet. Les plateformes forment les derniers éléments de notre dispositif et même si elles semblent moins complexes, elles participent pleinement à la qualité métrologique de l'ensemble.

6. CONCEPTION DES PLATEFORMES

6.1. Besoin

Les plateformes réalisent la liaison entre les articulations et la machine. La qualité de la mesure dépend de la stabilité de la position relative des articulations et de la fixation sur la machine.

Pour garantir une bonne stabilité, il est nécessaire d'avoir une plateforme rigide face aux efforts générés par les capteurs de mesures : frottements des liaisons, masse, inertie lors des mouvements. Mais elle doit aussi être la plus légère possible pour ne pas perturber la machine. Sur une broche de machine outil, on peut envisager une masse de 5 kg, par contre, sur un robot de « pick & place », la masse ne doit pas excéder quelques centaines de grammes.

Ces plateformes doivent pouvoir s'intégrer facilement à une machine, il est donc nécessaire de concevoir une interface adaptée. Tout d'abord, elle doit garantir que la plateforme n'a pas de mouvements parasites par rapport au solide sur lequel elle est fixée. De plus, elle doit garantir un découplage suffisant pour ne pas déformer la plateforme lors de sa mise en place, mais également ne pas transmettre les déformations du solide en mouvement, aux articulations. Ce dernier point est important, car le système de mesure ne doit surtout pas se déformer pour garder sa qualité de mesure et ce malgré d'éventuelles déformations du solide dont le mouvement doit être mesuré. La notion de suivi de trajectoire d'un solide

déformable devient complexe dans l'absolu. Le choix d'introduire un découplage revient à privilégier le suivi du mouvement d'un certain nombre de points du solide qui se déforme.

6.2. Proposition

L'interface avec la machine est donc critique, elle doit être à la fois rigide et ne pas transmettre de déformations. Nous proposons d'utiliser une liaison encastrement isostatique (Figure 129). Cette liaison de découplage, présentée dans [LEL00], utilise la structure d'un hexapode dont les vérins sont à longueur fixe et dont les articulations sont remplacées par des éléments flexibles. Ce type de liaison permet de ne pas introduire de jeu.

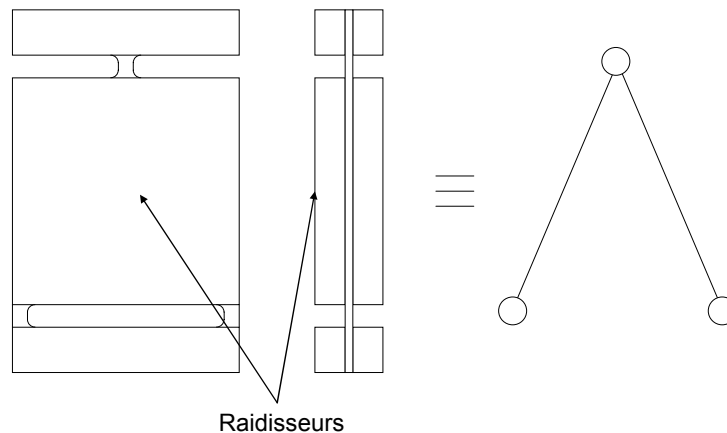


Figure 129 : Exemples de lame flexible pour liaison isostatique découplée

Pour éviter le flambement de la plaque centrale et localiser la flexion au niveau des articulations, des raidisseurs viennent rigidifier la lame flexible dans les zones où la flexibilité n'est pas utile. Les zones de fixation de ces lames sur le solide correspondent aux points donc la trajectoire sera mesurée.

Nous avons utilisé ce principe pour notre hexapode de simulation de houle. En fonction des cuves et de leur remplissage, la plateforme supérieure peut être chargée de manière très différente, sa déformation n'est donc pas maîtrisable. Ainsi pour ne pas perturber la mesure de la position de la plateforme par ces déformations, nous avons découplé les articulations du système de mesure de la plateforme supérieure par 3 lames flexibles.



Figure 130 : Vue de la plateforme mobile du dispositif de mesure de trajectoire

La méthode la plus simple pour réaliser des plateformes est d'utiliser des plaques. Il faut prendre quelques précautions sur leur utilisation. La flexion d'une plaque sous son propre poids peut modifier la position relative des articulations. Afin de minimiser ce phénomène, il faut placer le centre des sphères dans le plan de la fibre neutre, qui correspond à la zone de moindres déformations (Figure 131).

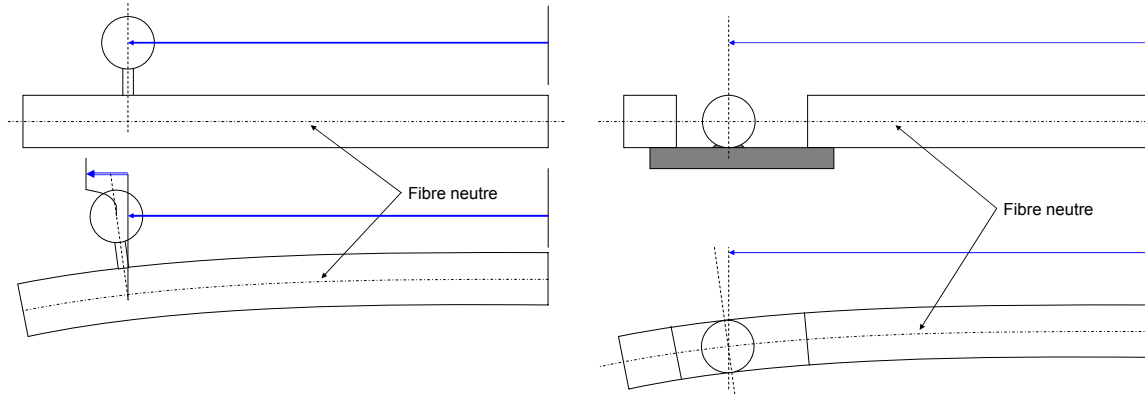


Figure 131 : Intérêt de l'implantation des rotules sur la fibre neutre en flexion

L'inconvénient principal d'une simple plaque est que pour conserver une bonne rigidité il est nécessaire d'augmenter l'épaisseur et donc la masse. En utilisant une plaque en aluminium, on peut réduire la masse mais la rigidité en est réduite d'autant. L'utilisation de matériaux composites est une bonne alternative, mais il faut prendre des précautions sur les résines utilisées car l'hygrométrie peut influencer de façon significative la stabilité dimensionnelle. Et le coût de réalisation peut devenir rapidement important.

Pour garder une bonne rigidité, tout en optimisant la masse de la structure, il est possible de les nervurer. Afin de limiter l'encombrement des plateformes, nous allons utiliser une zone où il n'y a pas de risque de collision pour pouvoir réaliser des nervures hautes et profiter ainsi d'un moment de flexion important.

Cette zone n'est pas traversée par un vérin de mesure ou un actionneur quelque soit la trajectoire de la plateforme. Elle est de forme pseudo-conique et dépend du volume de travail utile.

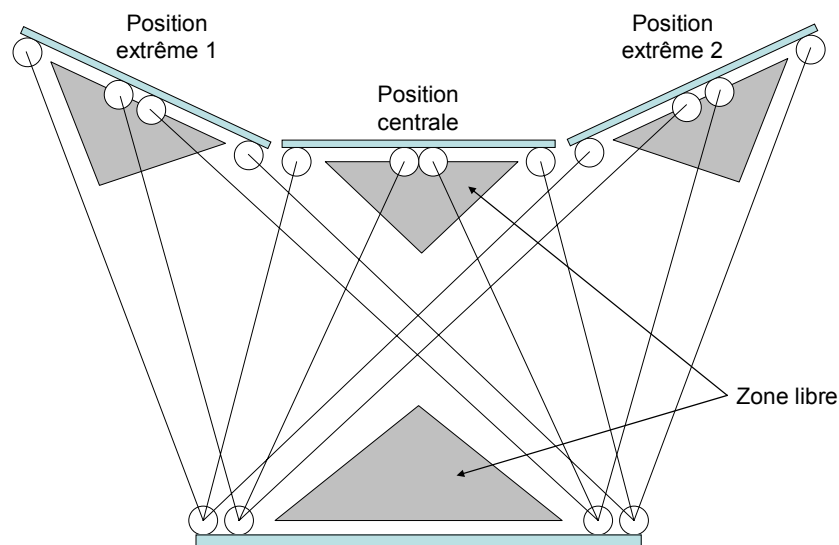


Figure 132 : Zone libre pour nervurer les plateformes en fonction du volume de mesure

Une autre solution peut aussi être mise en œuvre pour optimiser le rapport rigidité/masse, elle repose sur des structures classiques tubulaires. On peut envisager de simplifier au maximum la forme des plateformes pour ne conserver qu'une structure constituée de barre liées entre elles de façon rigide. Nous avons appliqué en partie cette idée sur le dispositif de mesure de trajectoire (Figure 130).

Il est possible de pousser le concept plus loin en liant les barres et les articulations par des liaisons isostatiques. Les barres sont reliées par des sphères afin de réaliser des rotules. On peut utiliser le principe de rotule aimantée présenté précédemment. Cette structure présente l'avantage d'être simple à transporter, à assembler. Son assemblage est de plus parfaitement répétable ce qui garantit la parfaite constance de la position relative des articulations du dispositif de mesure.

7. RESULTATS

Nous présentons ici les premiers résultats des différentes réalisations. Certains de ces dispositifs ont dus être livrés au client dans le respect des délais. Ils ont donc fait l'objet d'une campagne de caractérisation industrielle permettant de valider l'adéquation aux cahiers des charges. Nous n'avons donc pas été en mesure de caractériser plus finement leur comportement.

7.1. Dispositif de mesure pour la calibration des machines-outils

Actuellement, nous avons réalisé un premier montage mécanique de l'ensemble des vérins de mesure (Figure 133). Il reste quelques détails de mise au point sur certaines pièces pour réaliser des mesures de bonne qualité. Nous avons néanmoins monté l'ensemble sur une machine outil pour valider les algorithmes de calcul de la position à partir de huit informations de longueur.



Figure 133 : Première mise en œuvre du dispositif de calibration

Il reste en particulier à travailler sur la définition d'un plateau fixe ainsi que d'une équerre, à la fois rigide et suffisamment légère pour être manipulable. Ces éléments sont

indispensables pour envisager une mesure sur machine-outil. L'algorithme de calcul de la position à partir des huit longueurs est opérationnel, les outils de calibrations, basés sur le traitement d'une multitude de positions pour identifier les défauts géométriques d'une machine-outil, restent à valider par une mesure en condition réelle.

7.2. Dispositif de mesure de trajectoire

Concernant le dispositif de suivi de trajectoire de l'hexapode simulateur de houle qui a été livré au client (Figure 136), deux campagnes de caractérisation ont eu lieu. La première concerne la qualification individuelle de chaque seringue de mesure et la seconde une qualification du système complet par comparaison avec les mesures d'un laser tracker.

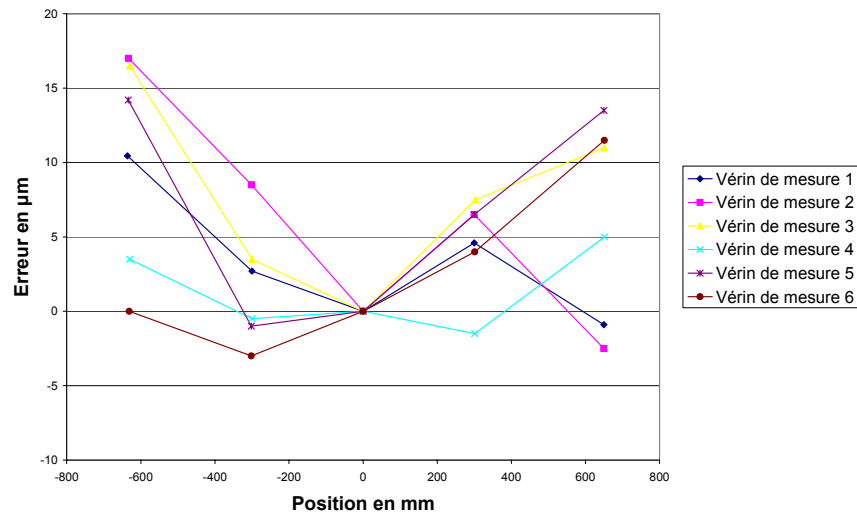


Figure 134 : Défaits de justesse des vérins de mesure

La mesure de la justesse individuelle des vérins de mesure sur le banc de mesure linéaire par interférométrie nous donne les résultats présentés sur la Figure 134.

Les courbes s'étalent de -630 mm à + 630 mm car la marque de référence de la règle est positionnée au milieu de la course de mesure. Ces courbes sont le résultat de la mesure de 2 allers-retours. L'erreur est de l'ordre de 20 µm, ce qui est tout à fait acceptable pour une course de mesure de plus de 1200 mm et pour des capteurs ayant une résolution de 5 µm.

Après l'installation du dispositif de mesure sur l'hexapode de simulation de mouvement, nous avons réalisé une campagne de mesure pour connaître la qualité de mesure de notre dispositif. Pour cela nous avons comparé la position du point central de la plateforme mobile, obtenue par l'intermédiaire d'un laser tracker, avec celle de notre dispositif de mesure pour plusieurs points de l'espace de travail. Ces résultats sont résumés sur la Figure 135.

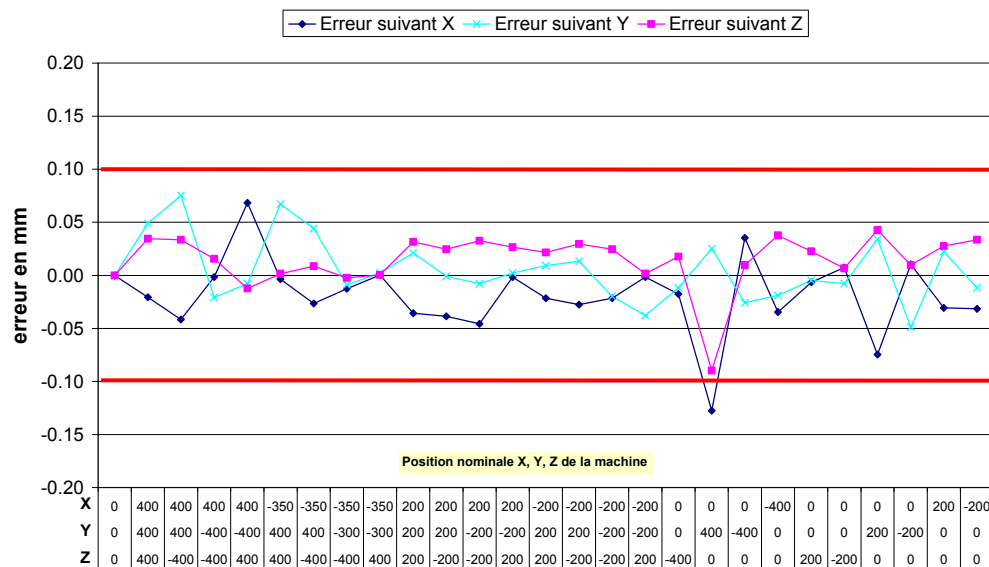


Figure 135 : Erreurs de mesure suivant les directions X, Y et Z

Pour chaque point, identifié au bas de la courbe par sa position dans l'espace de travail, on donne l'erreur de mesure suivant X, Y et Z qui correspond à l'écart entre la valeur fournie par notre dispositif et celle fournie par le laser tracker.

Notre dispositif de mesure permet donc une mesure de la position de la plateforme mobile de l'hexapode de simulation de mouvement avec une précision de l'ordre de ± 0.1 mm. Ce qui correspond au besoin du cahier des charges défini par notre client.



Figure 136 : Vues du dispositif de mesure implanté sur l'hexapode

7.3. Dispositif permettant la mesure de la stabilité de collage

Ce dispositif a également été livré au client, et des essais ont été réalisés pour déterminer la qualité de la mesure de la position. La précision demandée ne nous permettait pas d'utiliser le laser tracker comme référence, nous avons donc réalisé des mesures unidirectionnelles avec un laser interférométrique. Étant par conséquent limité à des trajectoires de mesures linéaires, nous avons réalisé des mesures de justesse suivant les trois directions X, Y et Z (Figure 137, Figure 138, Figure 139 et Figure 140).

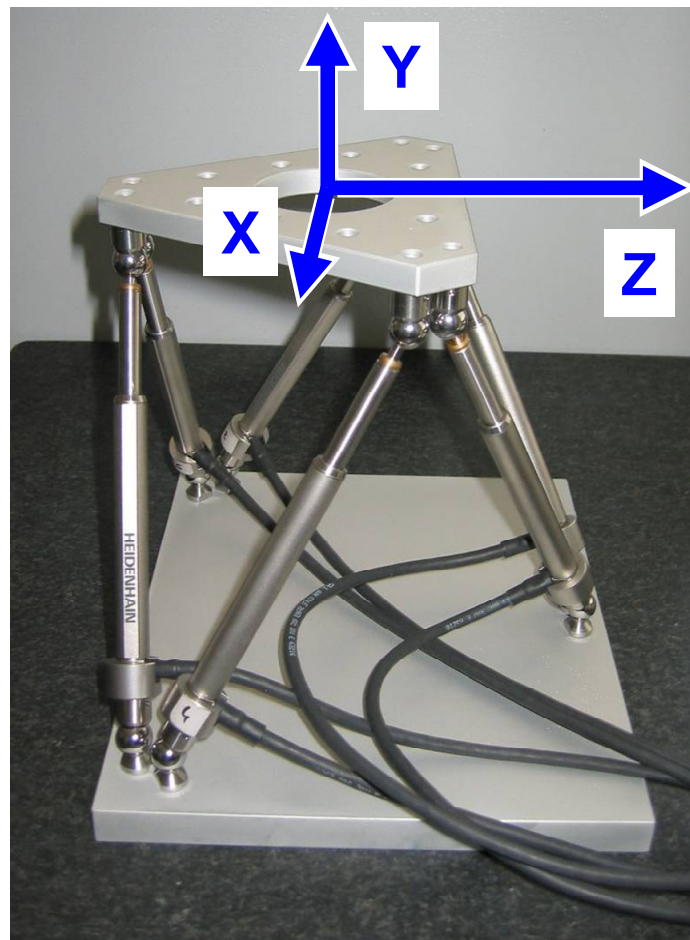


Figure 137 : Définition du référentiel de mesure

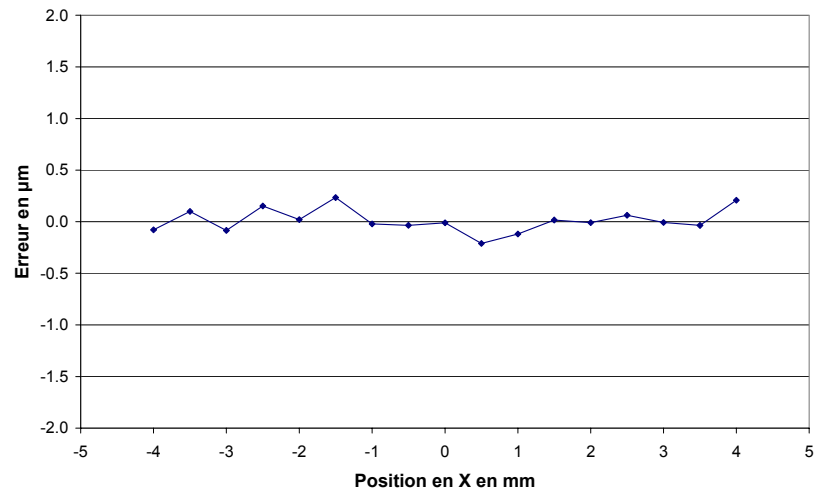


Figure 138 : Erreur de justesse lors d'un mouvement suivant l'axe X

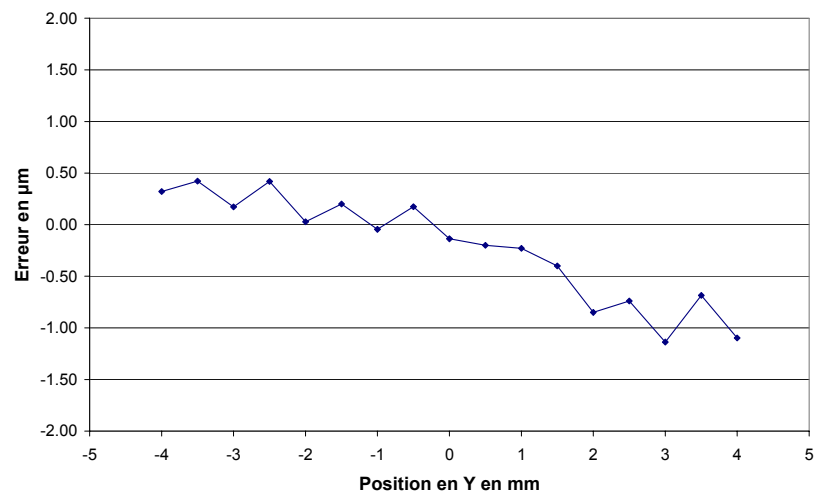


Figure 139 : Erreur de justesse lors d'un mouvement suivant l'axe Y

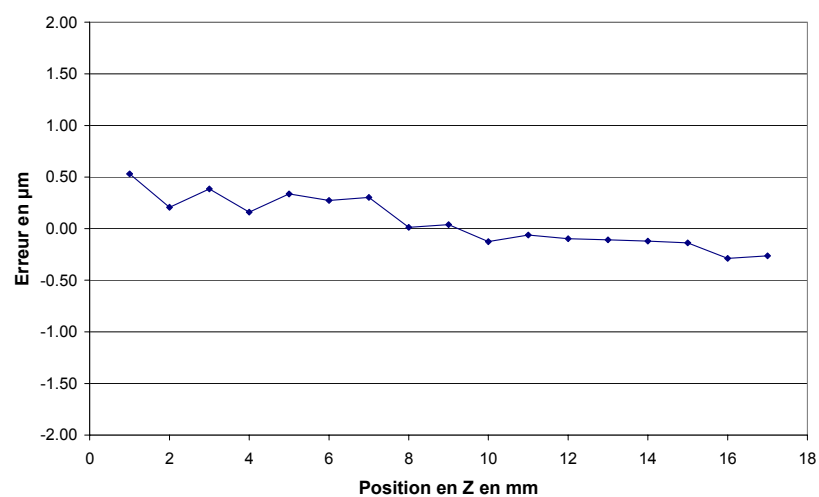


Figure 140 : Erreur de justesse lors d'un mouvement suivant l'axe Z

La justesse de mesure est bonne, pour les trois directions elle est de l'ordre de $\pm 1\mu\text{m}$. Ce qui correspond à la demande de notre client.

Nous avons réalisé des mesures de la justesse en rotation. Pour cela nous avons utilisé les optiques angulaires du laser interférométrique. Nous avons réalisé la justesse de rotation pour les trois axes X, Y et Z (Figure 141, Figure 142 et Figure 143).

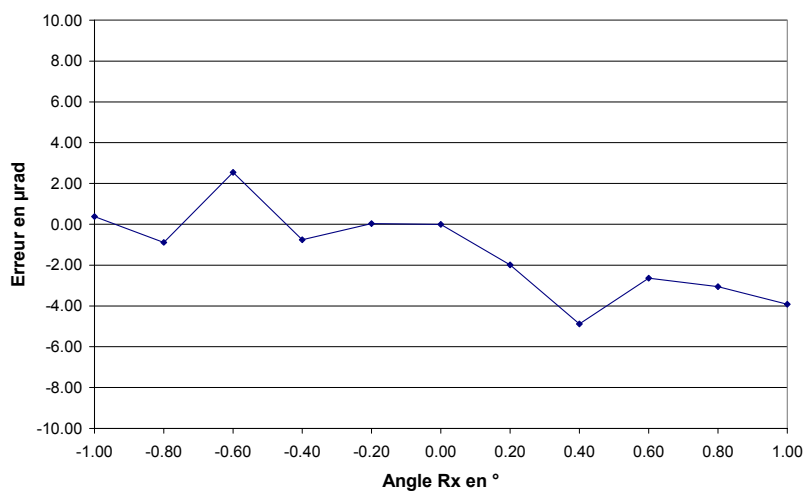


Figure 141 : Erreur de justesse en rotation autour de l'axe X

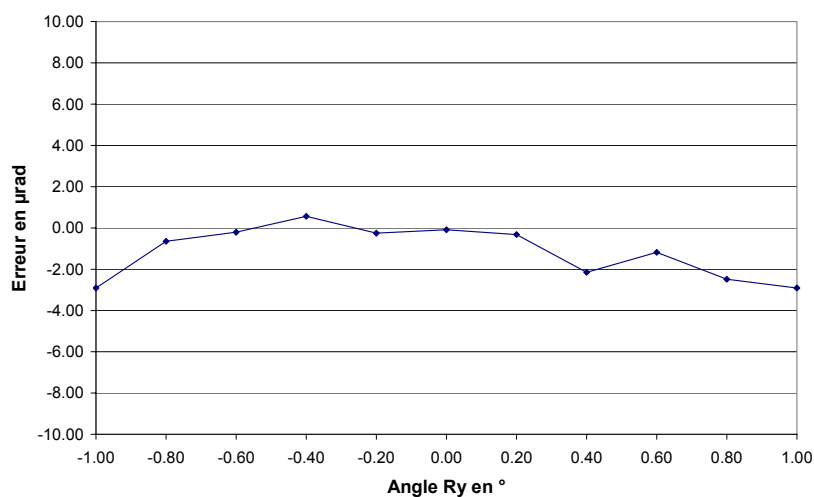


Figure 142 : Erreur de justesse en rotation autour de l'axe Y

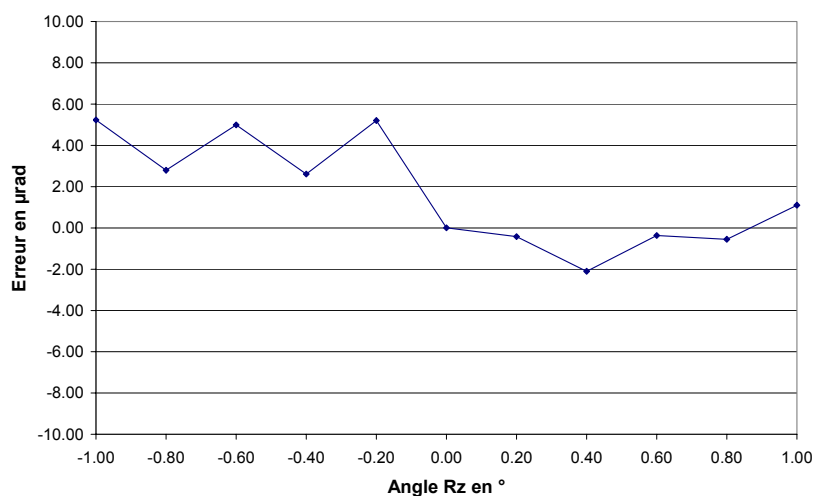


Figure 143 : Erreur de justesse en rotation autour de l'axe Z

On obtient une erreur de l'ordre de $\pm 5\mu\text{rad}$, ce qui est moins que les $\pm 10\mu\text{rad}$ du cahier des charges.

Les photos suivantes (Figure 144) présentent des vues du dispositif. Celle de gauche le présente monté seul. La photo centrale le montre fixé à l'hexapode qui permet le réglage du miroir. Et enfin la photo de droite présente un des capteurs utilisés pour mesurer la distance entre deux points des deux plateformes.

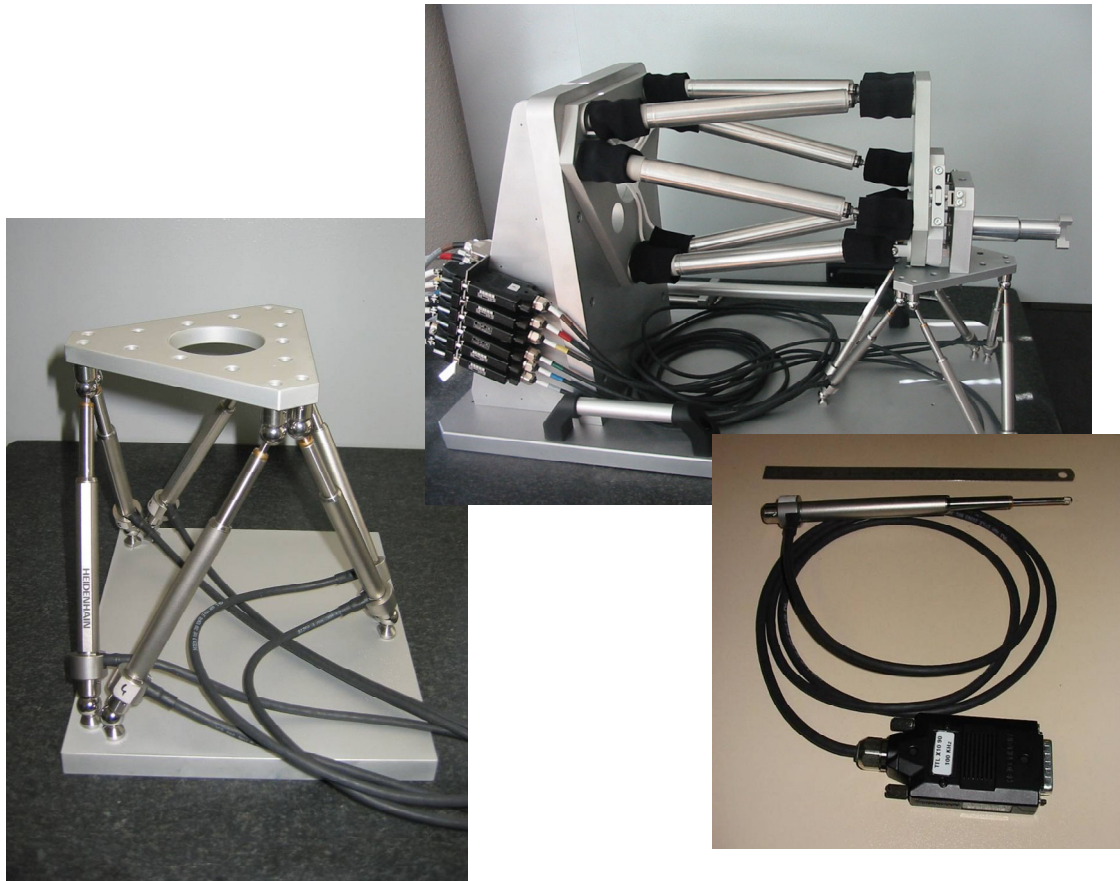


Figure 144 : Le dispositif de suivi de stabilité de collage

7.4. Dispositif de mesure pour la calibration à grande dynamique

Comme pour les autres vérins de mesure, nous avons validé sa justesse sur le banc de mesure linéaire du Laboratoire National de métrologie et d'Essais.

La justesse obtenue est de l'ordre de $\pm 5\mu\text{m}$ ce qui correspond en réalité à la résolution de notre dispositif de mesure qui est de $5\mu\text{m}$ (Figure 145). La courbe de justesse n'est donc pas significative quant à la forme du défaut de justesse. Pour la connaître, il faut réduire la résolution de mesure. Pour notre besoin cette justesse est largement suffisante et l'utilisation de cette résolution permet de garantir une mesure même à haute vitesse.

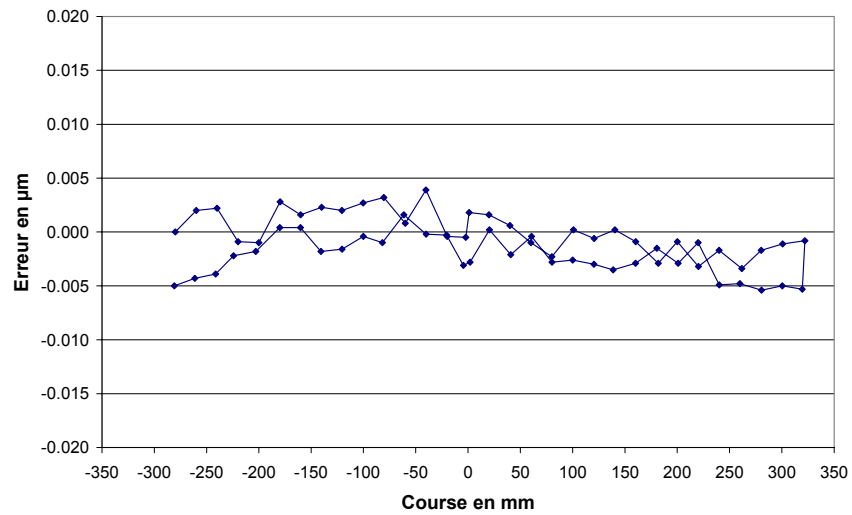


Figure 145 : Courbe de justesse du dispositif de mesure

Nous devons encore valider les capacités de mesure avec des mouvements à grande vitesse et forte accélération. Les photos, sur la Figure 146, présentent quelques vues du dispositif.



Figure 146 : Vues du dispositif de mesure à grande dynamique

8. CONCLUSION

Toutes ces réalisations sont la preuve de la capacité de notre système de mesure à déterminer avec une bonne précision les six composantes de positionnement d'un solide dans l'espace. Les résultats sont très convaincants en terme de précision et actuellement nous travaillons sur la sensibilité thermique des vérins de mesure. Pour cela nous allons tester la stabilisation en température ainsi que la dérive thermique due à des influences externes (manipulation, variation de température externe).

Sa simplicité conceptuelle permet de le décliner très rapidement pour d'autres applications. Il suffit de décliner la conception du vérin de mesure au besoin en introduisant plus ou moins de dissociation de la chaîne métrologique.

Concernant les caractéristiques dimensionnelles, une des premières modifications peut concerner la course de mesure. Ceci se fait en modifiant la longueur de certaines pièces.

Pour le dispositif dédié à la calibration des machines outils, nous sommes actuellement sur une phase de mise au point du vérin de mesure. La prochaine étape sera de réaliser des mesures en conditions réelles sur machine-outil afin de pouvoir juger de leur qualité. De plus, au cours de cette mesure, nous pourrons valider les concepts de traitement de l'ensemble des points de mesure pour déterminer la totalité des défauts géométriques d'une machine-outil.

Mais ce principe de mesure n'est pas seulement adaptable à la calibration des machines, comme nous l'avons montré il est aussi une solution à d'autres besoins. Nous travaillons actuellement sur d'autres projets où ce concept apporte une solution satisfaisante.

CONCLUSION GENERALE

L'axe conducteur de ce travail réside dans la maîtrise du positionnement relatif de deux solides. L'identification de la chaîne de solides assurant la qualité de ce positionnement permet d'appliquer une démarche rationnelle à son évaluation. Notre laboratoire a introduit, dans la réalisation de machine, le principe de spécialisation d'une "structure métrologique" indépendante des autres fonctions à réaliser dans la machine.

L'analyse des défauts en vue de leur modélisation et de leur codification, permet d'aboutir à une correction des effets des erreurs sur le positionnement. La mesure des défauts en vue de leur introduction dans une base de correction reste un travail souvent lourd et délicat.

Dans ce travail, nous avons introduit une analyse conceptuelle de la fonction des moyens de mesure existants, souvent spécialisés dans l'acquisition d'un seul type de défaut. La prévision des incertitudes liées à l'emploi de ces moyens découle de cette analyse. La caractérisation exhaustive d'une machine nécessite la mise en œuvre de nombreuses procédures avec plusieurs instruments.

Des moyens de mesure, permettant d'évaluer la position relative de l'outil par rapport à la pièce suivant une trajectoire donnée, faisant appel à une variation simultanée de plusieurs coordonnées de la machine, permettent de "globaliser" l'acquisition. On se trouve en présence d'un très grand nombre de données, surabondantes. Nous avons développé des méthodes de dépouillement permettant, à partir des données obtenues, l'identification des paramètres du modèle analytique des erreurs de la machine. Cette approche introduit deux apports fondamentaux : une grande rapidité dans l'acquisition automatique des données et la possibilité d'évaluer la cohérence des données obtenues.

Un travail a été introduit sur la méthode d'identification employée, en particulier la prévision de l'incertitude sur les paramètres identifiés en fonction de l'incertitude des données mesurées et de la stratégie d'emploi des moyens de mesure.

Les instruments classiques fournissent une information élémentaire, au mieux les trois coordonnées d'un point. Nous avons proposé et mis en œuvre l'exploitation d'instruments de mesure de longueurs implantés suivant une architecture parallèle ce qui permet d'accéder à l'acquisition simultanée des 6 paramètres de position d'un solide. La disposition d'un nombre d'instruments supérieur à 6 permet d'obtenir une surabondance de l'information conduisant à une surveillance permanente de l'état de l'instrument. L'exploitation de données surabondantes permet de bénéficier des avantages des structures hyperstatiques sans avoir à en supporter les inconvénients. De plus, cette surabondance permet de s'affranchir des positions singulières associées au principe des architectures parallèles.

La conception des instruments de mesure de longueurs a été déclinée sur plusieurs réalisations correspondant à des conditions de mise en œuvre différentes. Actuellement, nous sommes parvenus à une incertitude de l'ordre de $\pm 3\mu\text{m}$ sur une course de mesure de 600mm.

Nous avons utilisé certains de ces instruments pour constituer plusieurs dispositifs de mesure des 6 paramètres de position d'un solide adaptés à des besoins spécifiques. Pour un petit volume de travail, un cube de l'ordre de 20mm de côté, nous sommes parvenus à un niveau d'incertitude sur les translations de l'ordre de $\pm 1\mu\text{m}$ et sur les rotations de l'ordre de $\pm 5\mu\text{rad}$. Nous travaillons actuellement pour finaliser un dispositif qui permettra, dans un volume cubique de l'ordre de 600 mm de côté, d'obtenir une incertitude en translation de l'ordre de $\pm 3\mu\text{m}$. Ce dispositif a pour but de pouvoir mesurer l'ensemble des défauts géométriques d'une machine-outil.

Ce concept de mesure est très flexible car il peut utiliser un grand nombre de moyen de mesure pour déterminer au minimum six distances entre deux solides. Nous travaillons d'ailleurs sur d'autres déclinaisons, dont une solution qui présente un faible encombrement par rapport à sa course potentielle et qui permet d'obtenir des incertitudes de mesure faible grâce à l'utilisation d'interféromètres lasers.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [ABB02] **Y. Abbaszadeh-Mir, J.R.R. Mayer, G. Cloutier, C. Fortin**
"Theory and simulation for the identification of the link geometric errors for a five-axis machine tool using a telescoping magnetic ball-bar"
International Journal of Production Research ; Vol 40 n°18 ; pp. 4781-4797 ; 2002.
- [ARR99] **L. Arriba, E. Trapet, M. Bartscher, M. Franke, A. Balsamo, G. Costelli, S. Torre, F. Kitzsteiner, F. San Martin**
"Methods and Artifacts to calibrate large CMMs"
Proc. 1st International EUSPEN Conference ; Vol 2 ; pp. 391-394 ; 1999.
- [ASC06] **G. Asch et coll.**
"Les capteurs en instrumentation industrielle, 6^e édition"
DUNOD ; Paris ; 2006.
- [ATT99] **M.H. Attia, S. Fraser**
"A generalized modelling methodology for optimized realtime compensation of thermal deformation of machine tools and CMM structures"
International Journal of Machine Tools and Manufacture ; Vol 39 ; pp. 1001-1016 ; 1999.
- [BER03] **A. Bernard**
"Fabrication assistée par ordinateur"
Hermès Science Publication ; 2003.
- [BIR93] **K.P. Birch, M.J. Downs**
"An updated Edlen equation for the refractive index of Air"
Metrologia ; Vol 30 ; pp. 155-162 ; 1993.
- [BIR94] **K.P. Birch, M.J. Downs**
"Correction to the updated Edlen equation for the refractive index of Air"
Metrologia ; Vol 31 ; pp. 315-316 ; 1994.

- [BOU76] **P. Bourdet, A. Clement**
"Controlling a complex surface with a 3 axis measuring machine"
 Annals of the CIRP ; Vol 25/1 ; pp. 354-361 ; Janvier 1976.

- [BOW04] **G. Bowden**
"Stretched wire mechanics"
 Proceeding of the 8th International Workshop on Accelerator Alignment ;
 Genève ; eConf C04100411 ; 2004.

- [BRO88] **P.L. Broderick, R.J. Cirpa**
"A method for determining and correcting robot position and orientation errors due to manufacturing"
 Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design ; Vol 110 ;
 pp. 3-10 ; 1988.

- [BRY81] **J.B. Bryan, D.L. Carter**
"Design of a new error-corrected coordinate-measuring machine"
 Measurement Science Conference, Anaheim CA ; 1981.

- [CAE90] **J.L. Caenen, J.C. Angue**
"Identification of geometric and non geometric parameters of robots"
 IEEE International Conference on Robotics and Automation ; pp. 1032-1037 ;
 1990.

- [CHA94] **A. Chaib**
"Contribution à l'étude de la précision des robots. Application au type SCARA"
 Thèse de doctorat, Université Paris 6 ; 1994.

- [CHA06a] **H. Chanal, E. Duc, P. Ray**
"A study of the impact of machine tool structure on machining processes"
 International Journal of Machine Tools and Manufacture ; Vol 46 n°2 ; pp. 98-106 ; 2006.

- [CHA06b] **H. Chanal, M. Rauch, E. Duc, J.-Y. Hascoët, P. Ray**
"Identification géométrique des machines outils à structure parallèle : Proposition d'une méthode basée sur l'usinage d'une pièce"
 4e Assises Machines et Usinage Grande Vitesse, Aix-en-provence ; pp. 197-206 ; 2006.

- [CHE87] **J. Chen, L.M. Chao**
"Positionning error analysis for robot manipulators with all rotary joints"
 IEEE Journal of Robotics and Automation ; Vol RA-3 n°6 ; pp. 539-545 ;
 1987.

- [CLA91] **R. Clavel**
"Conception d'un robot parallèle rapide à 4 degrés de libertés"
 Thèse de doctorat ; EPFL ; Lausanne ; 1991.

- [COO90] **T. Coorevits**
"Contribution au développement des techniques d'autocalibrage appliquées aux Machines à Mesurer Tridimensionnelles"
Thèse de doctorat ; Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers ; Fév. 1990.
- [DAM96] **M. Damak**
"Théorie et instrumentation pour l'étalonnage statique des robots : Vers une programmation hors ligne industriellement plus efficace"
Thèse de doctorat ; Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers ; Juillet 1996.
- [DAV83] **J.M. David**
"Correction par logiciel des défauts de géométrie d'une machine à mesurer"
E.N.S.A.M. Lille, Rapport Interne S.E.R.A.M. , DS11339 ; 1983.
- [DAV86] **J.M. David**
"Introduction à la structure D.M.T."
Rapport interne E.N.S.A.M. Lille, Mars 1986.
- [DAV93a] **J.M. David**
"Le contrôle de géométrie des machines-outils, un passage obligé pour la qualité"
Séminaire E.N.S.A.M. de Cluny ; 1993.
- [DAV93b] **J.M. David, T. Coorevits**
"Les limites de la correction par logiciel des erreurs de géométrie des M.M.T. : Définition d'une architecture nouvelle de machine"
6ème Congrès International de métrologie ; 1993.
- [DAV01] **J.M. David, S. Leleu, G. Diolez, T. Roux**
"Evaluation de la géométrie des machines : présentation d'une méthode innovante"
10ème Congrès International de métrologie ; 2001.
- [DEN55] **J. Denavit, R.S. Hartenberg**
"A Kinematic notation for lower-pair mechanism based on matrices"
Journal of Applied Mechanism ; Vol 22 ; pp. 215-221 ; 1955.
- [DON83] **R.R. Donaldson, S.R. Patterson**
"Design and construction of large vertical axis diamond turning machine"
Proceedings of the SPIE - The International Society for Optical Engineering ; Vol 433 ; pp. 62-67 ; 1983.
- [DUC03] **S. Ducourtieux, F. Larssonier, S. Duhem, L. Lahousse, J. Salgado, J. David, G.P. Vailleau**
"Le programme de recherche et développement en nanométrie du BNM-LNE"
11th International metrology congress ; 2003.

- [DUE91] **G. Duelen, K. Schroer**
"Robot calibration - Method and results"
 Robotics & Computer-Integrated Manufacturing ; Vol 8 n°4 ; pp. 223-231 ; 1991.

- [EDL66] **B. Edlen**
"The refractive index of air"
 Metrologia ; Vol 2 n° 2 ; pp. 71-80 ;1966.

- [ERN98] **A. Ernst**
"Digital Linear and Angular Metrology"
 Verlag moderne industrie ; Lech ; 1998.

- [FOU80] **A. Fournier**
"Génération de mouvement en robotique, application des inverses généralisées et des pseudo-inverses"
 Thèse d'état, USTL Montpellier ; 1980.

- [GOU56] **V.E. Gough**
"Contribution to discussion of papers on research in automobile stability, control and tyre performance"
 Proceeding of Automotive Division Instrum. Eng. ; 1956.

- [HUS94] **D. Hüser, H. Schwenke, E. Trapet, F. Wäldele, U. Wiegand**
"Calibration of coordinate measuring machines based on ball plates"
 Proc. XIII IMEKO World Congress, Torino ; Vol 3 ; pp. 1646-1651 ; 1994.

- [KHA86] **W. Khalil, J.F. Kleinfinger**
"A new geometric notation for open and closed-loop robots"
 IEEE Robotics and Automation ; Vol 3 ; pp. 1174-1179 ; 1986.

- [KHA89] **W. Khalil, J.L. Caenen, Ch. Enguehard**
"Identification and calibration of the geometric parameters of robots"
 Proc. Int. Symp. on Experimental Robotics ; 1989.

- [KHA99] **W. Khalil, E. Dombre**
"Modélisation, identification et commande des robots"
 Hermès ; Paris ; 1999.

- [KOB04] **KOBA**
"KOBA reference masters"
 Catalogue des produits ; 2004.

- [HAY83] **S.A. Hayati**
"Robot arm geometric link parameter estimation"
 IEEE International Conference on Robotics and Automation ; pp. 1477-1483 ; 1983.

- [HEI01a] **HEIDENHAIN**
"Systèmes de mesure angulaire"
Documents HEIDENHAIN ; 2001.
- [HEI01b] **HEIDENHAIN**
"Systèmes de mesure linéaire à règle nue"
Documents HEIDENHAIN ; 2001.
- [HSU85] **T.W. Hsu, L.J. Everett**
"Identification of the kinematic parameters of a robot manipulator for positional accuracy improvement"
Computers in Engineering Conf. ; pp. 263-267 ; 1985.
- [LAH05] **L. Lahousse**
"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 Supérieure d'Arts et Métiers ; 2005.
- [LEL00] **S. Leleu**
"Contribution à l'évaluation des angles. Conception, réalisation et validation d'un plateau pivotant de très haute précision : Vers une nouvelle référence angulaire nationale"
Thèse de doctorat ; Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers ; 2000.
- [LEL03] **S. Leleu, J.M. David, G. Diolez, P. Martin**
"Evaluation of machine geometry : presentation of an innovative method with a Laser Tracker"
In "Recent Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering", Kluwer Academic Publishers ; editors : G. Gogu, D. Coutellier, P. Chedmail, P. Ray ; 2003.
- [LIP**] **G. Lipinski**
"Mesures dimensionnelles par interférométrie laser"
Techniques de l'ingénieur ; R 1320.
- [MEL97] **J.-P. Merlet**
"Les robots parallèles"
Hermès ; Paris ; 1997.
- [MIL99] **R.W. Mooring**
"The effect of joint axis misalignment on robot positioning accuracy"
Computers in Engineering Conf. and Exhibit. ; Vol 2 ; pp. 151-155 ; 1983.
- [MOO83] **R.W. Mooring**
"The effect of joint axis misalignment on robot positioning accuracy"
Computers in Engineering Conf. and Exhibit. ; Vol 2 ; pp. 151-155 ; 1983.

- [MOO01] **S.-K. Moon, Y.-M. Moon, S. Kota, R.G. Landers**
"Screw theory based metrology for design and error compensation of machine tools"
 Design Engineering Technical Conferences ; pp. 1-11 ; 2001.

- [NEU01] **K. Neumann (NEOS ROBOTICS AB)**
"System and method for controlling a robot"
 United States Patent US6301525 ; 10 septembre 2001.

- [OKA00] **A.C. Okafor, Y.M. Ertekin**
"Derivation of machine tool error models and error compensation procedure for three axes vertical machining center using rigid body kinematics"
 International Journal of Machine Tools and Manufacture ; Vol 40 ; pp. 1199-1213 ; 2000.

- [PEN55] **R. Penrose**
"A generalized inverse for matrices"
 Proc. Cambridge Phil. Soc ; Vol 51 ; pp. 406-413 ; 1955.

- [PRE92] **W.H. Press, S.A. Teukolsky, W.T. Vetterling, B.P. Flannery**
"Numerical recipes in C - The art of Scientific Computing 2nd Edition"
 Cambridge University Press ; 1992.

- [PUJ93] **P. Pujo**
"Robsilon : un outil de simulation pour appréhender et identifier des caractéristiques métrologiques sur les robots industriels polyarticulés"
 6ème Congrès International de Métrologie ; pp. 102-107 ; 1993.

- [PUJ94] **P. Pujo**
"Contribution à la définition d'une modélisation technologique des robots industriels"
 Thèse de doctorat, Université d'Aix Marseille III ; 1994.

- [RAH00] **M. Rhaman, J. Heikkala, K. Lappalainen**
"Modeling, measurement and error compensation of multi-axis machine tools. Part I: theory"
 International Journal of Machine Tools and Manufacture ; Vol 40 ; pp. 1535-1546 ; 2000.

- [RAM00a] **R. Ramesh, M.A. Mannan, A.N. Poo**
"Error compensation in machine tools-a review Part I: geometric, cutting-force induced and fixture-dependent errors"
 International Journal of Machine Tools and Manufacture ; Vol 40 ; pp. 1235-1256 ; 2000.

- [RAM00b] **R. Ramesh, M.A. Mannan, A.N. Poo**
"Error compensation in machine tools-a review Part II: thermal errors"
 International Journal of Machine Tools and Manufacture ; Vol 40 ; pp. 1257-1284 ; 2000.

- [REN05] **RENISHAW**
"Catalogue générale : Codeur rotatif RX10"
Documents RENISHAW ; 2005.
- [REN06] **RENISHAW**
"Codeurs linéaires optiques" et "Codeurs interférométriques à laser"
Documents RENISHAW ; 2006.
- [RIO87] **J. Riout**
"Capteurs industriels : technologie et méthodes de choix 3C16"
CETIM ; Paris ; 1987.
- [SCH01] **H. Schwenke F. Härtig K. Wendt, F. Wäldele**
"Future challenges in co-ordinate metrology : Adressing metrological problems for very small and very large parts"
Proc. IDW Workshop ; Knoxville ; 2001.
- [SHE71] **P.N. Sheth, J.J. Uicker**
"A generalized symbolic notation for mechanisms"
Journal of Engineering for Industry ; Vol 93 ; pp. 102-112 ; 1971.
- [SHE99] **P. Sheldon**
"Six-axis metrology sensor device"
United States Patent US5870834 ; 16 février 1999.
- [SIE05] **SIEMENS**
"Volumetric Error Compensation with Sinumerik 840D"
5th Aerospace Automation Consortium, SME Dearborn ; 2005.
- [SLO92] **A.H. Slocum**
"Precision machine design"
Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey ; 1992.
- [STO86] **H.W. Stone, A.C. Sanderson, C.P. Neuman**
"Arm signature identification"
IEEE International Conference on Robotics and Automation ; pp. 41-48 ; 1986.
- [STO87] **H.W. Stone, A.C. Sanderson**
"A prototype arm signature identification system"
IEEE International Conference on Robotics and Automation ; pp. 175-182 ; 1987.
- [VEI86] **W.K. Veitschegger, C.-H. Wu**
"Error Robot accuracy analysis based on kinematics"
IEEE Journal of Robotics and Automation ; Vol RA-2 n°3 ; pp. 171-179 ; 1986.

- [VIS96] **P. Visser**
"Improve the accuracy of parallel robot"
 Thèse de doctorat ; Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne ; Lausanne ; 1996.

- [WEC95] **M. Weck, P. McKeown, R. Bonse**
"Reduction and compensation of thermal errors in machine tools"
 Annals of the CIRP ; Vol 44 ; pp. 589-598 ; 1995.

- [WEN01] **K. Wendt, H. Schwenke, F. Wäldele, M. Krawczyk, K. Kniel**
"Error mapping of large CMMs by sequential multi-lateration using a laser tracker"
 Proc EUSPEN 2001 ; 2001.

- [WHI86] **D.W. Whitney, C.A. Lozinski, J.M. Rourke**
"Industrial robot forward calibration method and results"
 Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control ; Vol 108 ; pp. 1-8 ; 1986.

- [YON03] **L. Yongbing Z. Guoxiong, L. Zhen**
"An improved cat's-eye retroreflector used in a laser tracking interferometer system"
 Measurement Science and Technology ; Vol 14 n°6 ; pp. 36-40 ; 2003.

- [ZHA91] **G.X. Zhang, Y.F. Zang**
"A method for machine geometry calibration using 1-D ball array"
 Annals of the CIRP ; Vol 40 n°1 ; pp. 519-522 ; 1991.

- [ZIE94] **J. Ziegert, C.D. Mize**
"Laser ball bar : A new instrument for machine tool metrology"
 Precision Engineering ; Vol 16 (4) ; pp. 259-267 ; 1994.

ANNEXES

ANNEXE I : LES LIAISONS

Dans cette annexe, nous proposons de décrire les concepts et les notions qui permettent d'analyser les choix technologiques dans la réalisation des liaisons de machines. Nous avons choisi de nous appuyer sur l'exemple d'une liaison en translation.

1. DEFINITIONS

La fonction principale d'une liaison est de réaliser un mouvement relatif entre deux solides. Ce mouvement dépend du ou des degrés de mobilité de la liaison.

En analysant la constitution interne d'une liaison entre deux solides, on peut l'assimiler à une structure de type parallèle. En effet, une multitude de chaînes en parallèle réalisent la jonction entre les deux solides.

Pour une liaison réalisée de manière isostatique, le nombre de chaînes doit être strictement égal à 6 moins le nombre de mobilité de la liaison. Par exemple, pour une glissière isostatique (Figure 16), on a besoin de 5 appuis ponctuels en parallèle. La disposition de ces appuis ponctuels est importante. Si deux appuis bloquent le même degré de liberté la liaison aura alors un degré de mouvement supplémentaire, ce qui correspond à une configuration singulière.

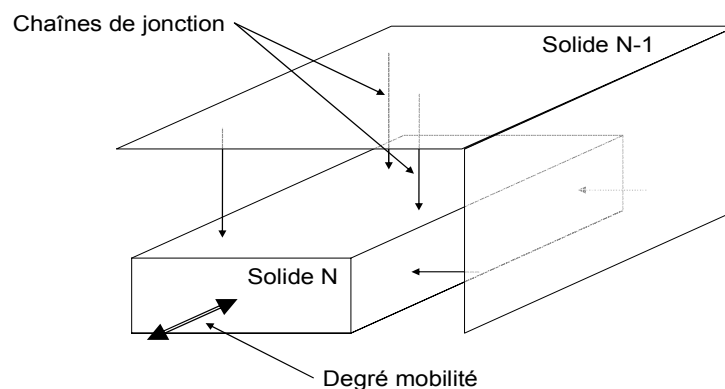


Figure 147 : Une liaison est une structure parallèle !

La notion d'isostatisme est toute relative. En effet, en théorie des mécanismes, il est nécessaire d'avoir des appuis ponctuels : une liaison avec un point de contact donc de surface nulle. La réalisation physique de ce contact est impossible car la contrainte au contact serait infinie. La conception mécanique nécessite donc d'utiliser des surfaces les plus réduites possible pour être le plus proche d'un isostatisme pur. Cependant nous sommes toujours en présence d'un hyperstatisme, mais il peut être qualifié d'hyperstatisme « faible ».

Lors de la conception d'une machine précise, il est important de choisir la technologie des liaisons adaptée aux besoins. Les différentes caractéristiques d'une liaison, qui seront des critères de choix, sont de plusieurs natures.

- ✓ Qualité du positionnement
 - Répétabilité
 - Hystérésis
 - Défauts de positionnement géométriques
- ✓ Coût
- ✓ Ne pas engendrer de déformation au niveau des solides adjacents
- ✓ Efforts transmissibles
- ✓ Bilatéralité de la liaison
- ✓ Raideur : déformation de la liaison en fonction de l'effort transmis
- ✓ Usure
- ✓ Maintenabilité...

2. LIAISON ISOSTATIQUE

Dans le but de réaliser une liaison pour une machine de précision, la première idée consiste à retenir une liaison isostatique qui apporte les avantages suivants :

- ✓ Répétabilité : pour cette liaison, les équations de la statique aboutissent à une solution unique donc cette liaison possède une seule position d'équilibre. Cette propriété est très utilisée pour réaliser un repositionnement unique, par exemple pour les palpeurs de machine à mesurer tridimensionnelle. La liaison de Boys et la liaison de Kelvin sont des exemples bien connus de liaisons encastrement isostatiques.
- ✓ Pas de transmission de défauts : cette liaison ne transmet pas les déformations entre deux solides adjacents. Les déformations subies par un solide ne créent pas d'effort dans une liaison isostatique, seule la direction des efforts peut changer. Donc le solide adjacent ne subit pas les efforts dus à la déformation de son voisin.
- ✓ Les seuls efforts dans la liaison correspondent aux efforts à transmettre. Il n'y a pas de contraintes internes à la liaison. Les frottements sont par conséquent très limités.

Pour réaliser une telle liaison, il faut autant de points de contact que de degrés de liberté à immobiliser. Il existe toutefois des conditions de positionnement de ces points de contact afin que la liaison soit correcte. Par exemple, une glissière isostatique peut être réalisée par 3 appuis ponctuels qui forment un plan et 2 appuis ponctuels qui forment un axe parallèle au plan et qui représente l'axe de la glissière (Figure 16). Une autre solution se rapprochant du vé et plat des glissières de machine est présentée ci-dessous (Figure 148).

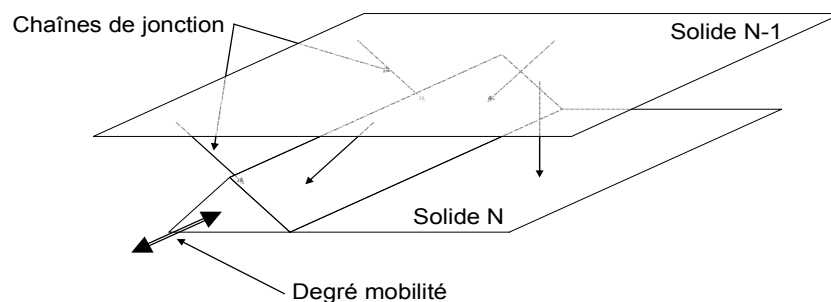


Figure 148 : Exemple de glissière isostatique

Toutefois, la réalisation technologique d'une liaison isostatique introduit de nombreuses limites :

- ✓ Afin de limiter les pressions de contact au niveau des appuis ponctuels, les efforts transmissibles par la liaison sont faibles.
- ✓ Les contacts ne sont pas bilatéraux, les efforts ne peuvent donc être transmis que dans un seul sens. Si la direction de l'effort s'inverse, la liaison se désolidarise.
- ✓ La précision de mouvement est très sensible à la qualité des surfaces de guidage. En effet, si les surfaces de contacts possèdent des défauts locaux sur les trajectoires des appuis ponctuels, la position relative des référentiels en subira directement les effets.

Pour des machines de mesure, mettant en œuvre de faibles efforts de travail, ces limites peuvent être contournées en augmentant localement la surface de contact par l'utilisation de patins aérostatiques. Afin de garder le caractère isostatique de la liaison, ils sont montés sur rotule (Figure 149). En effet, un appui plan en combinaison avec une rotule équivaut à un appui ponctuel. Cette solution, en augmentant la surface de contact, permet d'augmenter les efforts transmissibles. Elle permet également de filtrer les défauts locaux des surfaces de guidage. Ces gains ne se font pas au détriment de l'isostatisme qui est conservé.

Les principales limites de ce type de liaison sont les suivantes :

- ✓ L'utilisation d'un nombre limité de contacts ponctuels liés au respect de l'isostatisme rend difficile l'obtention d'une symétrie des raideurs, la symétrie de conception et de chargement étant pratiquement impossible à obtenir.
- ✓ Au sens de la théorie des mécanismes, les contacts sont bilatéraux. En pratique ce n'est pas le cas, le maintien du contact est très souvent assuré par la gravité, ce qui peut rendre la structure instable. Une solution pour assurer la bilatéralité est de créer des générateurs d'effort à faible raideur, cette solution est présentée par la suite.
- ✓ La présence d'un film d'air, lors de l'utilisation des patins, diminue la raideur de la liaison.

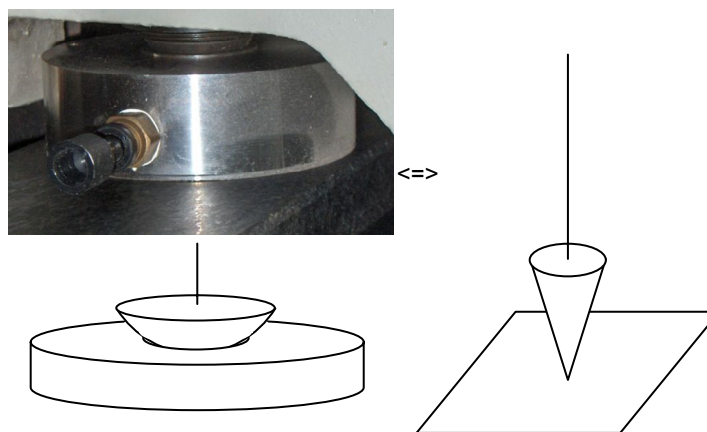


Figure 149 : Équivalence appui plan avec rotule et contact ponctuel

3. LIAISON HYPERSTATIQUE

Pour augmenter la stabilité et rendre symétriques les raideurs de la liaison, il est souvent nécessaire de conserver la notion d'augmentation de surface, mais en abandonnant la notion d'isostatisme. L'augmentation de surface peut être réalisée localement autour des appuis de la liaison isostatique, afin de limiter l'introduction de l'hyperstatisme et des contraintes de

compatibilité associées. Si on reprend la glissière isostatique à $4 + 1$ contacts, en augmentant les surfaces de contact on aboutit à une glissière vé et plat que l'on rencontre très souvent sur les machines de précision (Figure 150).

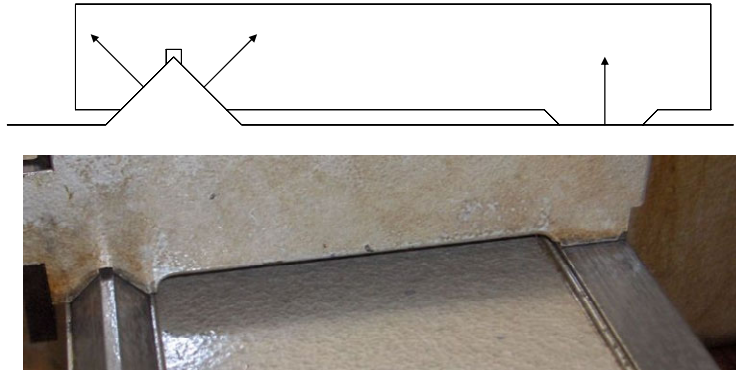


Figure 150 : Glissière vé et plat

Cette liaison est devenue hyperstatique, son fonctionnement nécessite des conditions géométriques de positionnement relatif des surfaces de chaque solide afin de garantir le fonctionnement de la liaison. Ces conditions doivent garantir que les surfaces de contact soient coïncidentes et qu'elles soient décrites par un faisceau de droites parallèles à la direction du mouvement.

Les avantages de ce type de liaison :

- ✓ Les efforts transmissibles peuvent être plus importants.
- ✓ La grande surface de contact permet de filtrer les défauts locaux par un effet de moyenne. La position d'une surface par rapport à l'autre correspond à la moyenne de l'ensemble des points de contact.

Mais un problème technologique difficile apparaît et nécessite une attention toute particulière. L'augmentation des surfaces de contact impose une compatibilité des matériaux pour limiter les phénomènes de frottement, d'usure, voire de grippage. Pour cela, il est d'abord nécessaire de choisir la nature des matériaux en contact en fonction des contraintes, et bien souvent l'introduction d'un troisième corps entre les surfaces de contact permet d'améliorer le fonctionnement. Il peut être de nature différente :

- ✓ Lubrifiant : de la graisse ou de l'huile sont introduites pour diminuer le coefficient de frottement entre les deux surfaces en contact.
- ✓ Surface de contact dédiée : une bande de frottement spécifique est ajoutée permettant de limiter les frottements, par exemple du bronze ou de la turcite.
- ✓ Film fluide : les deux surfaces de contacts sont séparées par un « fluide » intermédiaire qui peut être de l'air (aéro) ou de l'huile (hydro). Le maintien de cette couche est réalisé par les pièces en mouvement (dynamique) ou par une injection sous pression (statique). La suppression du frottement sec permet de réaliser un filtrage optimal des défauts car l'intégration est faite sur l'ensemble de la surface et non sur des zones localisées. L'air étant compressible, un film aérostatique ou aérodynamique présente une faible raideur. Par contre un film d'huile présente une meilleure raideur grâce à l'incompressibilité de l'huile. L'introduction d'un film fluide permet d'avoir un bon amortissement, mais il faut veiller, par une conception soignée, à ne pas introduire d'instabilité causée par des phénomènes vibratoires autoentretenus.

- ✓ Ajout d'éléments roulants : des billes ou des rouleaux sont placés entre les deux surfaces et grâce à leur rotation propre les frottements sont très réduits par rapport à des surfaces en contact. Mais la surface de contact est maintenant réduite à la zone de contact de l'ensemble des éléments roulants. Le phénomène de filtrage étant fonction de la surface de contact, il est moins efficace. De plus la répétabilité de positionnement n'existe pas à l'échelle du défaut de forme des éléments roulants car leur repositionnement ne peut être garanti. Ces remarques concernent principalement les machines de très haute précision où ces phénomènes ne sont plus négligeables. Mais pour des précisions « standard », si la conception respecte certains principes, en limitant les déformations locales des pistes de guidage, en appliquant une précontrainte pour limiter le jeu, ces liaisons sont parfaitement adaptées.

Les liaisons à film dynamique présentent aussi un inconvénient majeur lors de l'absence de mouvement. Le film disparaît et les deux surfaces sont alors en contact direct, ce qui réduit l'amortissement de la machine. Ce phénomène existe aussi pour des liaisons avec lubrifiant, l'absence de mouvement pouvant faire disparaître le film de lubrifiant et son effet amortissant. Donc pour augmenter l'amortissement d'une glissière, il est intéressant de multiplier les surfaces de contact car les défauts résiduels dus aux tolérances géométriques de construction permettent de ne pas faire disparaître ce film amortissant en absence de mouvement. De plus, l'utilisation d'une liaison parfaitement symétrique permet d'homogénéiser la raideur.

Une évolution possible pour la liaison glissière précédente en V et plat consiste en une glissière en double V (Figure 151).

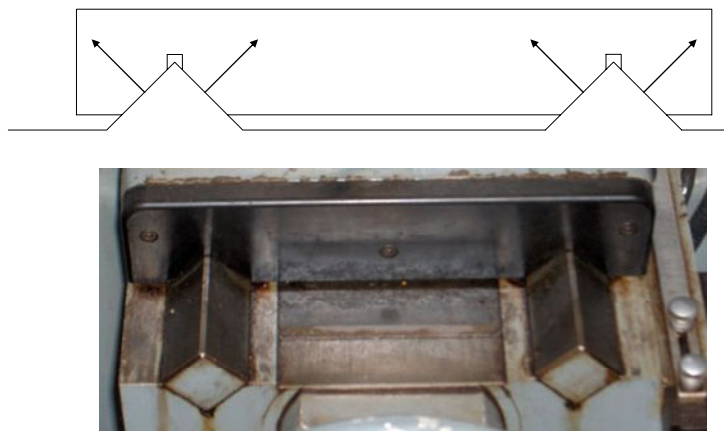


Figure 151 : Glissière en double V

Jusqu'ici, les liaisons obtenues ne sont pas bilatérales, elles ne peuvent donc transmettre des efforts que dans une direction. Ce sont les efforts de gravité des chariots qui maintiennent les surfaces en contact. Ce type de liaisons est surtout utilisé dans des machines où les efforts de travail sont faibles et avec une orientation favorable vis à vis de la verticale terrestre.

Dans les autres cas, il est nécessaire de prévoir des liaisons qui assurent leur fonction de guidage quelque soit la direction des efforts à transmettre. Pour obtenir la bilatéralité des contacts, la solution la plus courante consiste à ajouter des surfaces en opposition aux surfaces de guidage (Figure 152). L'ajout de nouvelles surfaces dans la liaison augmente fortement son degré d'hyperstatisme. Ainsi de nouvelles contraintes de compatibilité apparaissent entre les surfaces en opposition et les surfaces de guidage pour que la liaison reste fonctionnelle. La

coïncidence parfaite entre les surfaces de guidage et les surfaces en opposition ne pouvant être obtenue, deux solutions s'offrent au concepteur :

- ✓ Soit l'assemblage des surfaces se fait avec un jeu fonctionnel. Au cours du fonctionnement, et principalement en fonction des efforts à transmettre, les surfaces qui imposent la position du chariot peuvent être soit les surfaces de guidage, soit les surfaces en opposition. Ainsi, la position du chariot ne peut pas être garantie en dessous de la valeur du jeu fonctionnel.
- ✓ Soit l'assemblage se fait avec serrage. Un effort interne est donc introduit dans la liaison. La raideur des éléments constitutifs de la liaison étant souvent grande, il est difficile de maîtriser la valeur de l'effort interne aussi bien au montage que durant le fonctionnement. Afin de garantir l'absence de jeux, cet effort peut être important ce qui fait croître les frottements et par conséquent l'hystérésis. Dans ce cas, il n'y a pas de distinction non plus entre surface de guidage et maintien de la liaison. Les deux familles de surfaces jouent les deux rôles en même temps et de manière équilibrée en l'absence d'effort extérieur.

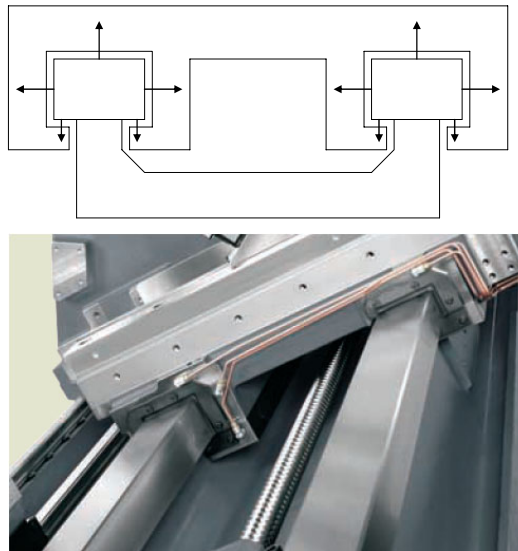


Figure 152 : Guidage bilatéral

Le principal inconvénient d'une liaison hyperstatique est donc la présence des efforts internes, nécessaires à l'absence de jeu mais difficiles à maîtriser. De plus, il n'y a pas de distinction entre les surfaces de guidage et les surfaces de maintien de contact ce qui augmente le besoin de qualité de réalisation et nuit à la répétabilité du positionnement. L'idée suivante est donc de limiter l'effort interne à la liaison tout en spécialisant les surfaces par l'introduction d'un hyperstatisme contrôlé.

4. LIAISON A HYPERSTATISME CONTROLE

Nous proposons de repartir de la liaison en translation de la Figure 16, réalisée par 5 appuis ponctuels disposés suivant un plan et une droite. Cette liaison est isostatique mais ne peut transmettre des efforts que dans un sens. Pour rendre la liaison bilatérale, d'autres appuis vont être introduits avec, comme fonction, le maintien de contact des 5 appuis initiaux (Figure 153). Afin de maîtriser les efforts internes de la liaison, ces nouveaux appuis n'ont pas une position imposée mais sont des générateurs d'efforts. En pratique, ces appuis de maintien sont réalisés par des appuis classiques, mis en série avec des ressorts de faible raideur pour ne pas introduire de variation d'effort par rapport à leur réglage de montage. Le nombre d'appuis

ainsi introduits n'est pas nécessairement égal au nombre d'appuis de guidage. Par exemple, un appui de maintien au droit du barycentre des 3 appuis du plan et un second au droit du barycentre des deux autres appuis pourraient être suffisants. Le choix est à faire en fonction des conditions d'équilibre de la liaison et des efforts extérieurs.

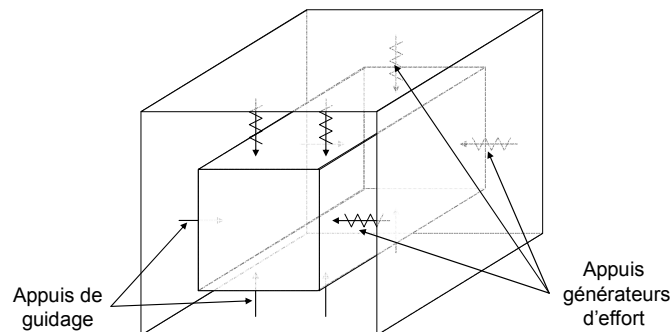


Figure 153 : Hyperstatisme contrôlé

Une liaison utilisant l'hyperstatisme contrôlé est de fait moins rigide qu'une liaison utilisant l'hyperstatisme classique, mais a l'avantage de limiter les efforts internes et donc les frottements dans la liaison, tout en permettant de parfaitement identifier la fonctionnalité des surfaces. La liaison garde donc des directions privilégiées dans lesquelles elle présente une meilleure raideur et des efforts transmissibles plus importants. Le concepteur veillera à les placer de façon cohérente avec les efforts de travail de la machine et les forces de pesanteur (Figure 154).

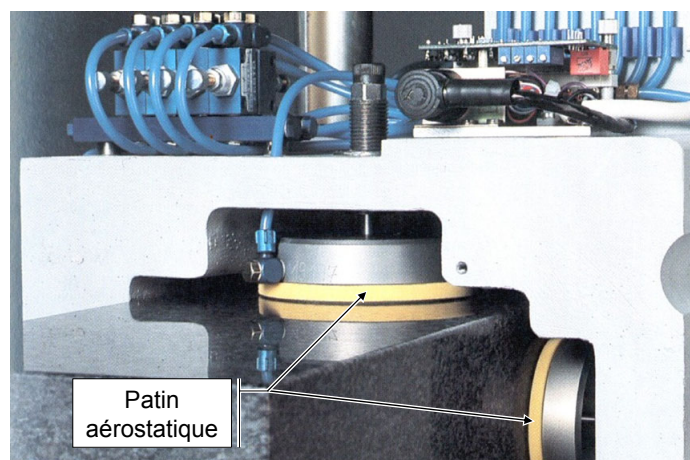


Figure 154 : Exemple de liaison à hyperstatisme contrôlé, guidage X d'une MMT

Le choix de la technologie de la liaison dépend principalement d'un compromis entre plusieurs contraintes, dont voici les principales :

- ✓ la précision recherchée
- ✓ la rigidité attendue
- ✓ la bilatéralité
- ✓ les efforts à transmettre
- ✓ le coût de réalisation

Pour illustrer ce compromis, intéressons nous à des cas concrets de réalisations industrielles.

Pour une machine à mesurer tridimensionnelle la précision passe par les liaisons, donc il est important qu'elles soient très répétables et sans frottement pour limiter les efforts. Pour cela, des patins aérostatiques sont utilisés afin de limiter les frottements et ceux-ci sont montés de façon à rendre la liaison isostatique ou avec un hyperstatisme contrôlé en fonction du besoin de bilatéralité.

Les machines outils « classiques » utilisent principalement des liaisons hyperstatiques afin d'avoir une grande rigidité et pouvoir transmettre des efforts importants. Le choix de l'utilisation des bandes de glissement ou des éléments roulants dépend principalement de la vitesse de mouvement et du coût.

Pour des machines d'usinage de haute précision, il est courant d'utiliser des paliers hydrostatiques qui garantissent une grande raideur et une bonne capacité de filtrage des défauts. La Figure 155 présente un tour de haute précision dont la glissière X utilise un palier hydrostatique.

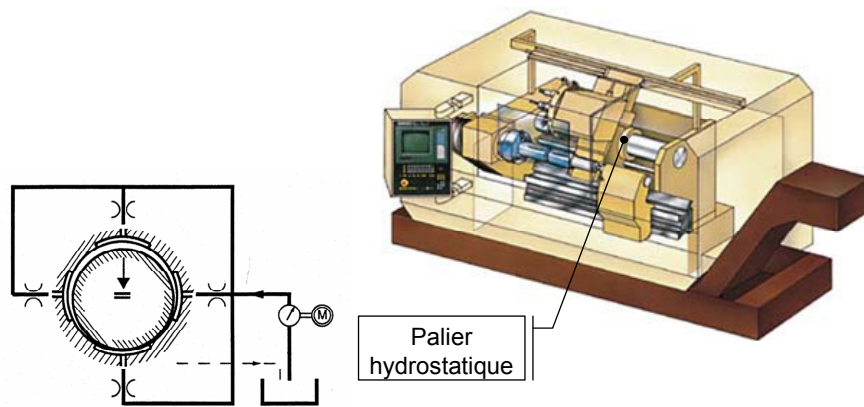


Figure 155 : Exemple d'utilisation du palier hydrostatique

Nous venons de décrire la chaîne cinématique de la machine qui est constituée par l'association en série ou en parallèle de solides et de liaisons et permet de déplacer le référentiel lié à l'outil par rapport au référentiel lié à la pièce. Dans le cas de machines à commande numérique ou de machines de mesure, il est nécessaire de connaître l'information caractérisant la position relative de l'outil par rapport à la pièce pour réaliser l'asservissement en position ou tout simplement obtenir l'information de mesure. Les éléments, qui permettent cette fonction de mesure, constituent la chaîne métrologique.

ANNEXE II : EXEMPLES DE RECONSTRUCTION VIRTUELLE

1. EXEMPLE DE RECONSTRUCTION D'UNE MACHINE 5 AXES

Notre premier exemple sera une machine couramment utilisée : une fraiseuse 5 axes. Pour une fraiseuse cartésienne 3 axes, il suffira de supprimer la définition des deux axes rotatifs.

Nous partirons de la pièce pour réaliser notre identification.

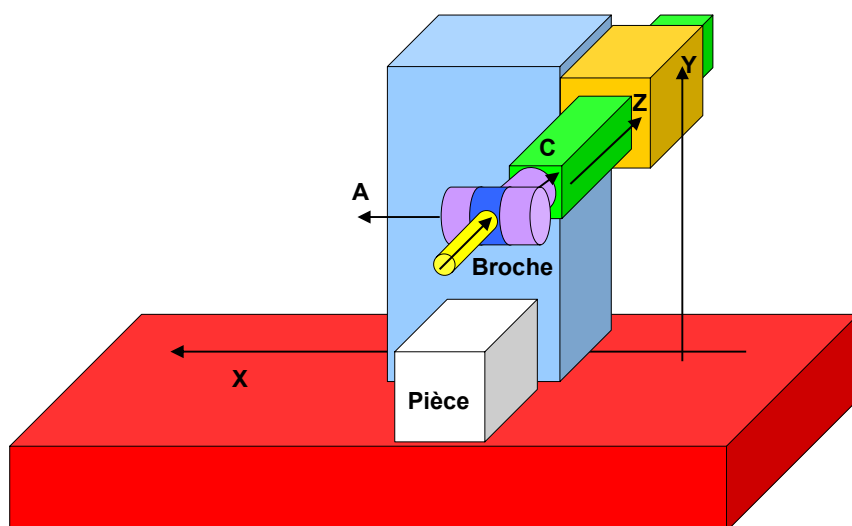


Figure 156 : Machine 5 axes classique

Assemblage de l'axe X :

Le premier axe à monter sur la machine est donc l'axe X. Il est constitué d'une glissière de direction longitudinale et il est défini par 2 paramètres angulaires R_y et R_z .

A ce stade aucune origine n'existe, donc ces deux paramètres vont créer les premières origines angulaires. Tout est résumé dans le tableau ci-dessous :

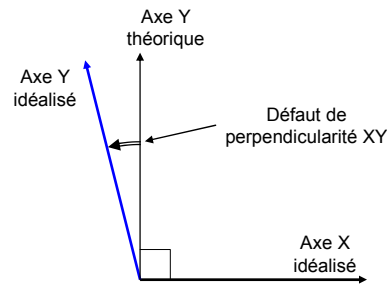
Nom	X		
Type	Glissière		
Nombre de paramètres	2	Angulaire	R_y, R_z
		Position	/
Origines créées	2	Angulaire	R_y, R_z
		Position	/
Paramètres à mesurer	0	Angulaire	/
		Position	/

Pour alléger la lecture, ces tableaux ne seront plus présentés individuellement, seul un tableau résumé, contenant tous les axes de la machine, sera présenté (Tableau 1).

Assemblage de l'axe Y :

Dans l'ordre d'assemblage vient ensuite l'axe Y constitué d'une glissière de direction verticale. Il définit 2 paramètres angulaires Rx et Rz.

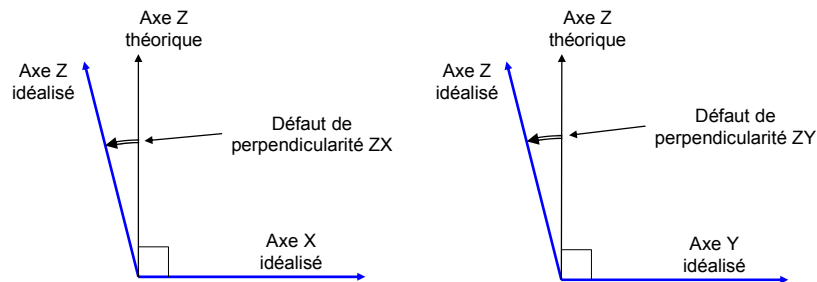
L'origine angulaire Rz existe déjà, donc le paramètre angulaire Rz correspond à un paramètre à mesurer, ici c'est le défaut de perpendicularité entre X et Y. Par contre le paramètre angulaire Rx définit la dernière origine angulaire.



Assemblage de l'axe Z :

Ensuite il faut assembler l'axe Z constitué d'une glissière de direction transversale. Il définit 2 paramètres angulaires Rx et Ry.

Comme toutes les origines angulaires sont créées, ces 2 paramètres sont à mesurer. Rx correspond au défaut de perpendicularité entre Y et Z et Ry au défaut de perpendicularité entre X et Z.



A ce stade, nous avons construit une machine 3 axes classique. Il est intéressant de noter que seules les origines angulaires sont créées, ne définissant ainsi que les 3 champs de translation perpendiculaires. Il n'existe pas encore de point particulier pouvant correspondre à une origine. Le montage de la broche et de l'outil permettra dans ce cas de créer cette origine.

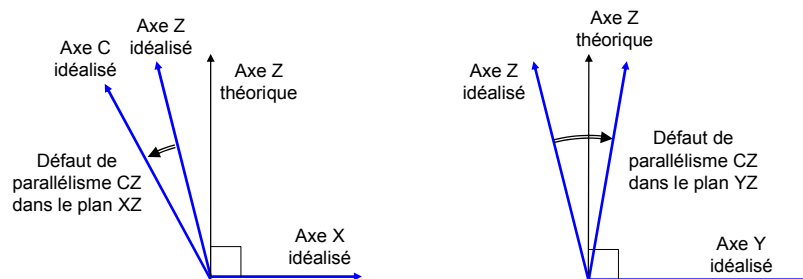
Pour la machine 5 axes, ce sont les axes rotatifs qui créeront cette origine.

Assemblage de l'axe C :

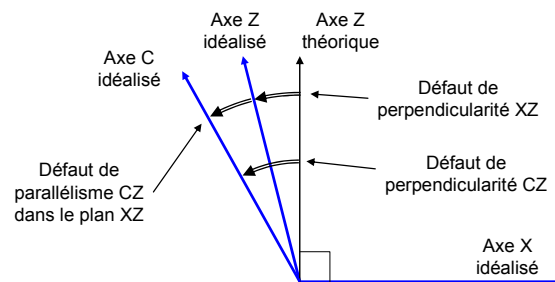
Nous allons maintenant monter le premier axe rotatif de direction Z. Il est défini par 2 paramètres angulaires Rx et Ry et 2 paramètres de position X et Y.

Commençons par les paramètres de position, comme actuellement il n'y a pas d'origine en position, ils vont créer les origines X et Y.

Les 2 paramètres angulaires quant à eux sont à mesurer, ils correspondent à un défaut de parallélisme entre C et Z qui peut être décomposé en 2 composantes angulaires, une dans le plan XZ (R_y) et l'autre dans le plan YZ (R_z).



Pour s'adapter aux moyens de mesures disponibles, il est aussi possible de mesurer le défaut angulaire entre l'axe C et l'axe X (perpendicularité C/X) et entre l'axe C et l'axe Y (perpendicularité C/Y). Toutefois, le résultat de la mesure sera la somme du défaut de perpendicularité par exemple entre X et Z et du défaut angulaire entre Z et C dans le plan XZ, comme le montre le schéma suivant :



Il est souvent intéressant de réaliser les deux mesures afin de pouvoir vérifier la cohérence des mesures et ainsi fiabiliser le résultat.

Assemblage de l'axe A :

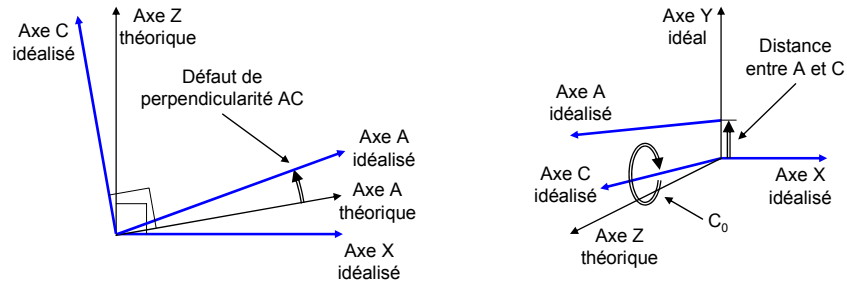
Nous allons maintenant assembler l'axe A, qui est un axe rotatif de direction X.

Il est important pour la définition des défauts que l'axe rotatif précédent soit dans sa position d'origine (Valeur de position de l'axe C égale à 0).

Cet axe est défini par 2 paramètres angulaires R_y et R_z et 2 paramètres de position Y et Z.

Le paramètre angulaire R_y correspond au défaut de perpendicularité entre A et C. Le paramètre R_z correspond, quand à lui, au décalage d'origine de l'axe C afin de placer l'axe A parallèle au plan XZ.

Le paramètre Z crée la dernière origine de position Z et le paramètre Y correspond à la distance entre l'axe A et C qui est à caractériser.



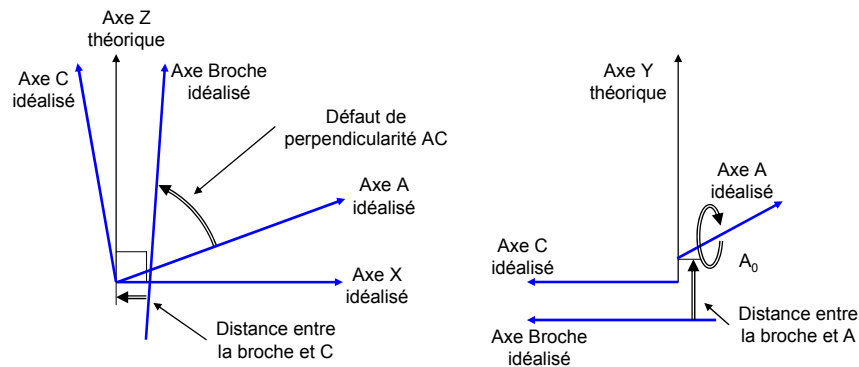
Assemblage de la broche :

Lors de la reconstruction, il ne faut pas oublier de monter l'outil. Son intégration est aussi une source de défaut d'assemblage. En fonction de sa nature et de sa géométrie, il est défini par un certain nombre de paramètres angulaire ou de position. Ainsi, l'ajout d'une broche sur notre machine s'assimile à un nouvel axe rotatif de direction parallèle à Z.

Cet axe est défini par 2 paramètres angulaires R_x et R_y et 2 paramètres de position X et Y.

Le paramètre angulaire R_x correspond au décalage d'origine de l'axe A afin de placer l'axe de la broche parallèle au plan AC. Le paramètre angulaire R_y correspond au défaut de perpendicularité entre la broche et l'axe A. Comme pour les axes précédents, pour des facilités de mesure il est possible de réaliser la mesure de perpendicularité entre la broche et l'axe X, mais il faudra alors tenir compte du défaut de perpendicularité entre C et X.

Le paramètre de position X correspond à la distance entre l'axe de la broche et l'axe C suivant la direction X, et le paramètres Y à la distance entre l'axe de la broche et l'axe A.



Pour résumer l'ensemble de ces étapes, voici un tableau qui fait la liste des axes, des origines créées et des paramètres à mesurer.

Axe	Nombre de paramètres apportés	Origines créées	Paramètres à mesurer
X	2	Ry Rz	
Y	2	Rx	Rz : Perpendicularité Y/X
Z	2		Rx : Perpendicularité Z/Y Ry : Perpendicularité Z/X
C	4	X Y	Rx : Parallélisme C/Z dans le plan YZ Ry : " dans le plan XZ
A	4	Z	Ry : Perpendicularité A/C Rz : Angle C_0 pour A // Plan XZ Y : Distance A/C
Broche	4		Rx : Angle A_0 pour Broche // Plan AC Ry : Perpendicularité Broche/A X : Distance Broche/C suivant X Y : Distance Broche/A

Tableau 2 : Résumé de la reconstruction d'une machine 5 axes

2. EXEMPLE DE RECONSTRUCTION POUR UN GONIOMETRE 6 AXES

Nous allons maintenant nous intéresser à un goniomètre six axes (Figure 157). Il est composé de deux goniomètres 3 axes. Le premier d'axe A, B et C sert à orienter un objet. Le second d'axe A', B' et C' sert à orienter la source à rayon X.

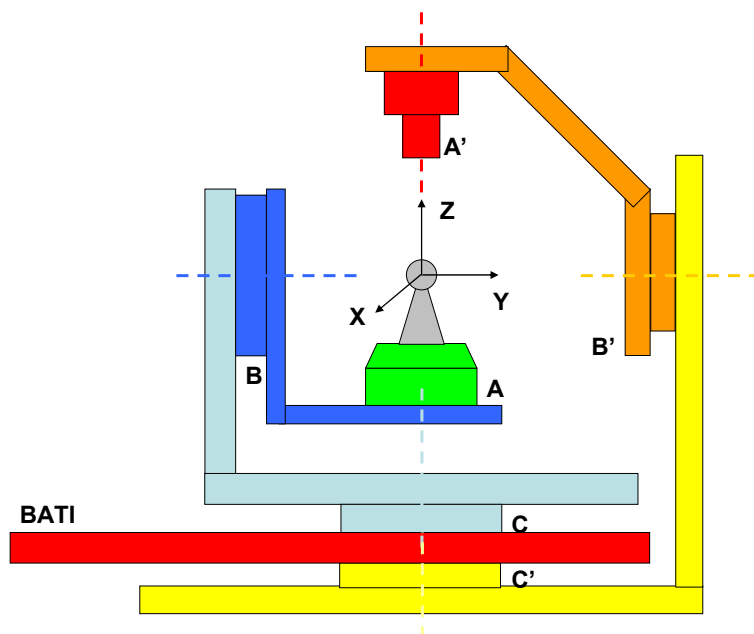
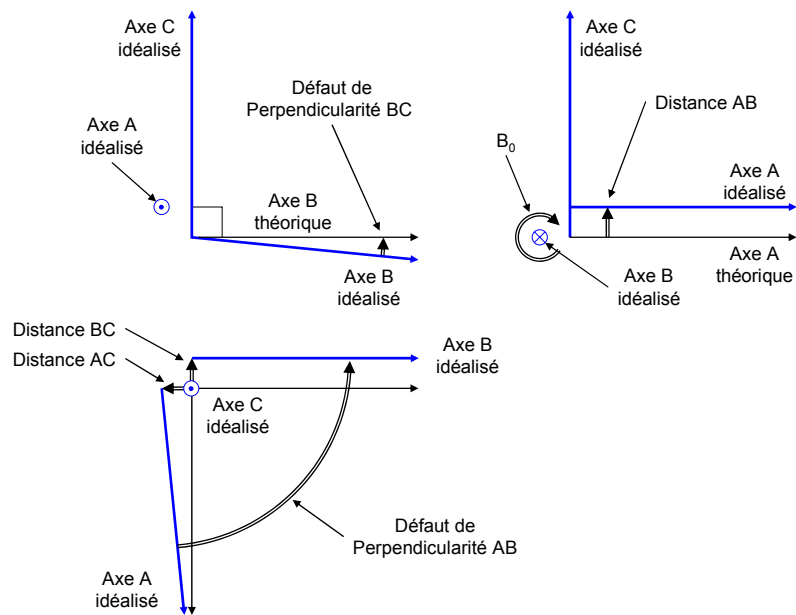


Figure 157 : Goniomètre 6 axes

Nous allons, tout d'abord, monter le premier goniomètre 3 axes. Le tableau suivant résume la détermination des paramètres à mesurer :

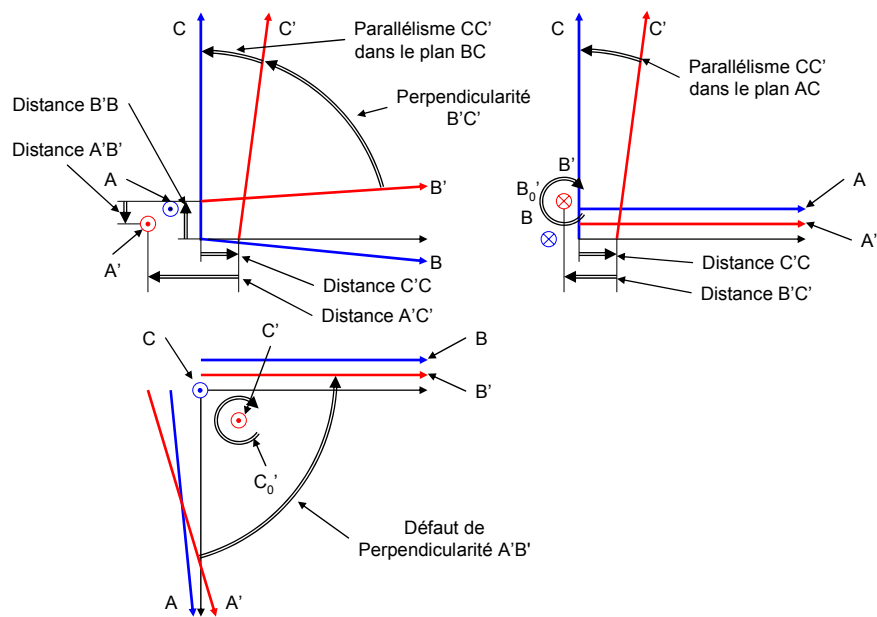
Axe	Nombre de paramètres apportés	Origines créées	Paramètres à mesurer
C	4	Rx Ry X Y	
B	4	Rz Z	Rx : Perpendicularité B/C X : Distance B/C suivant X
A	4		Ry : B_0 pour que A soit perpendiculaire à C Rz : Perpendicularité A/B Y : Distance A/C suivant B Z : Distance A/B suivant C

Nous sommes partis du bâti qui est la base commune aux deux goniomètres.



Maintenant nous montons le second goniomètre :

C'	4		Rx : Parallélisme C'/C dans le plan BC Ry : " dans le plan AC X : Distance C'/C suivant A Y : Distance C'/C suivant B
B'	4		Rx : Perpendicularité B'/C' Rz : Angle C ₀ ' pour que B' soit parallèle à B X : Distance B'/C' suivant A Z : Distance B'/B suivant C'
A'	4		Ry : Angle B ₀ ' pour que A' soit perpendiculaire à C' Rz : Perpendicularité A'/B' Y : Distance A'/C' suivant B' Z : Distance A'/B' suivant C'



ANNEXE III:

LES PRINCIPES ET LES TECHNOLOGIES DES MOYENS DE MESURE

1. LE COMPAREUR LINEAIRE

1.1. Définition

Le comparateur linéaire est un instrument qui mesure la projection du mouvement relatif de deux solides suivant son axe de sensibilité (Figure 35).

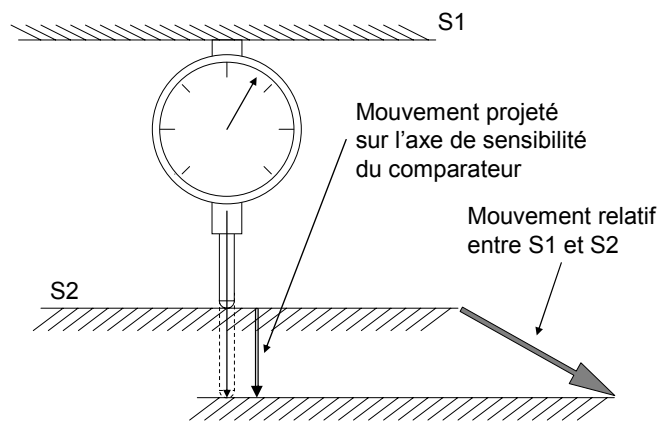


Figure 158 : Le comparateur, un projecteur de mouvement

Le comparateur est constitué de 3 éléments principaux, le corps du comparateur, la touche mobile qui est en liaison glissière avec le corps et le détecteur de mouvement qui mesure le déplacement de la touche par rapport au corps du comparateur.

Pour illustrer cette définition, prenons deux solides S1 et S2 (Figure 36).

- ✓ Le corps du comparateur est lié de manière rigide à S1, donc tous les points appartenant au corps du comparateur suivent le solide S1.
- ✓ Le détecteur de mouvement mesure le déplacement de la touche par rapport au corps du comparateur. Ce déplacement est nominale une translation. La direction de cette translation correspond à l'axe de guidage de la touche par rapport au corps du comparateur.
- ✓ La touche est maintenue en contact tangent avec le solide S2.

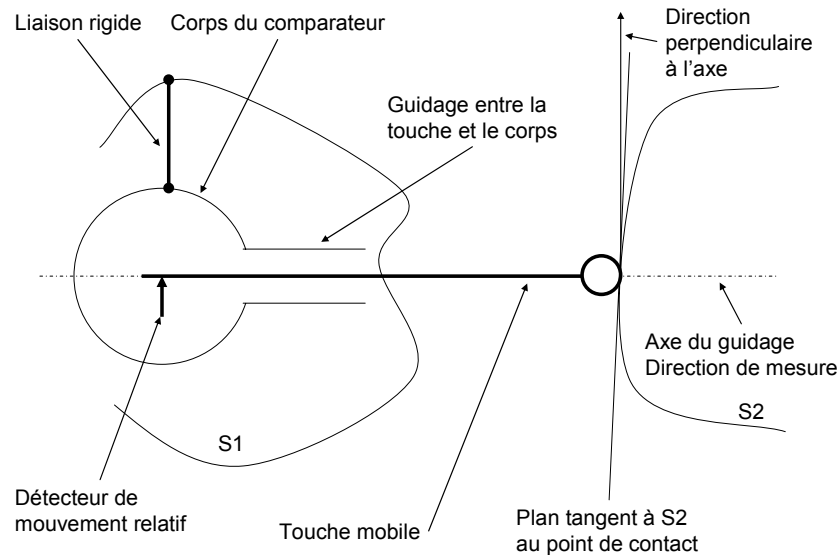


Figure 159 : Présentation du concept de projecteur de mouvement

Le comparateur linéaire permet de mesurer le rapprochement ou l'éloignement de tous les points du solide S2 appartenant à l'axe de mesure par rapport à tous les points du solide S1 appartenant aussi à cet axe. Cet axe de mesure correspond à la ligne d'Abbe du comparateur.

Afin de clairement définir la direction de sensibilité du comparateur, nous allons placer un référentiel d'analyse (Figure 37). Le centre du référentiel correspond au point de contact entre la touche et le solide S2. L'axe $\vec{W}$ sera porté par l'axe de mesure du comparateur qui correspond à la direction du guidage de la touche par rapport au corps du comparateur. Les axes $\vec{U}$ et $\vec{V}$ sont définis de façon à créer un repère direct.

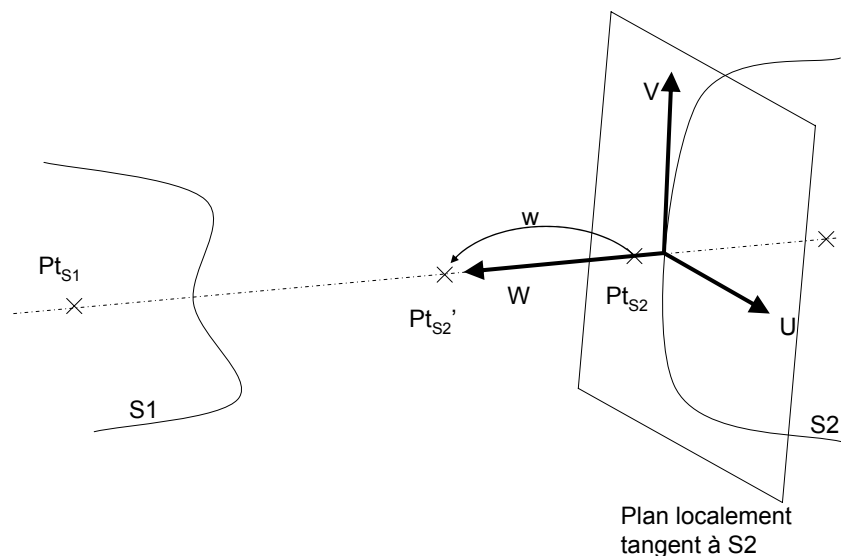


Figure 160 : Axe de sensibilité du comparateur

Si on réalise un déplacement suivant $\vec{W}$ de w on obtient $\overline{Pt_{S2}Pt_{S1}} = w + \overline{Pt_{S2}'Pt_{S1}}$ et ceci quelques soient les points de S1 et S2 tant qu'ils appartiennent à l'axe du comparateur. Donc, si le mouvement relatif de S1 et S2 est un mouvement de translation pure suivant cet axe, la mesure correspondra exactement à la valeur du mouvement relatif.

Un mouvement suivant $\vec{U}$ ou $\vec{V}$ est insensible sur la mesure du comparateur si et seulement si la surface de S2 est un plan perpendiculaire à l'axe suivant les deux directions $\vec{U}$ et $\vec{V}$. Dans le cas contraire, un mouvement relatif défini par une translation pure suivant une direction perpendiculaire à l'axe $\vec{W}$, engendrera une mesure correspondant au profil de la surface de contact entre la touche du palpeur et le solide S2.

Un défaut d'alignement entre l'axe de sensibilité du comparateur et la direction du mouvement mesuré introduit une erreur sur la valeur obtenue par le comparateur. Mais cette erreur reste négligeable car elle est de second ordre (Figure 38).

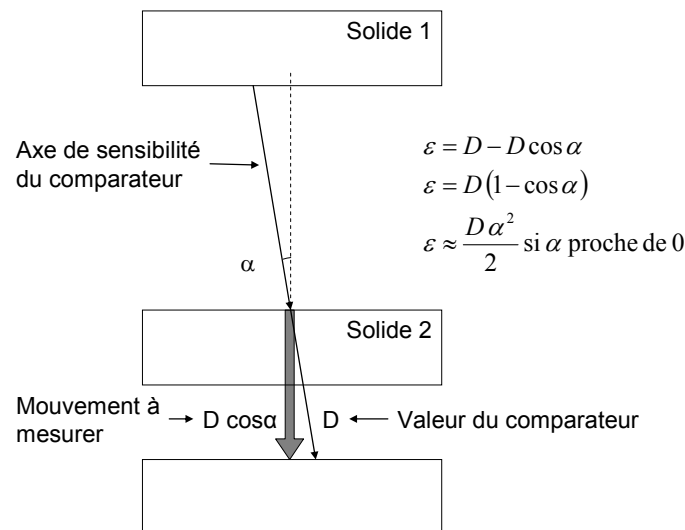


Figure 161 : Erreur due à un défaut d'alignement du capteur

Nous venons de définir l'axe de sensibilité du comparateur linéaire. Cet axe de sensibilité correspond aussi à l'axe d'Abbe. Nous avons expliqué dans le chapitre I ce qu'est le principe d'Abbe : « pour réaliser une bonne mesure, l'étalon de mesure doit être installé dans le prolongement de la côte à mesurer ». Mais pour l'appliquer il est nécessaire de connaître précisément la matérialisation de l'étalon de mesure. Pour cela nous avons défini la notion d'axe d'Abbe qui correspond à cette matérialisation. Nous indiquerons pour chaque instrument la position de cet axe.

Ce concept de mesure est décliné en plusieurs réalisations matérielles mettant en œuvre des technologies différentes, aussi bien au niveau du détecteur de mouvement, que du guidage entre la touche et le corps du comparateur.

1.2. Comparateur mécanique

C'est le comparateur le plus commun. Son principe de fonctionnement est simple et découle directement du concept de comparateur linéaire (Figure 162). La touche mobile est constituée d'une partie cylindrique, guidée par rapport au corps du comparateur par une douille à billes. L'extrémité de la touche, le plus souvent sphérique, est en contact avec la surface du solide à mesurer. Le maintien du contact est assuré par un ressort utilisé en générateur d'effort constant. C'est un ressort de faible raideur afin que la variation de sa longueur modifie très peu la force générée. Il est comprimé pour générer une force d'environ 1 à 2 N afin de garantir le contact mécanique. Enfin un dispositif de mesure permet de connaître le mouvement relatif de la touche par rapport au corps.

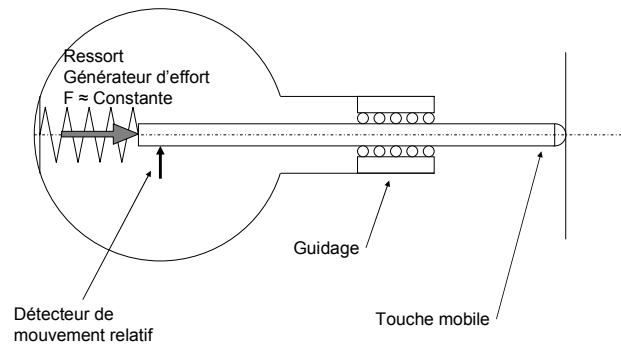


Figure 162 : Le comparateur mécanique

Les technologies du détecteur de mouvement sont très diverses en fonction des courses, de la précision, et du prix recherché.

Mécanique : C'est le principe le plus ancien, le plus simple, et encore le plus utilisé (Figure 163). On visualise le mouvement de la touche après démultiplication grâce à la variation de position d'une aiguille. Des principes de démultiplication astucieux permettent d'obtenir une résolution de mesure de l'ordre du micromètre pour une course pouvant atteindre 5 mm. Pour de plus grandes courses, jusqu'à 100 mm, la résolution passe à 0.01mm.

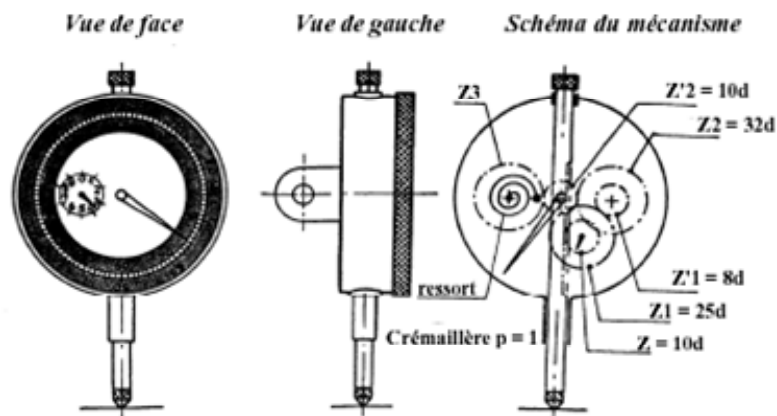


Figure 163 : Exemple de comparateur mécanique

Inductif (LVDT) : Un courant alternatif alimente une bobine primaire produisant un champ magnétique alternatif qui induit un courant dans deux bobines secondaires (Figure 164). Ce courant varie en fonction de la position du noyau qui est lié à la touche, les bobines étant liées au corps du comparateur. Les secondaires sont montés en opposition afin que les deux courants induits par le primaire se soustraient. Ainsi lorsque le noyau est en position médiane par rapport à chacun des secondaires, la somme des courants induits est nulle. Ce type de capteur possède donc un zéro intrinsèque permettant de réaliser des mesures absolues. Actuellement, la majorité des comparateurs électroniques utilise ce principe de capteur de déplacement. Les limites de ces comparateurs proviennent de leur défaut de linéarité, qui est de l'ordre de 0.01% de la course de mesure. Ainsi la précision de mesure dépend de la course de mesure désirée, ce qui limite la course de mesure réalisable. On peut ainsi obtenir, pour des capteurs de 150 mm, une précision de l'ordre de 15 μ m et pour des capteurs de 1.5 mm de

course, de l'ordre de $0.15 \mu\text{m}$. Ces derniers sont très utilisés sur des bancs de mesure automatiques appelés banc de mesure multicôtes, car ils sont robustes et très précis.

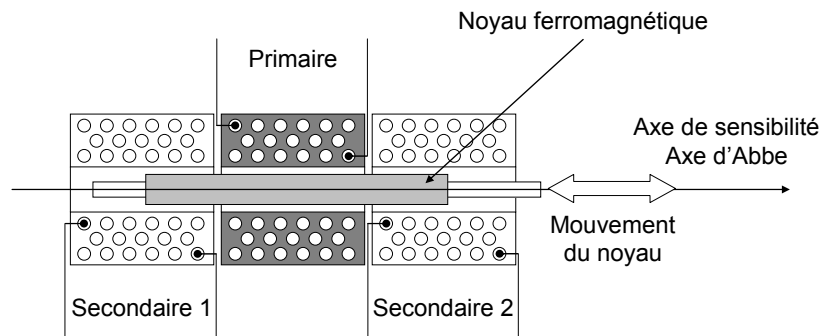


Figure 164 : Principe du transformateur différentiel (LVDT)

La règle incrémentale : Un capteur optoélectronique mesure le déplacement d'une règle gravée (Figure 165). La gravure est constituée par un réseau régulier comportant des traits transparents ou réfléchissants alternés avec des traits opaques ou non réfléchissants.

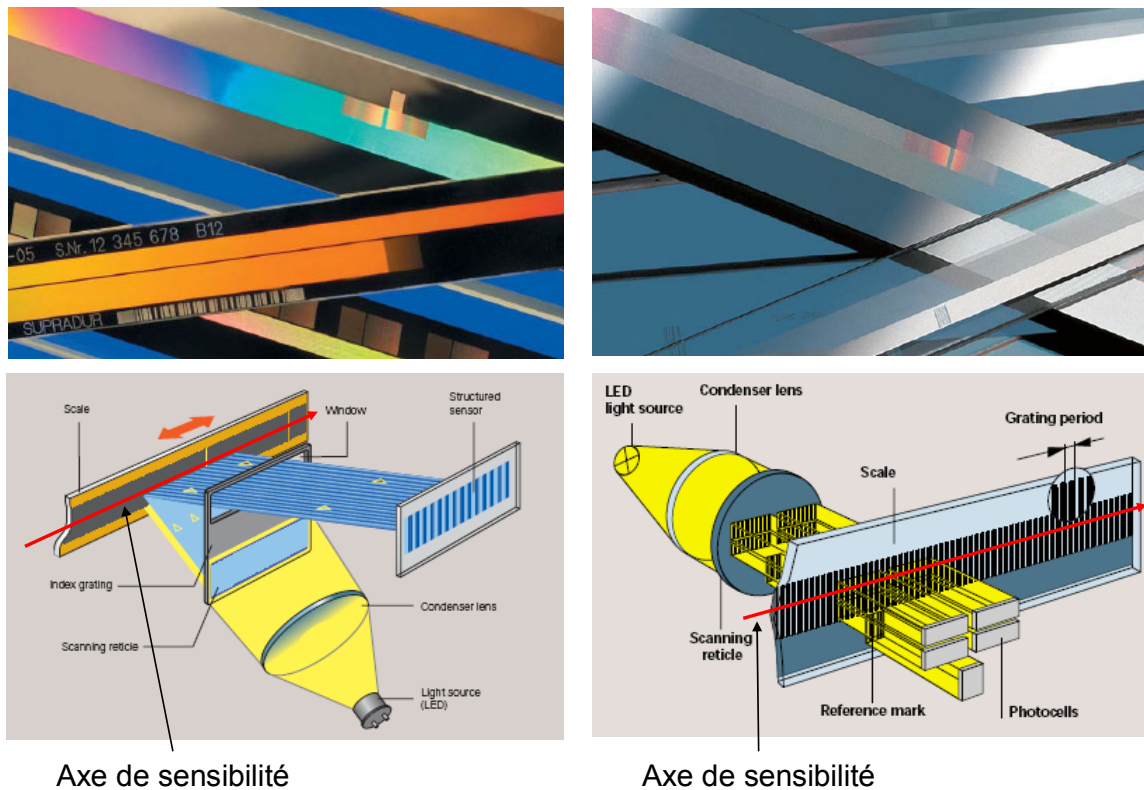


Figure 165 : Principe de mesure par réflexion et par transparence [HEI01b]

La tête de lecture émet un flux lumineux en direction de la règle, au travers d'une grille qui possède le même pas que la gravure. Le flux est réfléchi ou transmis par la règle en direction de cellules photosensibles. Si la grille est en phase avec la gravure, le flux lumineux est maximum et si la grille est en opposition de phase le flux est minimum. La variation d'éclairement devrait théoriquement être de forme triangulaire mais l'arrangement optique permet d'aboutir à une variation sinusoïdale. Deux fenêtres au minimum sont disposées avec un décalage spatial d'un quart de période (Figure 166).

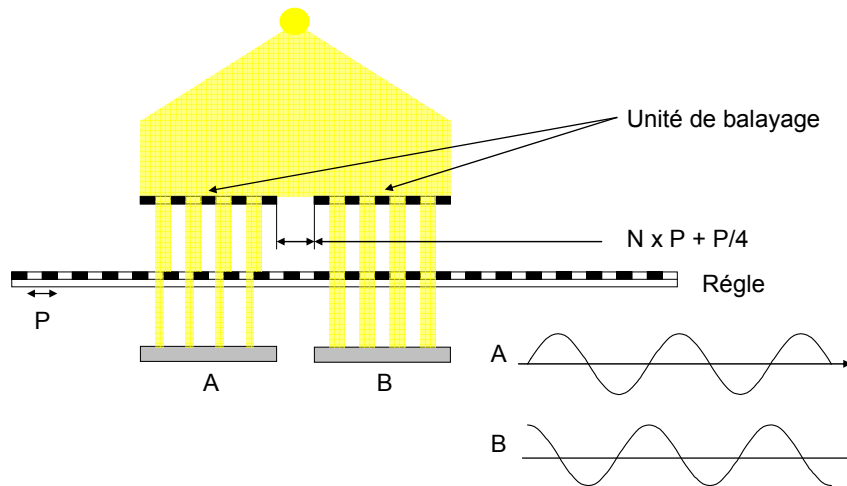


Figure 166 : Principe de l'interpolateur

On obtient ainsi une fonction sinus et une fonction cosinus, ce qui permet en particulier de déterminer le sens de déplacement. On vérifie la qualité de ces fonctions sur un diagramme de Lissajous qui doit donner un cercle parfait (Figure 167).

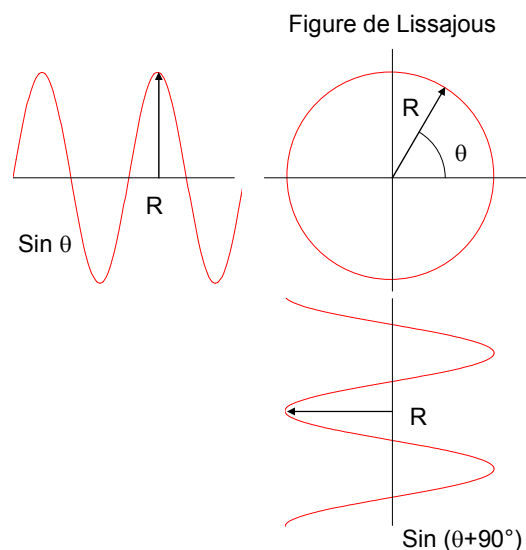


Figure 167 : Courbe de Lissajous

Ce signal peut ensuite être interpolé pour obtenir une résolution plus petite que le pas de la grille. Les défauts principaux sont la précision de gravure due à la machine qui a généré la gravure et les erreurs dues à l'interpolation. Ces dernières dépendent tout d'abord de la qualité de positionnement des cellules de balayage et ensuite, de la qualité de transmission du signal à l'électronique de traitement.

Le principal intérêt de ce principe de mesure est que la résolution de la mesure ne dépend pas de la course de mesure qui, par ailleurs, peut quasiment être infinie. Les comparateurs actuels du marché, qui utilisent ce principe, affichent une course de 100 mm pour une résolution de 0.1 μm .

D'autres technologies utilisent une règle « graduée » pour obtenir une mesure incrémentale et réalisent l'interpolation par l'utilisation de deux capteurs placés à un quart de période. La technologie la plus ancienne est le capteur inductosyn. Il utilise le principe du

couple inductif entre deux réseaux de conducteur (Figure 168). La règle est constituée d'une couche de conducteur gravé sous forme d'échelle et alimenté par une tension sinusoïdale. Deux détecteurs utilisent la même gravure et sont décalés d'un quart de période. Le couplage inductif entre la règle et le capteur permet d'obtenir un signal d'amplitude fonction de la position à l'intérieur d'un pas de gravure.

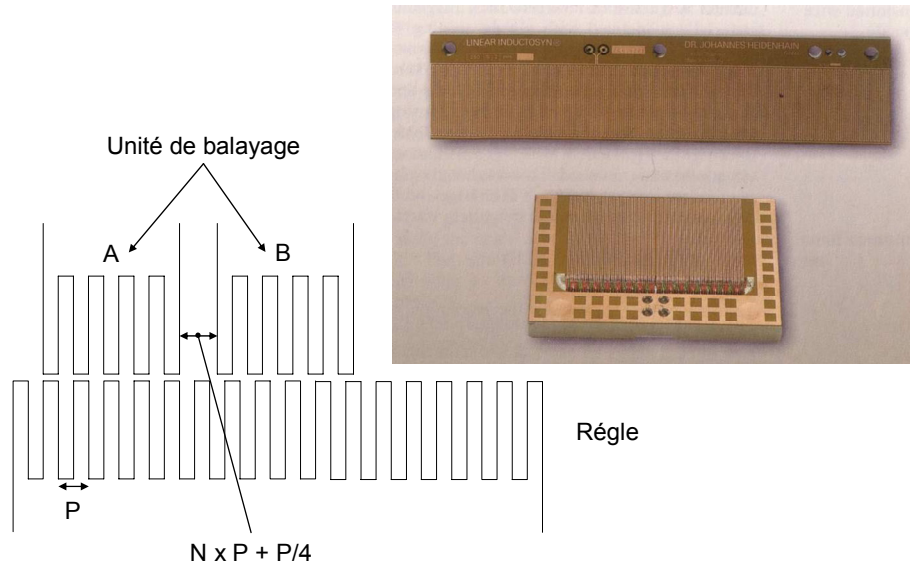


Figure 168 : Technologie de mesure Inductosyn

On trouve aussi des règles constituées d'une succession d'aimants avec alternance de pôle nord et de pôle sud. Ici aussi deux capteurs décalés d'un quart de période sont utilisés.

Quelque soit la technologie utilisée, il est primordial de s'assurer que le dispositif de mesure soit dans le prolongement de la touche de mesure, afin de respecter le principe d'Abbe et de rendre la mesure indépendante des défauts géométriques du guidage de la touche mobile.

Après une présentation des principales technologies de mesure, nous allons nous intéresser à l'incertitude de mesure due au guidage qui est la principale source d'erreur, si on exclut celle qui est due à la technologie de mesure. La qualité de la mesure réalisée réside souvent dans la maîtrise de l'effort de mesure appliqué. En effet, le contact entre la touche du comparateur et le solide à mesurer n'est pas indéformable. L'appui est du type sphère sur plan, les formules de Hertz nous donnent la déformation en fonction, de l'effort appliqué, des dimensions de la sphère et des matériaux :

$$d = F^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{\frac{1}{K^2} \frac{1}{r}} \quad \text{avec} \quad \frac{1}{K} = \frac{3}{4} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.1)$$

ν_1, ν_2 :	Coefficient de poisson de la sphère et de la surface
E_1, E_2 :	Module d'Young de la sphère et de la surface
r :	Rayon de la sphère
F :	Force de contact
d :	déformation de contact

Sur la course totale du comparateur, l'effort généré par le ressort varie, ceci implique une variation de la déformation au niveau du contact. Prenons un effort de mesure maximum de 2 N, une variation d'effort de l'ordre de 0.2 N sur la course, une bille de 1.5 mm de rayon. On obtient une variation de la déformation de contact de 15 nm.

La présence du guidage en translation de la touche du comparateur par rapport au corps introduit des forces de frottement dont le sens dépend de la direction d'accostage. Ainsi, les forces de frottement font varier la valeur de l'effort de mesure lors de l'inversion du sens de déplacement.

Lorsque la tige rentre on a : Force d'appui = $F_{\text{générateur}} + F_{\text{frottement}}$

Lorsqu'elle sort on a : Force d'appui = $F_{\text{générateur}} - F_{\text{frottement}}$

Donc la variation d'effort vaut $2 \times F_{\text{frottement}}$

Par exemple pour un comparateur mécanique de force de mesure de 2N et avec une bille de 1.5mm de rayon et une force de frottement de 0.02 N, on a une variation de la déformation de contact de 3 nm.

Afin de supprimer le jeu de guidage, les comparateurs utilisent des douilles à billes précontraintes ce qui augmente légèrement le frottement. Donc la détermination de la précharge optimale est un compromis subtil mais elle permet de garantir un bon comportement de mesure.

Certains comparateurs utilisent des lames flexibles comme guidage. Ceci permet de supprimer totalement les frottements. Seule reste l'hystérésis de déformation de la matière des lames flexibles, mais cette hystérésis est d'un ordre de grandeur plus petit que les effets des frottements.

1.3. Comparateur capacitif

Les capteurs capacitifs du marché sont actuellement capables de mesurer une variation de distance avec une précision largement inférieure au micromètre, elle est plutôt de l'ordre du nanomètre. Pour ce faire, ils mesurent la capacité entre la surface cible et la zone sensible, matérialisée sous la forme d'une électrode centrale (Figure 169). Ils présentent, autour de l'électrode centrale, une électrode de garde maintenue, par asservissement électronique, au même potentiel que l'électrode de mesure, de manière à éliminer les effets de bord autour de la zone sensible.

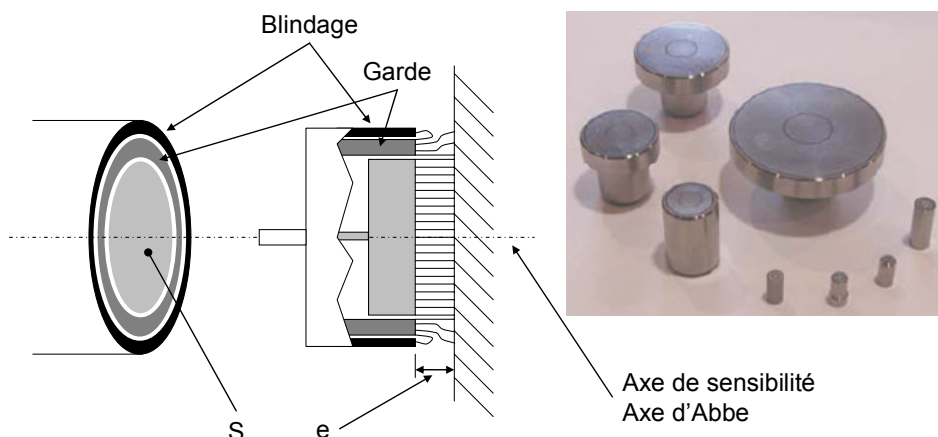


Figure 169 : Le comparateur capacitif

L'axe de projection pour un capteur capacitif, donc sa ligne d'Abbe, est la perpendiculaire à la surface de sa zone sensible. Dans le cas du parallélisme parfait entre cette zone et la surface à mesurer la capacité est égale à $C = \frac{\varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot S}{e}$

Un défaut de parallélisme entre cette zone et la cible perturbe la loi de variation de la capacité en fonction de la distance entre le capteur et la surface (Figure 170).

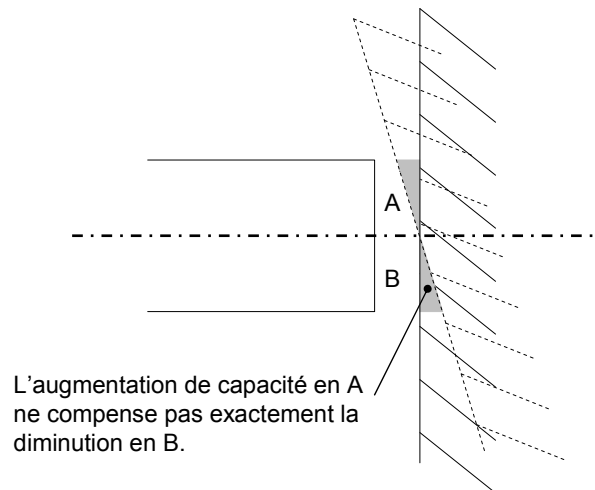


Figure 170 : Défaut de parallélisme entre le capteur et la normale matière

Le défaut de parallélisme a un gros inconvénient, il modifie significativement la linéarité de mesure des capteurs. De plus il est à additionner à l'erreur « en cosinus » déjà présentée sur le comparateur mécanique. Pour corriger ce problème, on privilégiera la possibilité d'un étalonnage des capteurs in situ qui tiendra donc compte des défauts d'alignement.

Ce type de comparateur est très utilisé pour réaliser des mesures avec une très grande résolution. Leur course est en contre partie limitée, un capteur capacitif standard possède une course de mesure de l'ordre de 500 μm pour une résolution de 0.02 μm . Il est possible de trouver des capteurs de course de mesure d'une dizaine de millimètres, avec une résolution de l'ordre de 0.4 μm .

La surface cible doit être de préférence métallique car la fonction entre capacité et distance est très bien maîtrisée. Il est possible d'utiliser une surface cible non métallique mais la fonction n'est plus linéaire et il est nécessaire de réaliser un étalonnage spécifique du capteur.

Un autre intérêt de ce type de capteur est que la mesure ne se fait pas sur un point de la surface mais sur une zone correspondant au diamètre de la zone sensible du capteur. La mesure est donc moins sensible à l'état de surface de la pièce car elle est moyennée. De plus, la mesure étant réalisée sans contact, il n'y a pas de déformation locale et il n'y a pas d'usure.

1.4. Laser interférométrie

La mesure de déplacement par laser interférométrie utilise le principe de l'interféromètre de Michelson (Figure 171). Une source laser stable génère un faisceau de lumière cohérente. Une lame séparatrice réfléchit une partie du faisceau à 90° et transmet l'autre partie. Chacun des faisceaux est réfléchi par un miroir pour qu'ils se recombinent sur la lame séparatrice et ainsi puissent interférer sur un écran ou un photodétecteur.

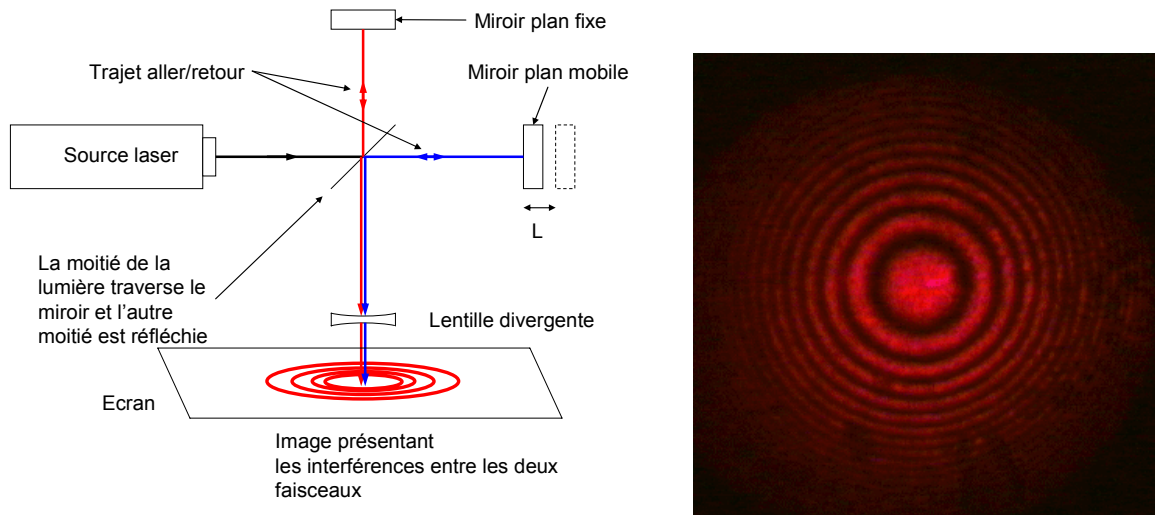
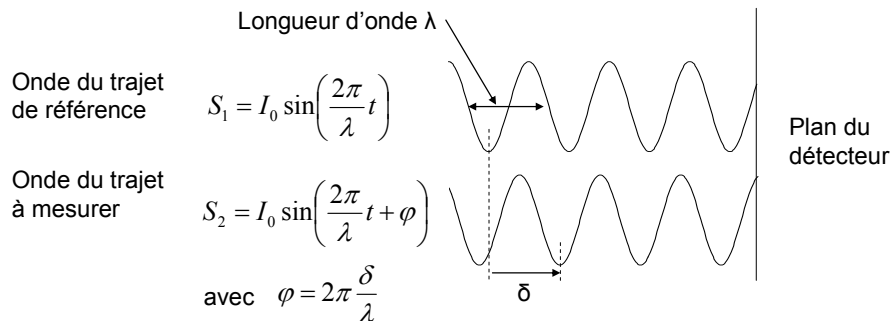


Figure 171 : Principe du laser interférométrique

L'utilisation d'une source laser, une source hélium-néon (HeNe) de longueur d'onde 632,99058 nm dans le cas des interféromètres de mesure de déplacement, permet d'obtenir une source lumineuse présentant une cohérence spatiale et une cohérence temporelle.

La cohérence spatiale correspond à la directivité et au fait que les photons du faisceau possèdent tous la même phase. Le faisceau émis possède des surfaces d'onde parfaitement définies.

La cohérence temporelle correspond à l'aspect monochromatique du faisceau laser généré. Dans le cas d'un laser monomode comme le laser HeNe, le signal est une sinusoïde de longueur d'onde égale à 632,99058 nm.



Les deux ondes possèdent la même intensité et la même longueur d'onde car elles sont issues de la même source laser.

Figure 172 : Différence de marche entre les deux trajets laser

Le phénomène d'interférence correspond à l'addition des deux ondes lumineuses déphasées par une différence de longueur entre les deux trajets lumineux (différence de marche : δ) (Figure 172 et Figure 173). Cette différence de marche induit un déphasage $\varphi = 2\pi\delta/\lambda$. Si les deux faisceaux sont en opposition de phase ($\varphi = \pm 180^\circ$) la somme des signaux est nulle ce qui correspond à une frange sombre. Par contre si les signaux sont en phase ($\varphi = 0^\circ$) la somme des signaux est maximale ce qui correspond à une frange claire.

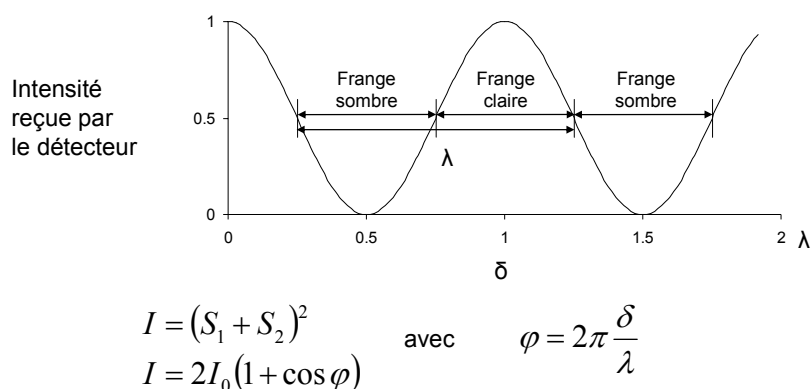


Figure 173 : Interférences et intensité reçue

En considérant un des trajets lumineux constant, il est possible de connaître la variation de l'autre trajet en comptant la succession de franges claires et sombres. Pour chaque trajet, le faisceau parcourt deux fois la distance entre le miroir et la lame séparatrice. Donc deux fois le mouvement du miroir mobile. La différence de marche δ vaut par conséquent deux fois le mouvement du miroir mobile L : $\delta = 2L$

Le passage d'une frange sombre à une frange claire correspond à une différence de marche de $\lambda/2$. Donc par simple comptage il est possible de connaître le mouvement relatif des deux miroirs à $\lambda/2$ près, pour un laser HeNe à environ 316 nm près. Par interpolation de l'intensité reçue, il est possible d'obtenir une résolution de l'ordre de 1 nm. Il est important de noter que la valeur du déplacement mesuré dépend directement de la fréquence du laser et donc de sa stabilité. Lors de l'étalonnage d'un laser destiné à l'interférométrie, on s'intéresse en tout premier lieu à la stabilité en fréquence de la source. Grâce à des systèmes de contrôle de longueur de la cavité laser (son tube) à base de cellules piézoélectriques ou de résistances chauffantes, les lasers modernes sont garantis pour des stabilités de fréquence et de longueurs d'onde dans le vide souvent meilleures que 10^{-9} , soit 1 nm pour la mesure d'une distance parcourue de 1 m.

Mais cette incertitude est souvent dégradée, car le faisceau laser est perturbé lorsqu'il traverse l'air ambiant dont l'indice varie en fonction de ses caractéristiques physico-chimiques. Edlen [EDL66], en 1966, publie un article qui retient : la température, la pression, l'hygrométrie et la composition, comme paramètres influents sur l'indice d'un milieu. Cette relation sera modifiée en 1993 et 1994 [BIR93] [BIR94] pour améliorer sa précision. On retiendra en pratique qu'une variation de longueur d'onde de 1 ppm (partie par million), est provoquée par une variation de température de 1° C ou par une variation de pression de 3.3mb ou encore par une variation d'humidité de 30%. La précision de mesure de ces paramètres, en particulier de la température, réduit l'incertitude relative. En pratique, pour des mesures en milieu industriel, on estime l'incertitude au mieux à 10^{-6} soit un micromètre pour un mètre.

Lorsque la masse d'air n'est pas homogène, ce qui est bien souvent le cas, le faisceau traverse des couches d'air avec des indices de réfraction différents, les frontières de ces masses ne sont pas perpendiculaires au faisceau (Figure 174). Il en résulte des déviations successives de celui-ci, la lumière ne se propage plus en ligne droite. Le phénomène n'est pas perceptible pour des courtes distances, mais à partir d'une vingtaine de mètres, on est amené à prendre de grandes précautions. Pour certaines applications, le faisceau doit être protégé par un tube, bon conducteur de la chaleur, dans lequel est maintenue une légère surpression en répartissant des petits jets d'air sur toute la longueur.

Pour une mesure de distance avec un interféromètre, sous réserve que le faisceau reste dans la surface du détecteur, ce phénomène a peu d'influence, car la moyenne des variations successives de longueur d'onde le long du parcours se rapproche de celle calculée par la compensation. Pour des mesures de rectitude ou des mesures par triangulation, on ne peut pas négliger le phénomène, et il faudra au moins moyenner les mesures pour réduire l'amplitude de l'erreur.

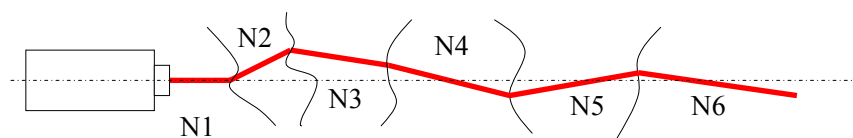


Figure 174 : Influence de l'environnement

Après nous être intéressé au principe de la mesure interférométrique et à son incertitude associée, nous allons maintenant nous intéresser à l'alignement des optiques, à la définition de la ligne d'Abbe et aux mouvements sensibles pour la mesure.

L'utilisation de miroir plan comme réflecteur est indispensable quand le mouvement relatif à mesurer entre les solides n'est pas nominale une translation rectiligne. Des procédures d'alignement de la position relative des miroirs sont alors indispensables [LAH05]. Dans le cas de mouvements nominale rectilignes, l'utilisation de coin de cube à la place de miroir plan permet de limiter fortement la phase de réglage. En effet, un coin de cube est un trièdre trirectangle en verre qui forme un prisme à réflexion totale. Ainsi, après une réflexion sur chacune des faces du trièdre, un rayon repart parallèlement à lui-même quelle que soit sa direction initiale (Figure 175).

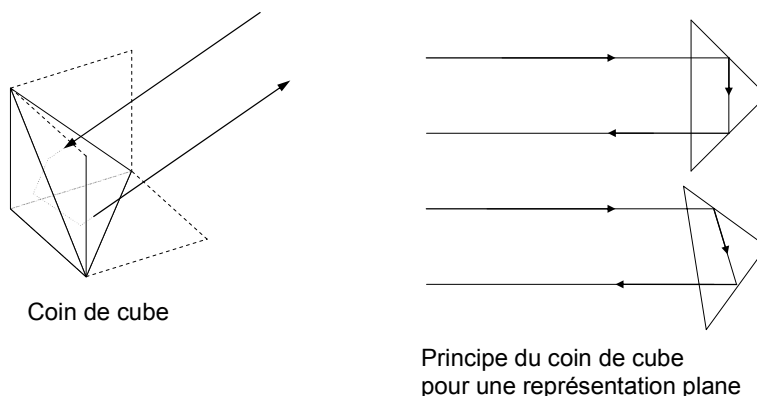


Figure 175 : Principe du coin de cube

Un interféromètre laser est donc constitué de deux coins de cube et d'une lame séparatrice. Un des coins de cube est lié rigidement à la lame séparatrice et forme ainsi le trajet de référence. Cet ensemble est fixé sur le bâti de la machine ou sur une pièce fixe. L'autre coin de cube est fixé à la pièce dont on souhaite réaliser la mesure de déplacement (Figure 176).

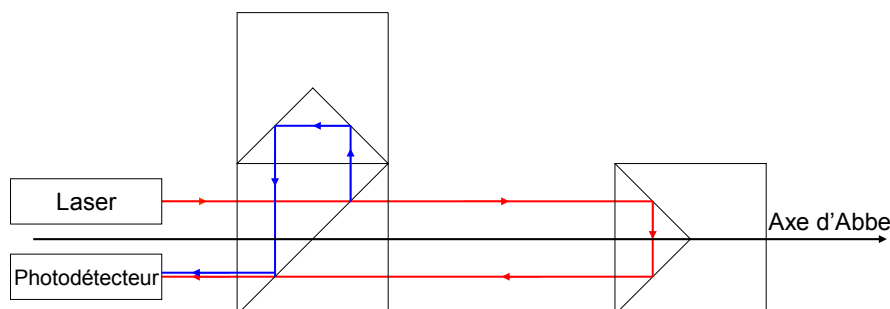


Figure 176 : Constitution de l'interféromètre laser pour le contrôle des machines

Pour des raisons d'encombrement l'émission du faisceau et sa réception ne peuvent pas être suivant le même axe, ainsi le trajet aller et le trajet retour du faisceau ne sont pas colinéaires, classiquement la distance entre les deux trajets est de 12 mm. La ligne d'Abbe de la mesure est la droite médiane aux deux trajets.

Certains mouvements du coin de cube ne modifient pas la mesure réalisée par l'interféromètre. Pour illustrer cette insensibilité nous allons utiliser la notion de trajet virtuel. Un faisceau lumineux est réfléchi par un miroir. Le trajet du faisceau réfléchi est le symétrique, par rapport au plan du miroir, du trajet virtuel qu'aurait suivi le faisceau en l'absence du miroir (Figure 177).

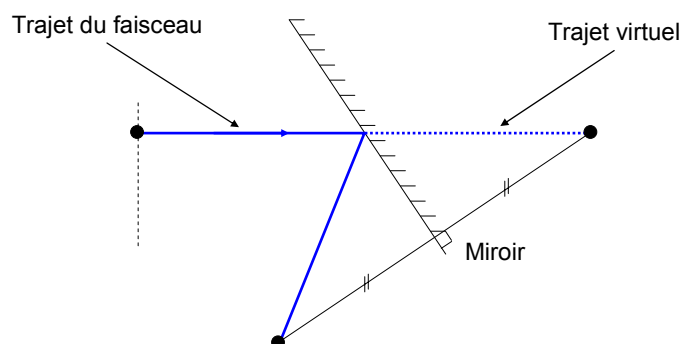


Figure 177 : Notion de trajet virtuel

Le premier mouvement insensible correspond à une translation perpendiculaire au faisceau laser. En effet elle ne modifie pas la longueur du trajet lumineux, par contre le faisceau retour est décalé du double du déplacement du coin de cube (Figure 178). Ce mouvement est donc insensible sur la valeur de la mesure, par contre il doit être limité sinon le faisceau de retour ne frappe plus le détecteur. De plus, ce mouvement engendre un déplacement de même valeur de la ligne d'Abbe du comparateur. Si des mouvements de grandes amplitudes existent dans cette direction, l'utilisation de coin de cube n'est plus possible, et l'utilisation d'un miroir plan, s'il est bien réglé, autorise une translation sur toute sa longueur.

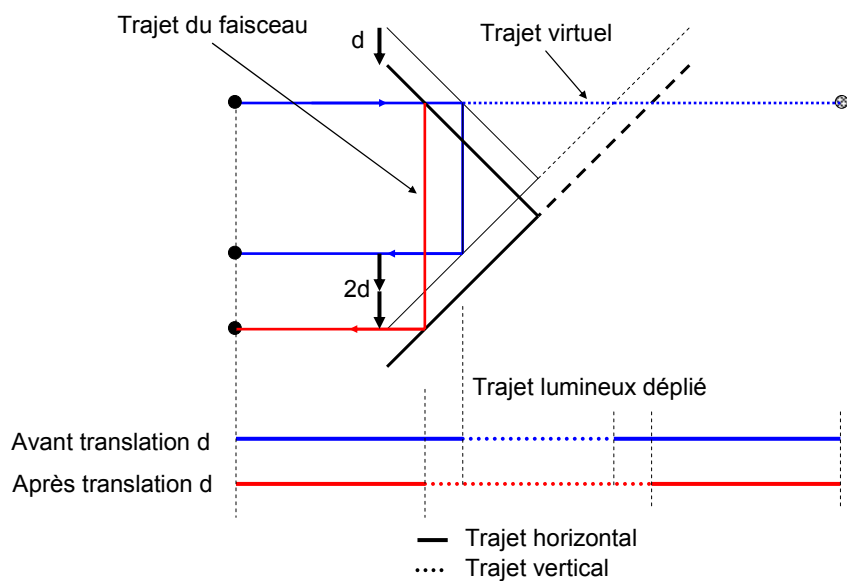


Figure 178 : Translation insensible du coin de cube

Une rotation du coin de cube dont le centre correspond au sommet du coin de cube ne modifie aucunement la longueur du trajet du faisceau laser (Figure 179).

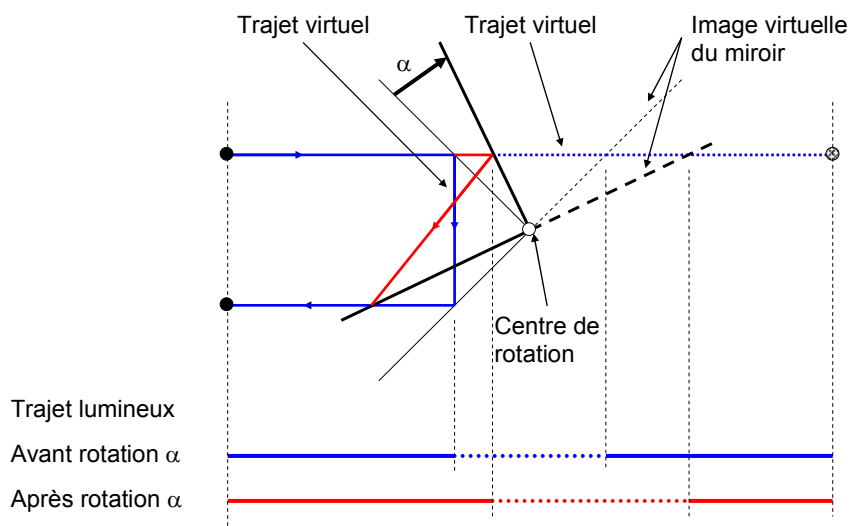


Figure 179 : Rotation insensible du coin de cube

Ces mouvements insensibles sur la mesure nous montrent que le laser interférométrique est donc assimilable à un comparateur de grande course. La seule différence est le décalage de l'axe d'Abbe lors d'un mouvement perpendiculaire à l'axe de sensibilité du coin de cube (Figure 180).

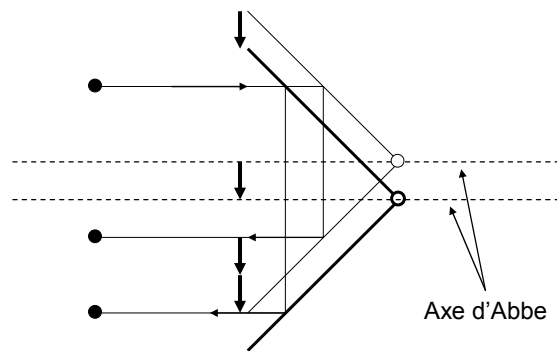


Figure 180 : Axe d'Abbe du laser interférométrique

1.5. Synthèse

Pour résumer l'ensemble des technologies, voici un tableau de synthèse des caractéristiques principales.

Technologie		Course	Résolution	Justesse
Mécanique	Classique	100 mm	10 μm	30 μm
	Grande précision	3 mm	1 μm	5 μm
Potentiométrique	Classique	300 mm	1 μm	0.15 % PE
LVDT	Classique	300 mm	1 μm	0.25 % PE
	Grande précision	2 mm	0.1 μm	0.25 % PE
Optique incrémentale	Classique	30000 mm	0.5 μm	5 μm
	Grande précision	100 mm	0.001 μm	0.5 μm
Capacitif	Classique	3 mm	0.1 μm	0.2 % PE
	Grande précision	0.2 mm	0.008 μm	0.2 % PE
Interférométrie	Classique	30000 mm	0.4 μm	1 $\mu\text{m}/\text{m}$
	Grande précision	2000 mm	0.001 μm	0.25 $\mu\text{m}/\text{m}$

PE : Pleine Echelle (étendue de la mesure)

Les valeurs présentées dans ce tableau sont données à titre indicatif pour avoir un ordre de grandeur des performances à attendre de ces capteurs. Il est possible de trouver des capteurs avec des courses supérieures ou des précisions supérieures.

Il est intéressant tout d'abord de remarquer que très souvent la mesure de défaut géométrique ne nécessite pas une grande amplitude de mesure. Seule la mesure du défaut de justesse nécessite une plage de mesure très importante. On remarque d'ailleurs que la majorité des technologies permet de ne faire des mesures avec une bonne précision que sur de faibles courses.

Les seuls instruments permettant la mesure de grande amplitude avec un bon niveau de précision sont ceux utilisant une technologie optique ou interférométrique. Pour les mesures de faibles amplitudes, chacun possède un champ d'application propre. Le comparateur mécanique reste le plus employé car il est relativement peu cher et possède une bonne précision. Actuellement, il est concurrencé de plus en plus par des comparateurs électroniques basés sur la technologie LVDT. La mesure devient absolue et peut être transférée, analysée et stockée automatiquement sur ordinateur. Pour réaliser des mesures avec une grande résolution le capteur capacitif est le plus adapté. Actuellement, il est capable de réaliser des mesures

avec une résolution nanométrique. Pour ces résolutions, la technologie interférométrique peut aussi répondre, surtout si la course de mesure est supérieure à quelques dixièmes de millimètres.

Afin de réaliser des mesures dans les meilleures conditions, il est important de prendre certaines précautions. La première est de respecter au mieux le principe d'Abbe (Cf. I 2.3.2 et [LAH05]). Ensuite il faut aligner au mieux l'axe de mesure par rapport au mouvement à mesurer pour limiter l'erreur en cosinus (Cf. Figure 38). Enfin il ne faut pas négliger les conditions environnementales et en particulier les variations de températures qui peuvent représenter une importante partie de l'incertitude de mesures (Cf. I 2.3.4).

Après avoir traité la mesure d'un mouvement linéaire, il nous faut traiter la mesure d'un mouvement de rotation.

2. LE COMPAREUR DE ROTATION

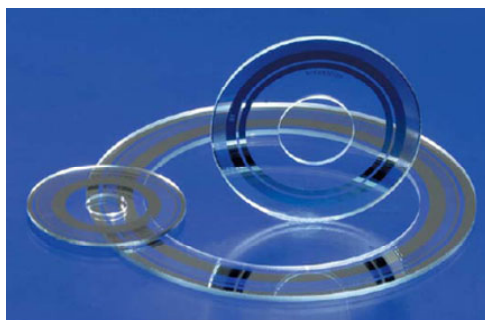
Un mouvement de rotation est défini par un axe et un angle. Le champ de déplacement généré est non linéaire.

La mesure d'un angle repose sur deux principes parfois complémentaires. Le premier est la division du cercle en portion égale, le second est l'interpolation d'une valeur d'angle par rapport à une référence. Lors de la mesure de petites rotations seule l'interpolation est utilisée. Par contre, pour la mesure de grandes rotations, la division du cercle permet d'avoir une référence variable à partir de laquelle, grâce à l'interpolation, la mesure peut être affinée.

2.1. Le codeur angulaire

Ce codeur permet la mesure d'angle de rotation de grande amplitude, souvent sur 360° voire sur plusieurs tours. L'unité d'angle ne relève pas d'une convention mais est issue d'une définition géométrique, le meilleur principe d'une mesure d'angle est donc de réaliser une division angulaire. Pour cela, il est nécessaire de matérialiser différentes valeurs d'angle grâce à un étalon d'angle. Cet étalon peut prendre plusieurs formes afin de s'adapter à la technologie de mesure utilisée.

La première matérialisation de cet étalon d'angle est un disque où des traits sont gravés à intervalles réguliers. Il fut utilisé dans les premiers instruments de mesure astronomique et toujours utilisé aujourd'hui pour les verniers.



Disque gravé
pour mesure optique



Disque gravé
pour mesure inductive

Figure 181 : Les différents étalons angulaires

Aujourd'hui les technologies de mesure sont identiques à celles utilisées pour la mesure incrémentale (Cf. 1.2). La plus couramment utilisée est la mesure optique où on utilise un disque en verre sur lequel est gravé un fin réseau de traits (Figure 181). Grâce à cette technique, on peut obtenir des disques avec 36000 traits par tour soit un trait tous les 0.01° .

Une autre technologie utilise un couplage inductif (Figure 181) et dans ce cas c'est un réseau de conducteur en cuivre qui est gravé sur le disque, c'est le principe du resolver. Enfin on trouve aussi des disques où se succèdent des aimants avec une alternance de pôle nord et de pôle sud.

La mesure de l'angle de rotation est réalisée par un capteur qui fournit un signal sinusoïdal en fonction de la position de la gravure. Un second capteur est placé de façon à obtenir un signal déphasé de 90° par rapport au premier. Grâce à ces deux signaux, il est possible de déterminer le sens de rotation mais également de réaliser une interpolation. Actuellement les interpolateurs sont capables de diviser la période de signal par 4096. Donc sur un disque de 36000 traits par tours, on obtient une résolution théorique de $2.44 \cdot 10^{-6}^\circ$ soit $0.00879''$.

Les défauts principaux des codeurs sont la précision de gravure, les erreurs dues à l'interpolation et l'excentration du disque gravé par rapport à l'axe de rotation.

L'erreur de gravure est l'erreur de division du cercle sur l'ensemble du disque gradué. Elle est due à la machine qui a généré la gravure.

Les erreurs d'interpolation dépendent tout d'abord de la qualité de positionnement des cellules de balayage et ensuite de la qualité de transmission du signal à l'électronique de traitement.

Le défaut d'excentration, qui correspond à un décalage entre le centre du disque gravé et l'axe réel de rotation du codeur, a pour origine un défaut lors du montage ou les défauts de guidage. Il en résulte un décalage entre l'angle obtenu par le codeur et l'angle réel mesuré.

Soit O le centre du disque gradué et M le centre de rotation du codeur, ces deux points sont séparés par une distance e, excentricité du réseau de gravure par rapport au guidage (Figure 182).

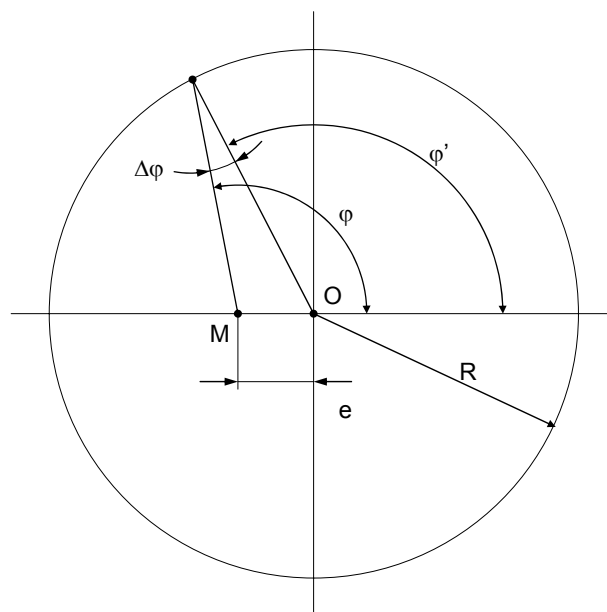


Figure 182 : Effet d'une erreur d'excentration

Pour un angle de rotation φ donné de l'axe du codeur, le codeur affichera un angle φ' . Pour un défaut d'excentration constant, l'effet sur la mesure est une erreur périodique sinusoïdale du premier ordre ayant pour amplitude le double de la valeur maximum du défaut, à savoir pour $\varphi = 90^\circ$ ou 270° . $\Delta\varphi_{\max} = \arcsin\left(\frac{e}{R}\right)$, si R est le rayon de liaison de l'accouplement. Par exemple pour un disque gradué sur un diamètre de 50 mm (dimension correspondant à un codeur standard) et une erreur d'excentration de 0.01 mm, l'erreur sera de $\pm 0.0114^\circ$ soit ± 50 secondes d'angle. Si cette excentration a pour origine les défauts de guidage par roulement, elle n'est pas constante d'un tour sur l'autre en fonction du phasage entre les éléments roulants et les bagues. Cette erreur peut être éliminée en utilisant une deuxième tête de lecture diamétralement opposée.

Une dernière source d'erreur provient de l'accouplement entre le codeur et l'axe à mesurer. Cette transmission doit être homocinétique, sinon il existe un déphasage variable sur un tour.

2.2. Le double comparateur à axes parallèles

Il est possible de mesurer une rotation entre deux solides $S1$ et $S2$, en utilisant deux comparateurs linéaires. Afin d'obtenir deux informations indépendantes, leurs axes de sensibilité respectifs doivent être différents et parallèles. L'exploitation des deux mesures permet d'obtenir à la fois le mouvement de translation relatif des deux solides suivant la direction commune, mais aussi de déterminer la rotation relative des deux solides suivant l'axe perpendiculaire au plan contenant les deux axes (Figure 183). L'ajout d'un troisième comparateur dans le plan, mais non parallèle aux deux premiers, permet d'accéder au mouvement de translation relatif dans la seconde direction du plan. D'autres dispositions peuvent être utilisées.

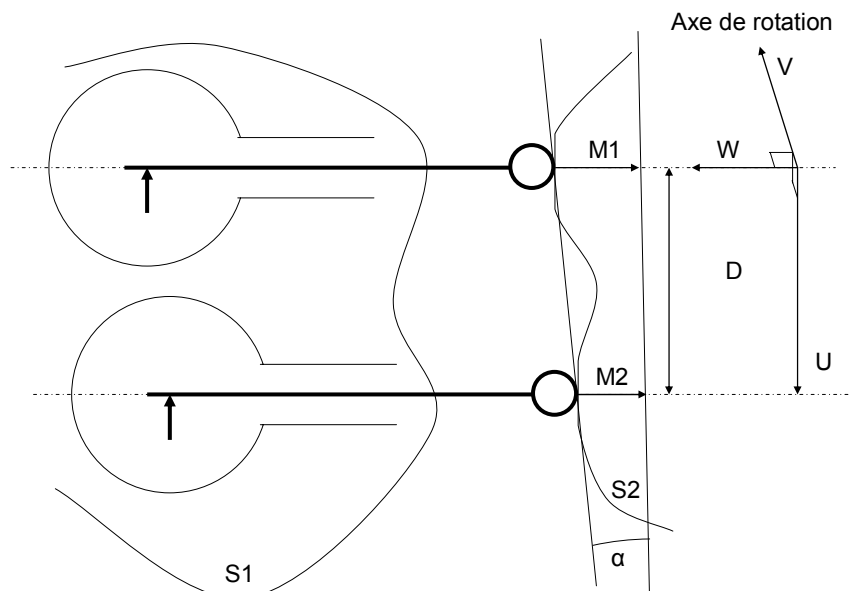


Figure 183 : Principe du double comparateur

Calcul de la rotation relative :

$$\tan \alpha = \frac{|M_1 - M_2|}{D} \quad (2. 2)$$

L'incertitude de mesure sur la rotation dépend de deux paramètres : l'incertitude de mesure des deux comparateurs et l'incertitude sur la distance D. Ainsi il est préférable d'avoir la plus grande distance D possible, avec un compromis entre la longueur D et la flexion de la pièce support sous l'effort des comparateurs et la masse embarquée.

Un cas particulier de ce double comparateur est l'utilisation d'un laser interférométrique en mesure angulaire. Par une disposition particulière des optiques de réflexion, il est possible de mesurer la variation de longueur entre deux trajets laser espacés d'une distance D (Figure 184). La différence de marche entre les deux trajets correspondant à la différence de mesure entre les deux comparateurs.

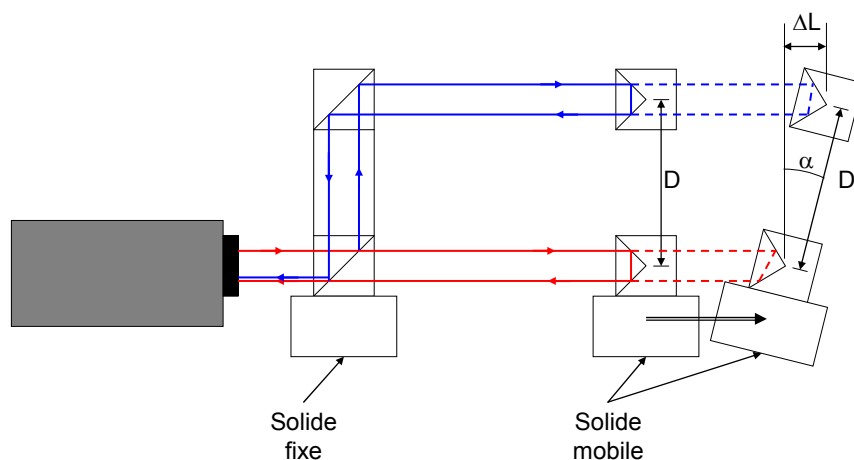


Figure 184 : Principe de mesure d'un angle au laser interférométrique

On obtient ainsi la relation suivante :

$$\sin \alpha = \frac{\Delta L}{D} \quad (2. 3)$$

La principale source d'incertitude de ce montage réside dans la connaissance précise de la valeur D. Comme elle est souvent faible (environ 30 mm pour des blocs optiques standard) son incertitude devient prépondérante dans la détermination de l'angle.

2.3. Référence particulière

Pour mesurer une rotation de faible amplitude, il est aussi possible de déterminer une variation angulaire par rapport à un axe de référence absolue. Cette référence peut prendre de nombreuses formes que nous allons présenter.

2.3.1. Axe optique ou laser : lunette autocollimatrice

Pour mesurer finement des angles, les opticiens utilisent comme référence la propagation d'un faisceau lumineux avec la mise en œuvre de lunettes autocollimatrices. Ces lunettes combinent deux dispositifs en un seul : un collimateur et un télescope (Figure 185). Le collimateur permet de projeter un réticule à l'infini et le télescope permet de focaliser une image provenant de l'infini. Le réticule du collimateur et le réticule du télescope sont sur le plan focal de l'objectif. La lunette projette donc l'image du réticule du collimateur sous forme d'un faisceau lumineux. Ce faisceau est réfléchi par un miroir qui lui est nominale

perpendiculaire et fixé sur le solide en déplacement. Celui-ci réfléchit alors le faisceau vers la lunette qui reforme l'image du réticule du collimateur sur le plan du réticule du microscope. Si le miroir est parfaitement perpendiculaire à l'axe optique, les deux réticules sont confondus sur l'axe optique et l'information de mesure de la lunette est nulle. En fonction de l'angle entre le miroir et l'axe optique, l'image du réticule du collimateur se déplace sur le plan du réticule du télescope suivant la relation suivante :

$$\alpha = \frac{y}{2f} \quad (2.4)$$

Avec :

- ✓ f est la focale de l'objectif
- ✓ y le déplacement du réticule du collimateur par rapport au réticule de l'oculaire.

Cette relation est applicable dans les deux directions du plan focal, la lunette autocollimatrice permet donc de mesurer les deux angles de rotation du miroir par rapport à la direction initiale du faisceau lumineux.

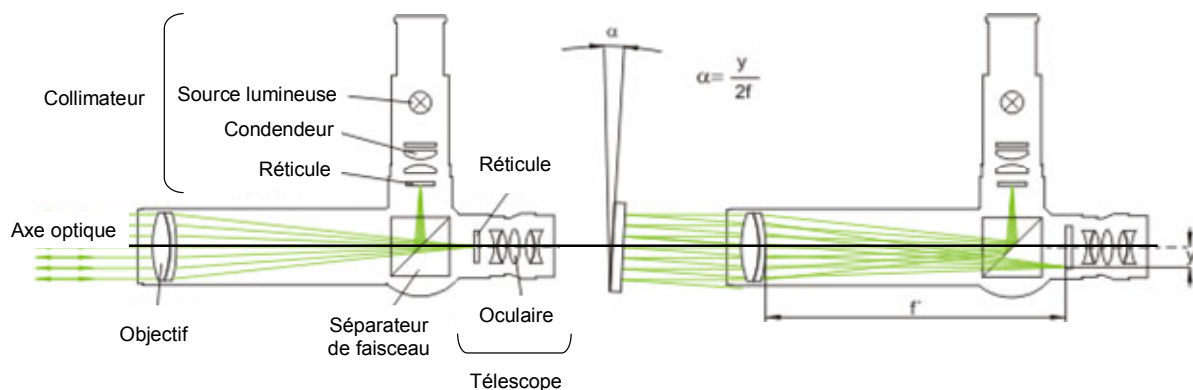


Figure 185 : Principe de la lunette autocollimatrice

En remplaçant la source lumineuse par une source laser et l'oculaire par une cellule CCD, la mesure ne nécessite plus l'œil pour déterminer la valeur du décalage angulaire. L'information est devenue analogique voire numérique, permettant un stockage de l'information plus simple et une automatisation de la mesure.

La mesure angulaire est limitée en course car l'image ne doit pas sortir de l'ouverture de l'oculaire ou de la cellule CCD. Actuellement pour une étendue de mesure de $\pm 2.5^\circ$ la précision est de 3 secondes et pour les lunettes les plus précises sur une étendue de mesure de ± 10 secondes, la précision est de 0.01 seconde ou sur ± 50 secondes de 0.02 secondes. Toutefois pour obtenir ces précisions il est important de ne pas perturber le faisceau, par des turbulences atmosphériques ou une variation d'indice de l'air induite par la présence de gradients thermiques.

2.3.2. Axe de gravité terrestre

Une autre référence angulaire absolue est la verticale terrestre locale, elle est accessible par le moyen de niveau. Le niveau, quelque soit sa technologie, permet de déterminer l'orientation d'un solide par rapport à la gravité locale. Pour des déplacements de petite amplitude, il est possible de considérer la gravité comme un champ de vecteur parallèle, ce qui consiste à négliger la courbure terrestre. Il est intéressant de connaître la limite de cette

approximation. La terre possède un rayon d'environ 6370 km. La variation d'inclinaison de l'axe de la gravité entre deux points distants de 100 mètres est de $0,1 / 6370$ rad soit $15,7 \mu\text{rad}$. Dans le cas de grandes machines qui requièrent des précisions d'alignement importantes, il est nécessaire de tenir compte de la variation d'orientation du champ de gravité.

Les technologies de niveaux vont des plus élémentaires, comme le niveau de maçon à bulle connu de tous, aux niveaux électroniques permettant de mesurer des rotations inférieures au microradian.

Le premier principe de mesure des niveaux électroniques est basé sur la détermination de la position d'un pendule suspendu sans frottement. Plusieurs principes de mesures sont utilisés pour déterminer la position du pendule. Les plus courantes sont la mesure inductive (Figure 186) et capacitive (Figure 187). Ces niveaux fournissent une variation angulaire suivant l'axe de la liaison pivot du pendule.

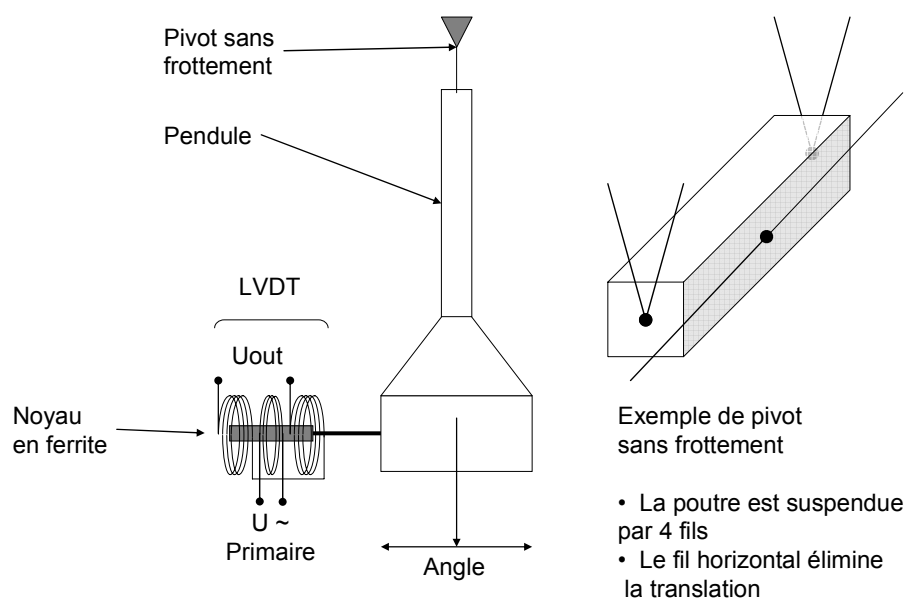


Figure 186 : Principe de la mesure inductive

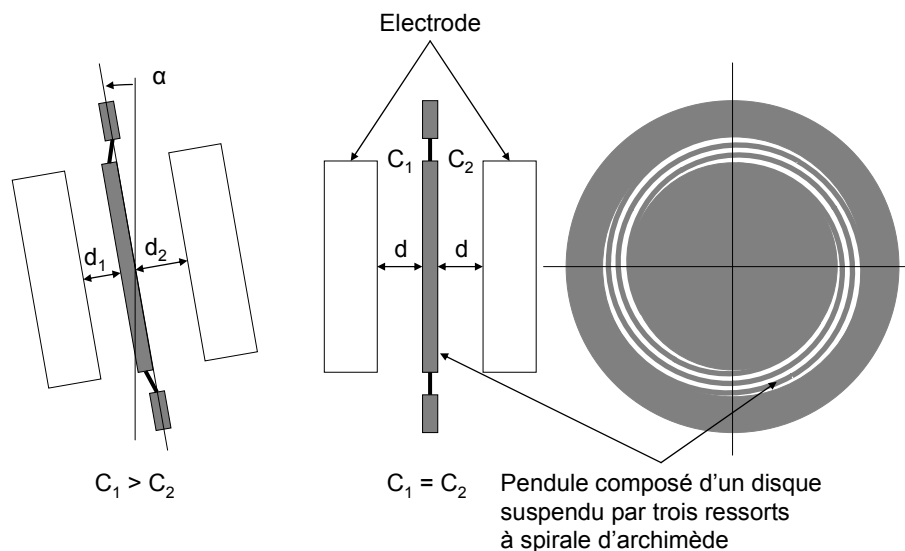


Figure 187 : Principe du niveau capacitif

Une autre technologie de niveaux électroniques est basée sur la mesure de la variation d'orientation d'une surface libre. Pour cela, le principe de la lunette autocollimatrice est utilisé. Un faisceau lumineux est focalisé à l'infini pour être réfléchi par la surface libre vers une lentille qui va refocaliser le faisceau sur son plan focal où est placée une cellule photosensible (Figure 188). La mesure de la position du faisceau sur la cellule se fait sur un plan, on obtient ainsi les composantes d'inclinaison suivant deux directions perpendiculaires. Lors de l'utilisation de ce type de niveau, il faut prendre en compte le temps de stabilisation de la surface mobile dans le cas où le niveau est soumis à des mouvements ou des chocs entre deux mesures.

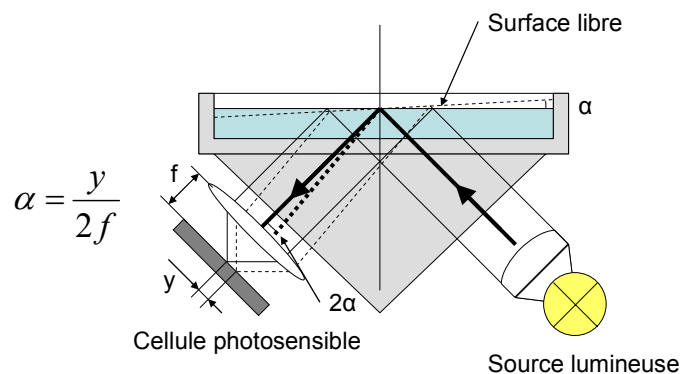


Figure 188 : Principe du niveau laser

2.3.3. D'autres références moins utilisées

Il existe d'autres références utilisables pour la mesure de rotation. Mais elles ne sont pas utilisées dans le domaine de la mesure des défauts des machines, principalement à cause de leur manque de résolution et de précision et leur dérive temporelle. Nous allons les présenter rapidement ainsi que leur domaine d'application courant.

Le champ magnétique terrestre est un autre champ de force accessible, il peut aussi être utilisé comme référence absolue. Ce fut d'ailleurs une des premières références utilisées pour la navigation maritime. Pour une application de mesure sur machine, la mise en œuvre est quasiment impossible car les éléments métalliques, les moteurs sont des sources de perturbation qui interdisent toutes mesures de ce type.

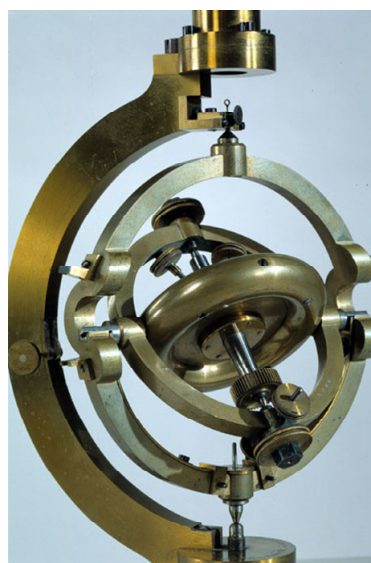


Figure 189 : Gyroscope de Foucault (1852)

En utilisant le principe de conservation du moment cinétique, il est possible de créer un axe de référence. En effet un solide en rotation constante dans un dispositif permettant sa liberté d'orientation, définit un axe référence par son axe de rotation. C'est le principe du gyroscope (Figure 189) qui est utilisé dans un grand nombre d'application. On le trouve principalement dans les dispositifs de navigation des missiles et des satellites pour mesurer leur orientation et garantir leur stabilité. On le trouve dans les instruments de navigation des avions pour définir l'horizon artificiel. Le principal inconvénient d'un gyroscope pour la mesure de rotation est sa dérive temporelle. Elle est par exemple de 100 secondes d'arc par heure pour un système de commande de vol.

En modifiant légèrement un gyroscope de façon à ne permettre qu'un déplacement dans le plan horizontal, l'axe de rotation se stabilisera en direction du méridien, qui correspond à l'axe de rotation de la terre. C'est le principe du gyrocompas qui a remplacé le compas magnétique pour la navigation maritime et aérienne. Il indique directement le nord géographique donc il n'est pas nécessaire de réaliser de compensation.

2.4. Synthèse

Afin de faire un bilan des références utilisables pour des mesures de rotations, voici un tableau présentant le type de référence et ses applications courantes.

Référence	Dispositif de mesure	Application
Division du cercle	Codeur angulaire	Mesure la position angulaire de mécanismes : Moteurs, axes, ...
Direction de mesure	Double comparateur	Mesure de petits défauts angulaires
Rayon lumineux	Lunette autocollimatrice	Mesure de petits défauts angulaires
Champ de gravité	Niveau à bulle Niveau électronique	Nivellement Mesure de défaut angulaire
Champ magnétique	Boussole Compas	Navigation
Axe de rotation d'un gyroscope	Gyroscope	Stabilisateur de vol Pilotage automatique
Axe de rotation de la terre	Gyrocompas	Navigation Pilotage automatique

Le tableau suivant fournit des ordres de grandeurs sur l'étendue de mesure, la précision et la résolution courante des moyens de mesures couramment utilisés pour la mesure de défauts angulaires.

Dispositif de mesure		Course	Résolution	Précision
Codeur angulaire	Classique	360°	0.005°	± 5"
	Grande précision	360°	0.000 01°	± 0.4"
Lunette autocollimatrice	Classique	± 2.5°	"	± 3"
	Grande précision	± 20"	"	± 0.01"
Niveau électronique	Classique	± 45°	5"	30"
	Grande précision	± 1°	0.3"	1"

3. LE COMPAREUR BIDIMENSIONNEL PLAN

Pour réaliser un comparateur bidimensionnel, permettant de mesurer le déplacement des deux translations dans un plan, il est possible de monter deux comparateurs avec leur axe de sensibilité perpendiculaire. Ce montage nécessite l'utilisation de deux surfaces planes et perpendiculaires comme appui pour les deux touches de comparateur.

Il existe, depuis quelques années, une autre solution pour réaliser un comparateur 2D de manière compacte (Figure 39). Ce capteur fonctionne exactement sur le même principe physique que le comparateur optoélectronique présenté dans le paragraphe 1.1. La différence réside dans la réunion de deux systèmes de mesures linéaires au sein d'un même boîtier. La tête ainsi conçue possède deux réseaux de lecture indépendants et perpendiculaires.

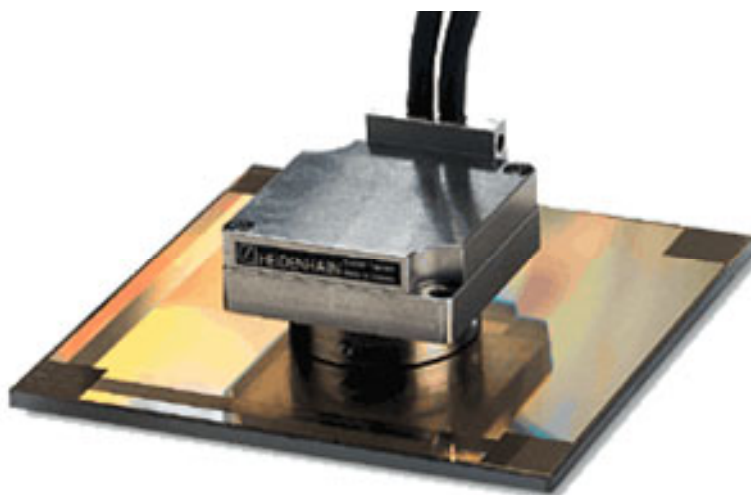


Figure 190 : Comparateur 2D (Tête + réseau de mesure)

La tête de lecture comporte deux dispositifs optiques séparés. Ces deux blocs sont orientés à 90° . On remarquera que, pour respecter le principe d'Abbe lors de l'implantation de cet appareil, il est nécessaire d'identifier son point d'Abbe qui est l'intersection des lignes d'Abbe des deux directions (Figure 40). Ce point n'est pas confondu avec le centre de ce codeur, il faudra donc tenir compte de cet élément lors de l'implantation de ce capteur.

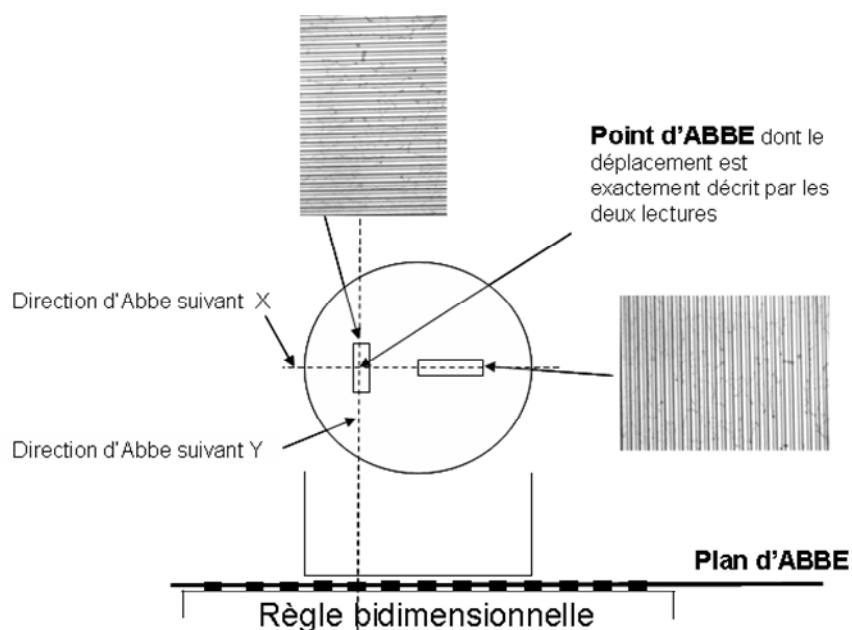


Figure 191 : Principe du comparateur 2D

La règle graduée est un réseau de mesure 2D, en réflexion, dont la période est de 8 μm dans les deux directions de mesure x et y. L'image de la Figure 41 a été obtenue par la mesure du réseau à l'aide d'un Microscope à Force Atomique (AFM), développé par le Laboratoire National de Métrologie et d'Essais dans le cadre d'une autre collaboration du laboratoire [LAH05].

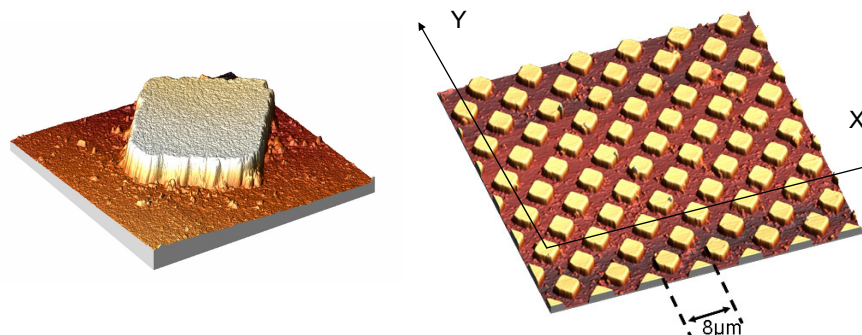


Figure 192 : Vue de détail (50 μm x 50 μm x 0.15 μm)

4. LE COMPAREUR DE RECTITUDE

Le défaut de rectitude de déplacement d'un mouvement rectiligne peut être réalisé avec un comparateur linéaire associé à un étalon de rectitude tel qu'une règle par exemple. Nous détaillerons les précautions à prendre pour réaliser cette mesure dans le paragraphe §1.2.

Il existe des moyens dédiés à la mesure de rectitude, principalement pour les axes de grande dimension, que nous décrivons ici.

Une méthode de mesure utilisant des niveaux électroniques permet aussi de réaliser une mesure de rectitude, elle sera présentée par la suite.

4.1. Mesure au fil tendu

4.1.1. La référence

On utilise comme référence de rectitude un fil tendu. La tension du fil est un paramètre important afin de garantir sa rectitude. Pour s'assurer que le fil ne possède pas de défaut de rectitude local issu de ses déformations antérieures (bobinage par exemple), le fil doit avoir un niveau de contrainte supérieur à la limite élastique du matériau. Ainsi, la section du fil devient incapable de supporter un moment fléchissant capable de maintenir un défaut de rectitude local du fil, sa position d'équilibre ne peut être que droite. Si la tension a été suffisante lors de la mesure, on constate que le fil ne possède plus de contraintes internes : il n'a plus tendance à reprendre sa courbure comme lors du déroulage. En tout état de cause, un fil qui a servi pour une mesure ne doit pas être réutilisé car sa limite élastique a été déplacée par le phénomène d'écrouissage.

Dans la pratique, le fil est tendu à l'aide de poids calculés pour que la contrainte dans le fil soit au-delà de la limite élastique. Ce calcul fait intervenir le diamètre du fil et la limite élastique du matériau utilisé :

$$T = mg \geq \sigma_e \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.5)$$

Prenons l'exemple d'un fil d'acier de diamètre 0.1 mm, la masse à suspendre doit être d'environ 1 kg.

Le fil est posé sur deux roulements rigides à une rangée de billes, sans étanchéité interne et légèrement graissés. Ces deux supports présentent ainsi peu de frottements, ces derniers rendant difficile la détermination et la garantie de la tension.

L'usage du fil tendu est parfaitement adapté pour la mesure des rectitudes suivant des directions perpendiculaires à l'axe de la gravité. Si la mesure doit être réalisée suivant la direction de la gravité, il faut tenir compte de la flèche du fil qui est une source d'incertitude.

Un fil tendu possède une forme appelée chaînette. Pour un fil très tendu cette chaînette peut être assimilée à une parabole [BOW04]. En effet, la masse par unité de longueur du fil est équivalente à sa masse par unité de longueur projetée car sa flèche est très faible par rapport à sa longueur (Figure 193).

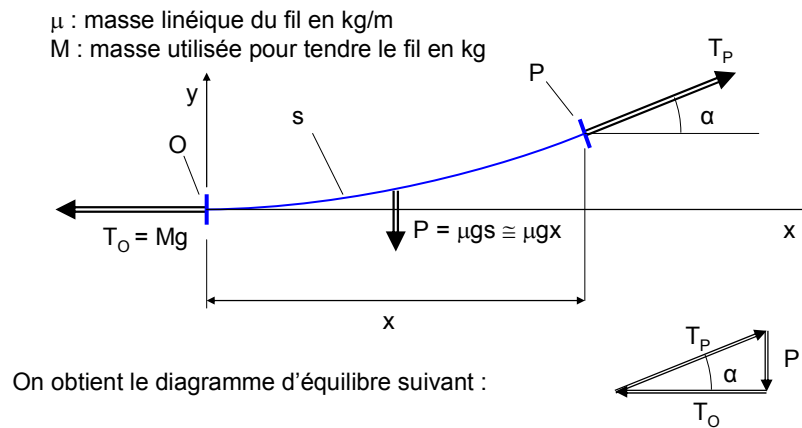


Figure 193 : Eléments de calcul de la flèche d'un fil tendu

La tension T_0 dépend de la masse (M) fixée à l'extrémité du fil :

$$T_0 = Mg \quad (2.6)$$

L'équilibre de la partie du fil comprise entre O et P nous permet de déterminer l'angle α :

$$\tan \alpha = \frac{P}{T_0} = \frac{\mu x}{M} \quad (2.7)$$

On obtient ainsi l'équation différentielle suivante :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\mu x}{M} \quad (2.8)$$

Et la solution suivante avec $y = 0$ si $x = 0$:

$$y = \frac{\mu}{2M} x^2 \quad (2.9)$$

Pour déterminer μ , il faut tout d'abord peser sur une balance précise une grande longueur de fil pour obtenir une mesure précise. En effet, 10 m de fil acier de 0.1 mm de diamètre ne font que 6g. Ensuite il faut calculer la longueur de fil en ajoutant à sa longueur initiale l'allongement du fil sous charge. Pour notre fil de 0.1 mm de diamètre avec une charge de 1 kg, cet allongement est de l'ordre de 6 ‰.

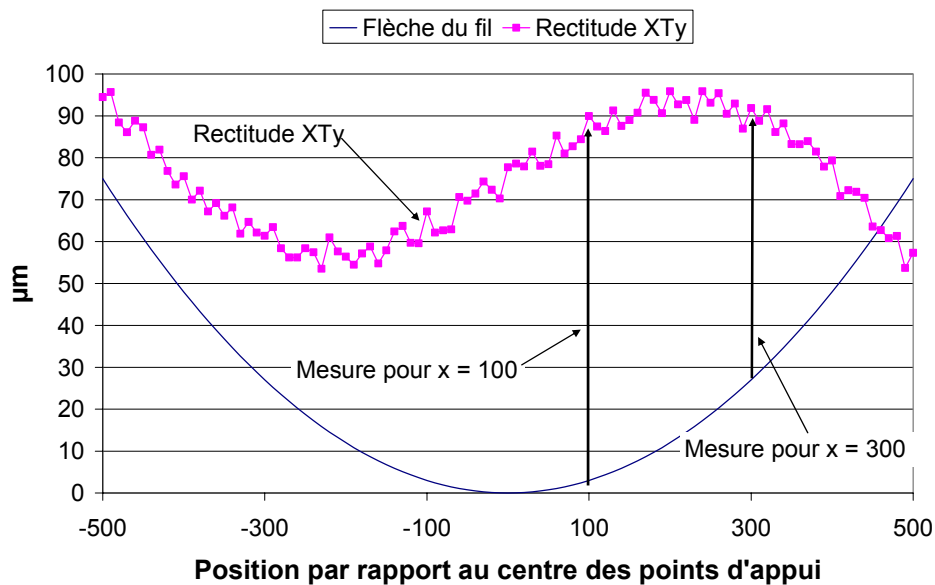


Figure 194 : Analyse graphique de la rectitude XTy à partir d'une mesure au fil tendu

Dans la pratique, pour éliminer simplement la flèche du fil, il suffit de tracer sur une feuille la parabole définie par l'équation (2.9) qui est seulement fonction du fil et de la charge utilisée. Cette représentation ne dépend pas de la portée du fil si on travaille toujours par rapport au centre de la courbe. La rectitude s'obtient en plaçant le point de mesure par rapport à la courbe représentant la flèche du fil (Figure 194).

4.1.2. La mesure par un microscope

Un microscope installé sur un chariot micrométrique, dont l'axe de déplacement est perpendiculaire au déplacement à caractériser, est utilisé comme détecteur d'alignement. La vis micrométrique du chariot est placée dans l'alignement du fil afin de respecter le principe d'Abbe (Figure 195).

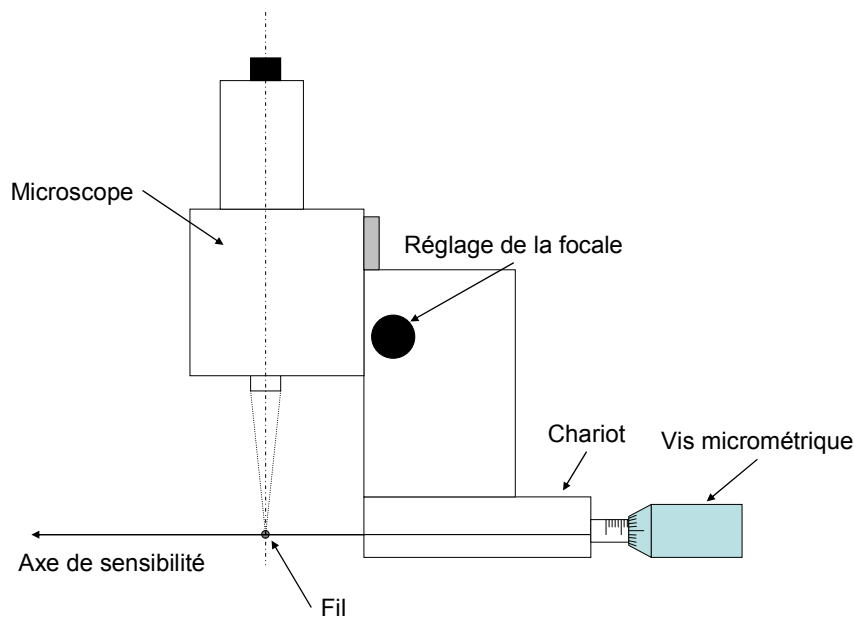


Figure 195 : Microscope pour mesure de rectitude au fil

La mesure proprement dite consiste donc, pour chaque point, à recentrer le microscope, et l'indication du décalage de la platine micrométrique correspond à la valeur de rectitude. Le

microscope fonctionne donc en détecteur de zéro (Figure 196). Actuellement, les microscopes spécifiques à la mesure de rectitude ne sont plus fabriqués. Pour palier à ce manque, il est possible d'utiliser un microscope standard mais pour obtenir une grande finesse de recentrage il est judicieux d'utiliser un réticule en forme de croix et en pointillé. En inclinant légèrement la croix par rapport à la direction du fil, il est plus simple de réaliser un bon centrage en utilisant le phénomène de moiré.

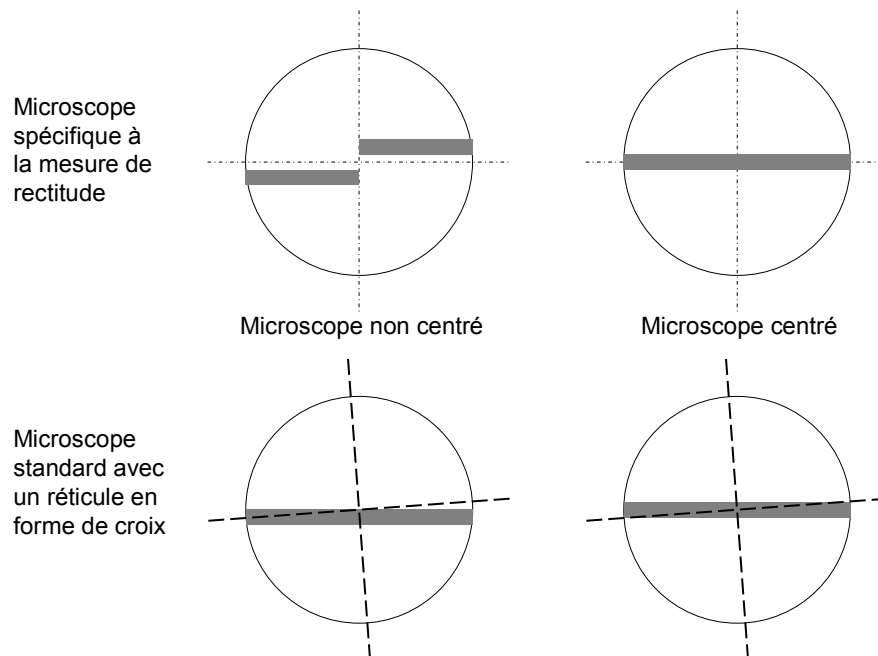


Figure 196 : Vue dans l'oculaire du microscope

4.1.3. La mesure capacitive

La société Fogale Nanotech a développé un système de mesure, WPS (Wire Positioning System) permettant de connaître la position du fil par une mesure capacitive.

Le dispositif est composé de deux électrodes opposées. Le fil doit être conducteur car il est utilisé comme une électrode reliée à la masse. La mesure consiste à calculer la capacité entre les deux électrodes et le fil. Cette mesure différentielle permet de déterminer la position relative du fil entre les deux électrodes (Figure 197).

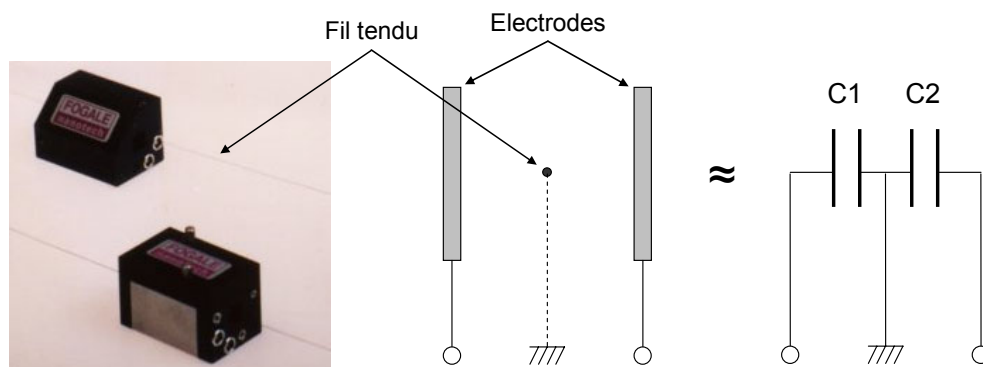


Figure 197 : Mesure capacitive de la position d'un fil tendu

La précision de ce type de capteur est directement dépendante de la plage de mesure. Par exemple pour une plage de mesure de ± 5 mm, on a une incertitude de l'ordre de ± 5 μ m.

En plaçant deux paires d'électrodes à 90°, il est possible de réaliser la mesure dans les deux directions perpendiculaires au fil.

Ce dispositif est utilisé principalement pour le suivi de l'alignement des accélérateurs de particules.

4.2. Mesure par rapport à un rayon lumineux

4.2.1. La référence

La lumière se propage en ligne droite dans le vide. Le laser formant un faisceau de lumière peu dispersif, il est tentant de l'utiliser comme référence de rectitude. Le principal problème est que pour avoir un faisceau qui se propage en ligne droite, le milieu traversé doit avoir un indice constant, or dans l'air, cela ne peut absolument pas être garanti. Comme cela a déjà été vu précédemment l'indice de l'air est fonction de la pression, de l'hygrométrie, mais surtout de la température. Or il est courant, dans un milieu industriel ou de laboratoire, d'avoir une stratification de la température. Dans un hall d'atelier une masse d'air chaud se forme sous les toits chauffés par le soleil. L'air chaud ayant tendance à monter, il n'y a pas de mouvement d'air. Avec la relative fraîcheur du sol, il apparaît une stratification de l'air, plus chaud en haut qu'en bas.

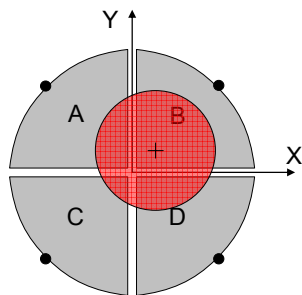
Ce gradient de température provoque un gradient d'indice qui courbe le faisceau. Il est donc délicat de parler de propagation rectiligne.

Mais si des précautions sont prises, il est envisageable de réaliser des mesures de rectitude. Les protections possibles consistent à protéger le faisceau ou à réaliser un brassage forcé de l'air autour du faisceau. Cela reste toutefois très délicat.

Pour utiliser le faisceau laser comme un fil tendu, il est nécessaire d'avoir un dispositif permettant de déterminer sa position. Il en existe principalement deux, la cellule 4 quadrants et la cellule PSD que nous allons décrire.

4.2.2. Mesure par une cellule 4 quadrants

La cellule 4 quadrants est constituée d'un disque de silicium coupé par deux bandes de 10 µm de large, constituant ainsi 4 surfaces photosensibles indépendantes. Le centre du détecteur est connu très précisément car il correspond à l'intersection des deux bandes qui ne change pas au cours du temps ou des fluctuations de température. Un faisceau laser ou lumineux parfaitement symétrique qui frappe au centre du détecteur, génère le même courant sur les 4 quadrants. Si le faisceau bouge par rapport au centre du détecteur, les courants issus des quadrants varient et il est possible de déterminer le mouvement en x et y du faisceau par rapport au centre du détecteur grâce aux formules suivantes :



Cellule 4 quadrants

$$x = \frac{(b + d) - (a + c)}{a + b + c + d}$$

$$y = \frac{(a + b) - (c + d)}{a + b + c + d}$$

a, b, c et d correspondent au courant reçu respectivement par les 4 quadrants

Figure 198 : Principe de mesure de la cellule 4 quadrants

Pour que la position du faisceau soit connue avec précision il est nécessaire que le faisceau frappe l'ensemble des 4 quadrants. Si le faisceau ne frappe que les quadrants A et B les équations se simplifient en : $x = \frac{b-a}{a+b}$ et $y = \frac{a+b}{a+b} = 1$. Donc le déplacement du faisceau doit être au maximum égal au rayon de ce faisceau par rapport au centre. Le diamètre du faisceau est quant à lui limité par la taille de la cellule 4 quadrants. La taille idéale est telle que le diamètre du faisceau soit égal à la moitié du diamètre de la cellule (Figure 199).

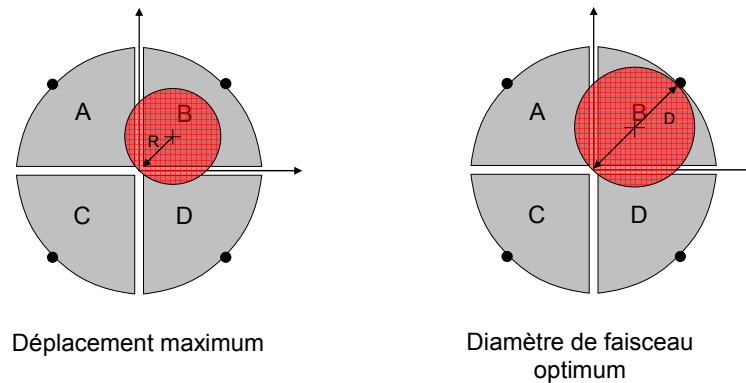


Figure 199 : Paramètres optimum pour l'utilisation d'une cellule 4 quadrants

A cause de cette limitation, ce dispositif est surtout utilisé pour aligner ou centrer un faisceau sur un axe optique. Il est d'ailleurs particulièrement utilisé pour de l'asservissement de système où les petits déplacements enregistrés par la cellule servent au réaligement d'un faisceau laser.

C'est de cette manière que la cellule est utilisée pour mesurer la rectitude par rapport à un faisceau laser de référence. La cellule est montée sur deux axes et, comme pour la rectitude, le déplacement des axes pour aligner le centre de la cellule avec le faisceau laser nous fournit la rectitude. Cette opération peut parfaitement être automatisée si les axes sont motorisés.

4.2.3. Mesure par cellule PSD

Un autre dispositif de mesure de la position d'un faisceau lumineux peut être utilisé, c'est la cellule PSD (Position Sensing Detector). Ce détecteur est constitué d'une fine couche de silicium sensible à la lumière. Lorsqu'un faisceau lumineux touche le détecteur, un courant électrique se crée au droit de la zone éclairée. La résistance de la couche de surface conduit à une division du courant arrivant sur les quatre électrodes. Les différentes valeurs des courants indiquent la position de l'impact du faisceau sur le détecteur (Figure 200).

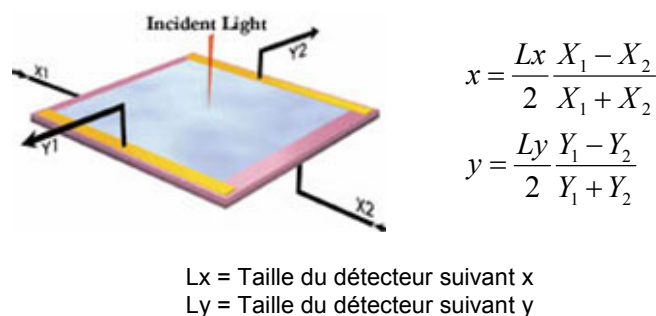


Figure 200 : Principe de mesure d'une cellule PSD

Ces dispositifs possèdent une plus grande étendue de mesure par rapport aux cellules 4 quadrants. Par contre la linéarité n'est pas très bonne donc la mesure est moins précise.

4.2.4. Mesure avec un interféromètre

Ce dispositif n'utilise pas directement la direction du laser comme référence, c'est une différence de marche entre deux faisceaux qui est mesurée. Mais ce type de mesure est quand même très sensible aux perturbations induites par l'air traversé.

Cette mesure utilise un interféromètre laser mais à la place de la lame séparatrice et des miroirs, deux systèmes optiques sont utilisés.

Le premier système, souvent appelé « interféromètre de rectitude », est un prisme de Wollaston. Il est composé de 3 prismes et de deux matériaux biréfringents inverses (c'est-à-dire que si n_1 est l'indice de réfraction du matériau 1 pour la polarisation horizontale, il est aussi l'indice du matériau 2 pour la polarisation verticale). Lorsqu'un faisceau est réfracté par ce prisme, il se scinde en deux faisceaux de polarisations orthogonales, dans des directions faisant un angle α par rapport au faisceau incident. Cet angle dépend des indices des matériaux mais ne dépend pas de l'angle d'incidence. C'est pourquoi il est judicieux de fixer le réflecteur (double miroir) en bout d'axe et de déplacer le prisme. Ce prisme va donc séparer les deux fréquences de polarisation perpendiculaire du faisceau incident.

Le second, appelé « réflecteur de rectitude », est composé de deux miroirs plans légèrement inclinés de façon à être perpendiculaires aux faisceaux issus du prisme de Wollaston. Si l'axe du système réflecteur est centré sur le faisceau incident, les rayons réfléchis reviennent sur eux-mêmes (Figure 201).

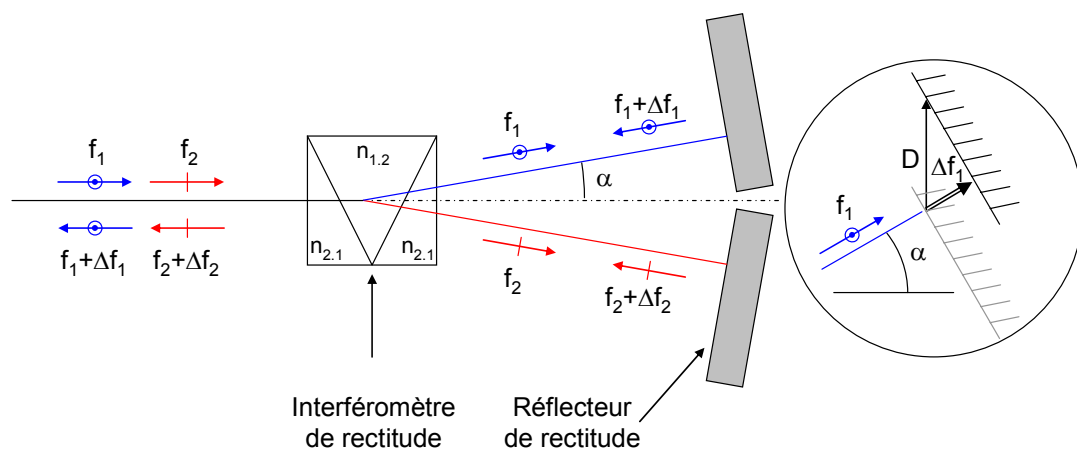


Figure 201 : Principe de la mesure de rectitude par interféromètre laser

Lorsque l'axe du double miroir et l'axe de symétrie sont alignés avec le faisceau incident, la différence de trajet entre les deux faisceaux est nulle. Lorsqu'une des deux optiques à un déplacement (D) perpendiculaire à l'axe optique, les trajets optiques ne sont plus identiques et la différence de marche L s'écrit :

$$L = \Delta f_1 - \Delta f_2 = 2D \cdot \sin \alpha \quad (2. 10)$$

D'où :

$$D = \frac{L}{2 \sin \alpha} \quad (2.11)$$

Le rapport entre la mesure réalisée par l'interféromètre (L) et la rectitude (D) associée dépend de l'angle α . De plus, les distances extrêmes accessibles entre les deux systèmes optiques dépendent de cet angle et de la dimension du réflecteur de rectitude.

Actuellement on trouve deux valeurs d'angle de prisme. Pour des mesures de rectitude entre 0.1 m et 4 m, l'angle α vaut environ 1° et l'incertitude de mesure associée vaut environ $\pm 0.5 \pm 0.15 M^2 \mu\text{m}$ (M distance en mètre entre les deux optiques). Pour des mesures entre 1 m et 30 m, l'angle α vaut environ 0.1° et l'incertitude de mesure associée vaut environ $\pm 5 \pm 0.015 M^2 \mu\text{m}$.

4.3. Mesure de rectitude au niveau électronique

Le principe de cette mesure est de transformer une mesure angulaire en une mesure de translation. Pour cela nous allons déterminer la variation d'altitude entre deux points espacés d'une distance L à partir de l'angle d'inclinaison α (Figure 202)

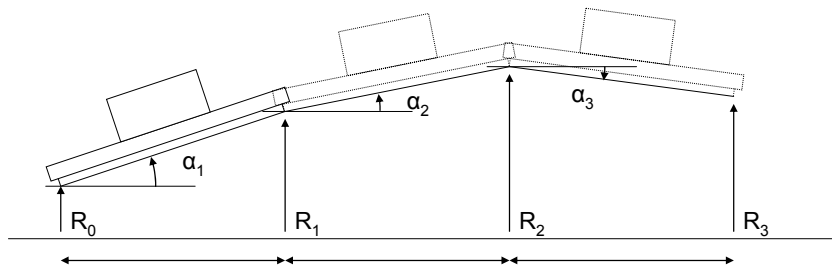


Figure 202 : Principe de la mesure de rectitude au niveau électronique

La différence d'altitude entre les deux points de mesure s'écrit :

$$\alpha_i = \frac{E_i - E_{i-1}}{L} \quad (2.12)$$

La mesure de la rectitude complète est le cheminement par différence d'altitude entre chaque point successif. Pour obtenir les valeurs des E_i , il est nécessaire de fixer arbitrairement $E_0 = 0$, ce qui revient à imposer une origine d'altitude. Ensuite on obtient chaque altitude à partir de l'altitude précédente, de la distance entre les points et de l'angle d'inclinaison. Il est important pour cette mesure que le niveau soit repositionné sur le point précédemment mesuré.

Ainsi on a :

$$E_i = \alpha_i L + E_{i-1} \quad (2.13)$$

4.4. Synthèse

Afin de réaliser un bilan sur l'ensemble des moyens qui permettent de réaliser une mesure de rectitude, nous avons réalisé un tableau de synthèse qui présente leurs caractéristiques principales.

Dispositif de mesure		Plage de mesure	Incertitude
Règle et comparateur		0 à 3 m	$\pm 1 \mu\text{m/m}$
Laser avec cellule PSD		0 à 20 m	$\pm 5 \mu\text{m/m}$
Laser avec prisme de Wollaston	Angle de 1°	0 à 3 m	$\pm (0.5 \mu\text{m} + 0.15 \mu\text{m/m}^2)$
	Angle de 0.1°	1 à 30 m	$\pm (5 \mu\text{m} + 0.015 \mu\text{m/m}^2)$
Fil tendu		0 à 50 m	$\pm (1 \mu\text{m} + 0.5 \mu\text{m/m})$
Mesure au niveau électronique		0 à 100 m	$\pm 1 \mu\text{m/m}$

Pour une mesure à la règle, la plage de mesure est limitée par la flexion des règles de grande dimension. Cette flexion n'est pas éliminée par la méthode de retournement, nous ne pouvons changer le sens de l'action de la gravité.

La mesure au laser par cellule PSD est très sensible aux perturbations atmosphériques autour du faisceau laser. L'incertitude présentée dans ce tableau est une incertitude donnée par un constructeur et doit être pour des conditions parfaites, difficilement maîtrisable la plus part du temps.

La plage de mesure au fil tendu n'est limitée que par l'étendue de mesure admissible par le microscope. En utilisant un fil de kevlar ou en fibre de carbone, il est possible de réduire la flèche du fil et donc d'augmenter la longueur du fil. Mais ces fils tressés présentent des défauts locaux qui augmentent l'incertitude de mesure.

Pour une mesure au niveau électronique, l'étendue de mesure n'est limitée que par le temps de mesure nécessaire pour réaliser la propagation. Par exemple, pour une semelle de niveau de 100 mm de longueur, il faudra réaliser 1000 mesures pour parcourir 100 m. Mais techniquement il n'y a pas de limite si la compensation de la courbure terrestre n'est pas oubliée.

5. LE CONCEPT D'ÉTALON DE LONGUEUR

Ce concept est basé sur l'utilisation d'un étalon de longueur connue. Par des mesures successives sur une machine de cette longueur dans le volume de travail et par comparaison par rapport à sa longueur conventionnellement vraie, il est possible de réaliser une cartographie des erreurs de la machine.

Cette méthode est une des étapes de la réception des machines à mesure tridimensionnelle. L'étalon de longueur peut prendre bien des formes. Une cale étalon est l'un des premiers étalons utilisés. Mais la matérialisation de la longueur associée n'est pas simple car elle nécessite une grande qualité d'exécution. En effet, si on mesure la cale simplement en deux points, il est possible de réaliser une erreur de mesure due à un désalignement de la cale par rapport à la direction définie par les deux points (Figure 42). La solution qui consiste à mesurer les deux plans correspondant aux extrémités de la cale ne permet pas directement d'obtenir la longueur mesurée. La distance entre deux plans n'a pas de réalité mathématique, même si la majorité des logiciels permettent ce type de calcul en utilisant des procédures de traitement pas toujours bien décrites. Une solution satisfaisante peut consister à calculer les deux distances entre un point d'une extrémité et le plan de l'autre extrémité (Figure 42) et d'en faire la moyenne.

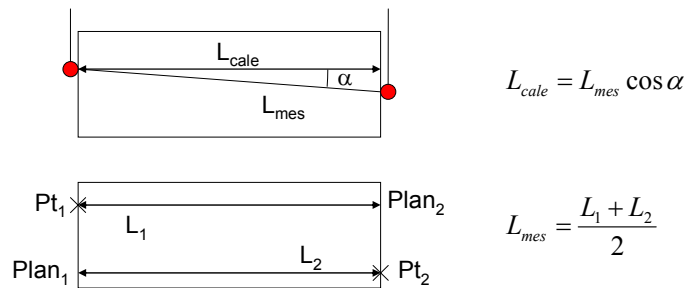


Figure 203 : Méthode de mesure d'une cale étalon

Il existe une matérialisation qui supprime ce problème de définition de la longueur. C'est la barre à boule, qui est constituée d'une tige reliant deux billes. Ces billes doivent avoir un défaut de forme négligeable par rapport à la précision de mesure désirée. Des billes de roulement sont parfaitement adéquates. L'intérêt d'utiliser des sphères et qu'il n'y a pas d'ambiguïté sur la définition de la longueur : c'est la distance entre les deux centres de sphère.

Pour le contrôle des machines, un grand nombre de dispositifs ont été développés sur l'utilisation d'étalon de longueur matérialisé par des sphères. Certains utilisent une barre possédant plusieurs sphères également réparties afin de réaliser plusieurs mesures de longueur avec une seule position de la barre [ZHA91] [KOB04]. D'autres proposent de réaliser un plan de sphères, voire même des structures en trois dimensions, de façon à limiter le nombre de posages [HUS94] [ARR99] [KOB04]. Dans [COO90] une structure démontable est proposée. Elle permet de connaître l'incertitude dans le volume d'une machine à mesurer. L'utilisation de techniques de retournement et de permutations permet de s'affranchir de la connaissance fine des étalons, exceptée pour la mesure des erreurs de justesse qui nécessite obligatoirement un rattachement au mètre étalon.

La machine à mesurer permet d'obtenir facilement la longueur de l'étalon, ce qui n'est pas le cas des machines-outils. Même si de plus en plus de machines sont équipées de palpeurs de mesure, elles sont encore minoritaires. Nous proposons d'utiliser un dispositif qui permet d'instrumenter tout type de machine-outil. Il est constitué de trois comparateurs montés sur les trois faces perpendiculaires d'un coin de cube qui sera placé dans le nez de broche (Figure 43).

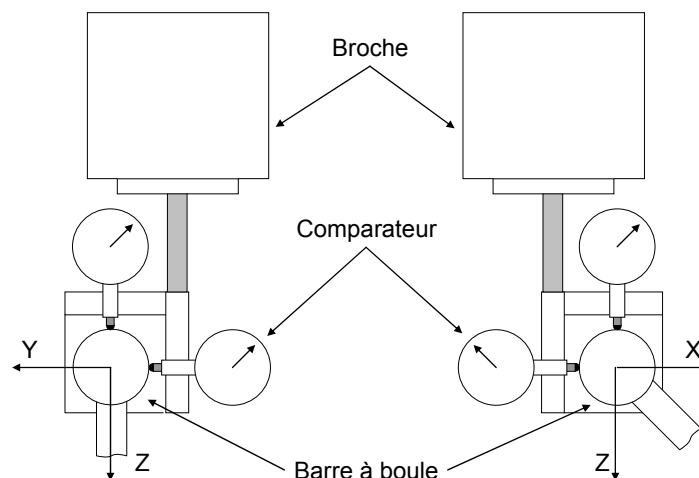


Figure 204 : Mesure d'une sphère par 3 comparateurs

Plutôt que d'instrumenter la machine, il est possible d'instrumenter la barre à boule en mesurant la variation de longueur en fonction de la position de la barre dans l'espace de travail. On retrouve ce principe dans le BallBar qui sera décrit plus précisément dans le paragraphe 2.2. La variation mesurable est relativement faible, de l'ordre de 2 mm, ce qui limite les trajectoires analysées.

Cette analyse peut être étendue à un autre instrument de mesure qui réalise un étalon de longueur de grande dimension : le laser tracker. En effet, il permet de mesurer une longueur qui correspond à la distance entre le centre du réflecteur cible et le centre de rotation des deux axes rotatifs de l'appareil.

ANNEXE IV:

LES METHODES CLASSIQUES POUR MESURER LES DEFAUTS GEOMETRIQUES DES MACHINES

1. LA MESURE DES DEFAUTS DES AXES

C'est la mesure historique, un instrument permet de mesurer un seul défaut indépendamment des autres. Donc pour chaque type de défaut d'un même axe, il faut soit déplacer l'instrument de mesure ou, plus contraignant encore, il faut en changer. Ces différentes manipulations sont longues et souvent délicates. Nous proposerons à la fin de ce chapitre une stratégie de mesure adaptée aux machines à trois axes perpendiculaires qui permet de juger par étape de la qualité de la machine, sans avoir à faire l'ensemble des mesures.

1.1. Mesure de justesse

L'erreur de justesse est déterminée par la différence entre le déplacement effectif du point étudié et le déplacement indiqué par la machine. Le déplacement effectif est mesuré par un dispositif possédant une grande course de mesure avec une incertitude nominale plus faible que la machine à caractériser. Il doit être raccordé à la chaîne d'étalonnage du mètre.

Pour des axes linéaires, le laser interférométrique est parfaitement adapté. Il est relativement simple à mettre en œuvre pour des mesures de justesse, et son incertitude est adéquate.

Pour des axes rotatifs, il est possible d'utiliser un codeur angulaire de précision supérieure à celle de l'axe mesuré. Il est aussi possible d'utiliser un plateau diviseur d'angle de grande précision du type plateau indexé Moore. Ces plateaux sont susceptibles d'incertitudes angulaires de l'ordre de 0.1 à 0.2 seconde d'angle. Le laser interférométrique avec l'option de mesure angulaire est alors utilisé comme mesureur de petits angles [REN05].

1.2. Mesure de rectitude

L'erreur de rectitude est déterminée par comparaison entre la forme de la trajectoire de la machine et celle d'un étalon. Si on utilise un fil ou un faisceau lumineux comme référence, la mesure est directe. Si on utilise une règle étalon, il est judicieux d'utiliser une méthode de retournement pour s'affranchir du défaut de la règle.

L'intérêt même de la méthode de retournement est de réaliser un étalon immatériel grâce à deux mesures avec entre les deux un retournement de la référence.

Pour réaliser un retournement correct, il faut prendre quelques précautions et suivre un certain nombre de convention pour garantir la qualité de la mesure. Nous les expliciterons par la suite.

L'étalon de rectitude est matérialisé par une règle dont une des faces est rectifiée et qui présente une grande stabilité dimensionnelle pour permettre le retournement. La règle est positionnée sur le solide terminal du mouvement à mesurer, le corps du comparateur est rendu solidaire du porte-outil. Pour mesurer correctement le défaut de rectitude, l'axe du comparateur doit être parfaitement perpendiculaire à la direction de l'axe à mesurer, et suivant la direction de la rectitude à mesurer. L'étalon de rectitude est positionné pour que sa face contienne la direction du mouvement, que son orientation soit parallèle au déplacement et que sa face soit perpendiculaire au comparateur.

Prenons un exemple concret pour expliquer les calculs et les conventions (Figure 205). Soit un axe de mouvement de direction X, mesurons la rectitude du mouvement suivant la direction Y.

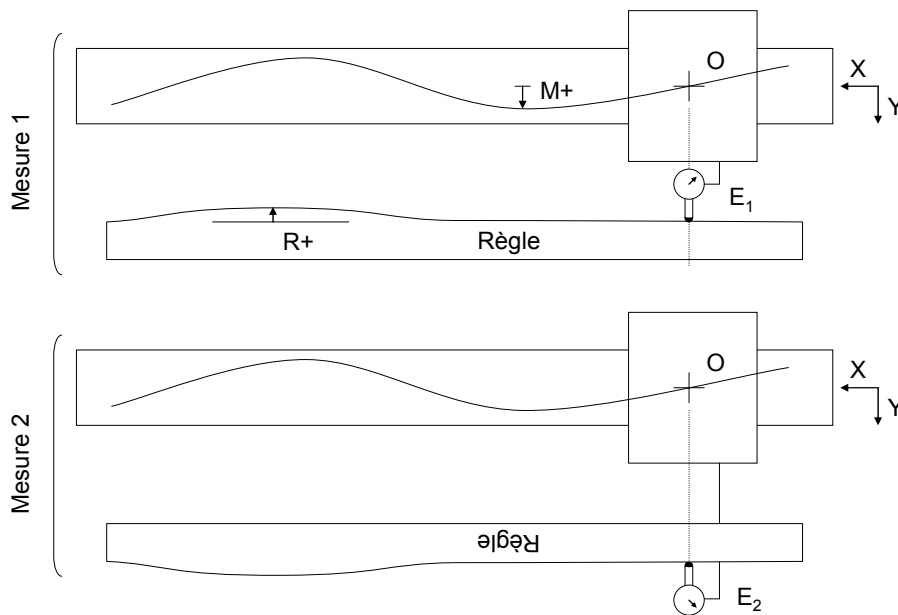


Figure 205 : Principe de la mesure de rectitude par retournement

Les conventions sont les suivantes :

- ✓ Si le comparateur s'enfonce, l'indication est positive
- ✓ Si le chariot se déplace dans le sens des Y positifs, le défaut de rectitude est positif. Défaut noté M
- ✓ Si la règle présente un excès de matière en un point, le défaut est positif. Défaut noté R.

On obtient ainsi les résultats suivants :

- ✓ L'écart $E_1(x)$ mesuré en chaque point de l'axe X pendant la première mesure vaut :

$$E_1(x) = M(x) + R(x) \quad (2.14)$$

- ✓ L'écart $E_2(x)$ mesuré en chaque point de l'axe X pendant la seconde mesure vaut :

$$E_2(x) = -M(x) + R(x) \quad (2.15)$$

On obtient donc :

$$M(x) = \frac{E_1(x) - E_2(x)}{2} \text{ et } R(x) = \frac{E_1(x) + E_2(x)}{2} \quad (2.16)$$

$M(x)$ correspond au défaut de rectitude XT_y et $R(x)$ au défaut de la règle. Il est intéressant de comparer le défaut de la règle à une précédente mesure. Ce suivi permet à la fois de suivre l'état de la règle et de garantir la qualité de la mesure actuelle. Une inversion de profil indiquera par exemple un problème de convention de signe.

Afin de garantir la qualité de la mesure de rectitude, il est nécessaire de respecter quelques précautions :

- ✓ La référence ne doit pas évoluer entre les deux mesures, sa forme doit être identique. Donc le posage de la règle étalon doit être soigné. Elle doit être posée en trois points au 2/9 de sa longueur qui correspondent aux points de moindre flexion.
- ✓ Il est nécessaire de mesurer la même face de la règle. Sa position dans le sens du mouvement doit être calée afin d'avoir une concordance entre les positions de la machine et les points de la règle.
- ✓ Si la face mesurée présente un défaut en torsion, le profil mesuré varie en fonction de la position de la ligne de mesure. Il est donc impératif de mesurer la même ligne après le retournement. Mais il est judicieux d'avoir une règle présentant le moins de défaut de torsion possible.
- ✓ Il faut dégauchir la direction de la règle pour ne pas introduire de défaut de mesure si on ne se positionne pas parfaitement sur le point à mesurer.

Avant de réaliser une mesure de rectitude, il faut aussi s'interroger sur l'implantation de la référence et du comparateur. En effet, il est toujours possible d'inverser le comparateur et la règle pour réaliser une même mesure. Mais ceci n'est pas sans conséquence. Prenons l'exemple de la mesure de la rectitude de l'axe X d'une machine suivant la direction Y (Figure 206).

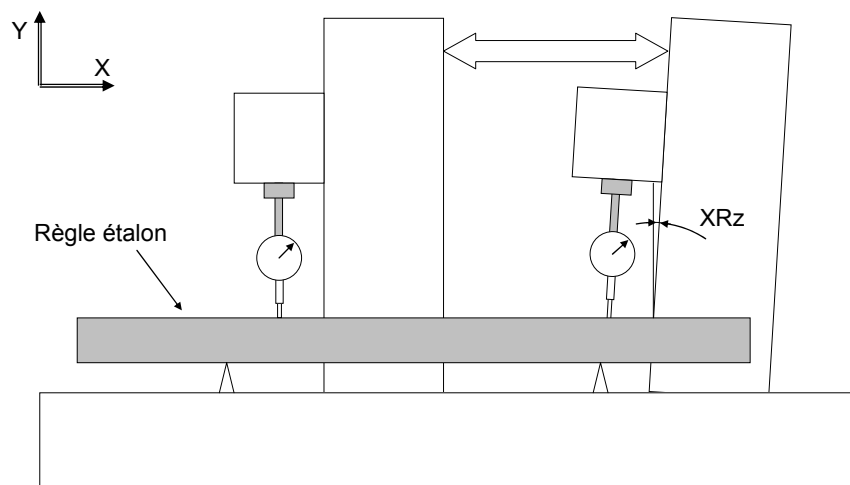


Figure 206 : Effet des défauts de rotation sur une mesure de rectitude : règle fixe

Lors du mouvement de l'axe X le comparateur subit un mouvement de rotation du au défaut de tangage de l'axe X (XR_z). Mais ce défaut est du second ordre comme nous l'avons montré au chapitre I.

Par contre, si on inverse le montage (Figure 207), le défaut de tangage a un effet non négligeable sur le défaut de rectitude mesuré.

Pour limiter l'influence des défauts de rotation sur la mesure de rectitude, il faut toujours placer la référence sur l'objet fixe et le comparateur sur l'objet mobile.

Sur notre exemple, il paraît évident que la règle ne doit pas être fixée à la place de l'outil. Par contre dans le cas d'une machine à table mobile, il en va autrement si on veut respecter notre principe.

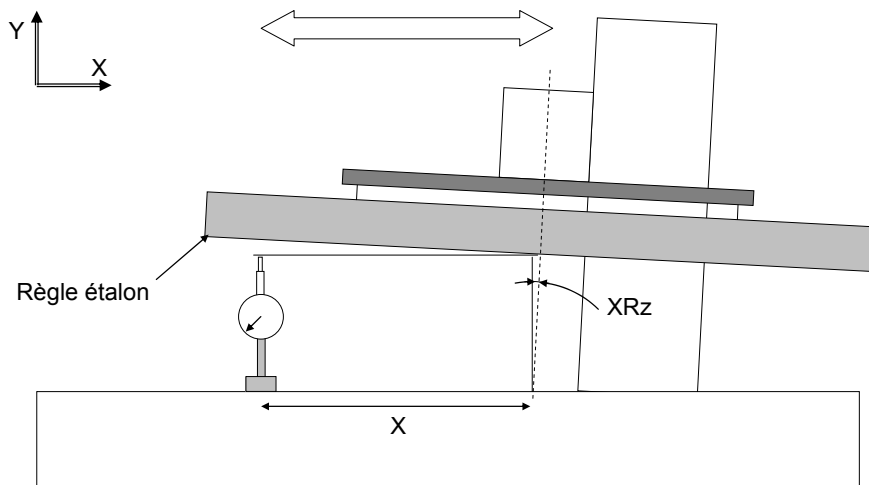


Figure 207 : Effet des défauts de rotation sur une mesure de rectitude : règle mobile

Dans le monde du contrôle sur machine, on a pris l'habitude de toujours placer le comparateur à la place de l'outil. Ceci afin de toujours mesurer les défauts vus par l'outil. Bien entendu dans le cas d'une table mobile le défaut de rectitude ainsi mesuré sera dépendant du défaut de rotation de la table. Mais en connaissant ces défauts de rotation par une mesure au niveau électronique par exemple, il est tout à fait possible de retrouver le défaut de rectitude.

1.3. Mesure de battement radial et axial

La mesure du battement radial et axial est équivalente à une mesure de rectitude pour un axe linéaire, seul l'étalon change. Pour le battement radial il faut utiliser une bague étalon ou une sphère (Figure 208).

Le retournement (permutation) est aussi applicable même s'il n'est souvent pas vraiment nécessaire, car les étalons circulaires sont plus simple à fabriquer et de meilleure qualité que les règles étalons.

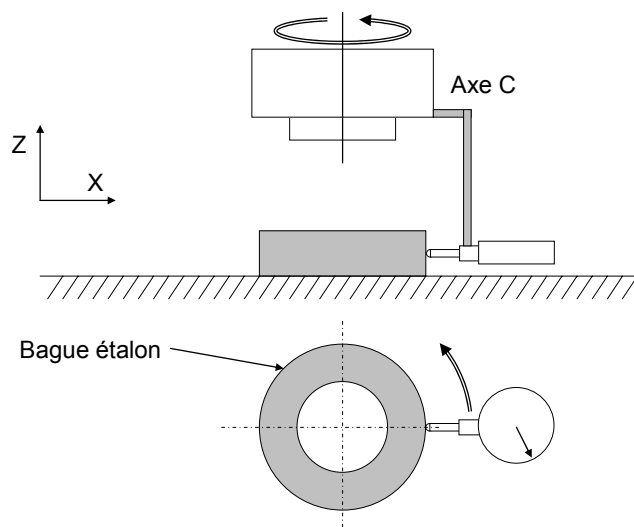


Figure 208 : Mesure de battement radial d'un axe C

La mesure doit être réalisée suivant les deux directions X et Y, sans démontage de la bague étalon. Le défaut de centrage de la bague étalon par rapport à l'axe de rotation introduit une composante sinusoïdale de premier ordre. Elle peut être supprimée lors de l'analyse des résultats de mesure en identifiant la moyenne des composantes du premier ordre suivant X et Y. La différence entre les composantes du premier ordre des deux directions correspond à un défaut intrinsèque à l'axe de rotation [LEL00].

1.4. Mesure de roulis, tangage ou lacet

Au préalable de la description de ces mesures, il est utile de préciser que bien souvent ces mesures sont un bon indicateur de l'état générale de la machine et sont donc souvent faites en premier lieu.

Pour ces mesures, lorsque l'axe de rotation mesuré est perpendiculaire à la gravité, les niveaux électroniques sont les plus adaptés. Leur mise en œuvre est très simple et leur incertitude de mesure est parfaitement adaptée.

Il faut prendre une précaution indispensable pour réaliser des mesures correctes : toujours réaliser des mesures différentielles. En effet un niveau est référencé par rapport à la verticale terrestre. Donc lors d'un mouvement de l'axe étudié, si l'ensemble de la machine bascule par rapport à la verticale, le niveau lié à l'axe enregistrera ce basculement comme un défaut de l'axe alors qu'il n'aura pas d'incidence sur la position relative de l'outil par rapport à la pièce. Pour ne pas tenir compte de ce basculement général, il est nécessaire de le mesurer. C'est pourquoi lors de la mesure au niveau électronique, il faut toujours placer un niveau sur la référence de la mesure, à savoir l'espace pièce, et réaliser la mesure en retranchant à la valeur lue sur le niveau en mouvement, la valeur du niveau de référence. La majorité des électroniques de traitement permettent de réaliser cette différence directement et ainsi le résultat affiché correspond directement à une mesure différentielle.

La lunette autocollimatrice est aussi un moyen couramment utilisé pour mesurer les défauts de rotation des axes en mouvement. Mais son emploi est plus complexe car il est nécessaire de réaliser l'alignement entre le miroir et la lunette. Par contre cette mesure peut être complémentaire à une mesure au niveau, car elle permet de mesurer les rotations d'axe parallèle à la gravité. Cette méthode ne permet pas de mesurer le défaut de roulis des axes car ce défaut est parallèle à l'axe optique de la lunette.

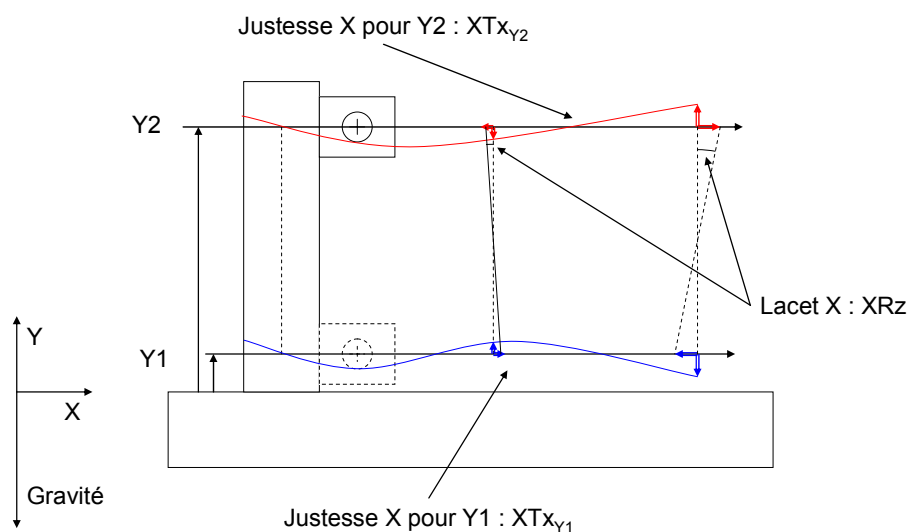


Figure 209 : Mesure de lacet par double justesse

Une autre méthode de mesure consiste à procéder à une mesure de justesse à des endroits différents de l'espace machine, afin de trouver les défauts de rotations des mouvements linéaires. L'idée est d'utiliser l'interféromètre laser comme un double comparateur de grande course.

Prenons comme exemple la mesure du défaut de lacet XRy de l'axe X d'une machine (Figure 209). En réalisant deux mesures de justesse de l'axe X pour deux positions extrêmes de l'axe Y.

Le calcul du lacet XRz s'obtient par :

$$XRz(x) = -\frac{XTx_{y2} - XTx_{y1}}{Y2 - Y1} \quad (2.17)$$

Il est aussi possible d'appliquer ce concept à partir de mesures de rectitude. Au lieu de réaliser une mesure avec un seul comparateur au droit du point dont on analyse le mouvement, un second comparateur est placé à une distance d du premier. Ces deux comparateurs forment ainsi un comparateur de rotation (Figure 210).

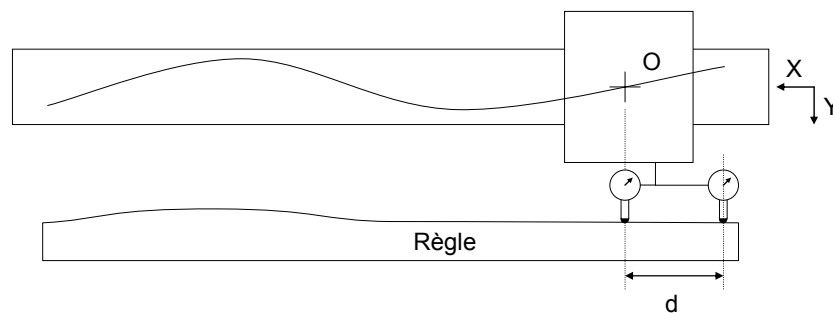


Figure 210 : Mesure de lacet par double rectitude

Il est aussi envisageable de réaliser des mesures angulaires, excepté le roulis, en utilisant l'option angle de l'interféromètre laser, surtout qu'après une mesure de justesse il suffit simplement de changer les optiques et une bonne partie de l'alignement n'est pas à refaire.

1.5. Mesure de battement angulaire

La mesure du battement angulaire peut utiliser deux moyens de mesure déjà présentés au paragraphe précédent : le niveau électronique et la lunette autocollimatrice. Pour des axes rotatifs verticaux, le niveau est parfaitement adapté grâce à sa mise en œuvre très simple. Par contre il faut traiter le résultat de la mesure, car le niveau qui est lié à l'élément tournant voit son axe de sensibilité évoluer en fonction du mouvement réalisé. Les résultats ne sont donc plus exprimés dans le référentiel fixe de la machine mais dans un référentiel tournant en fonction de l'axe de rotation. Ainsi il est judicieux d'utiliser deux niveaux à 90° , afin de pouvoir exprimer les mesures dans le repère fixe (Figure 211).

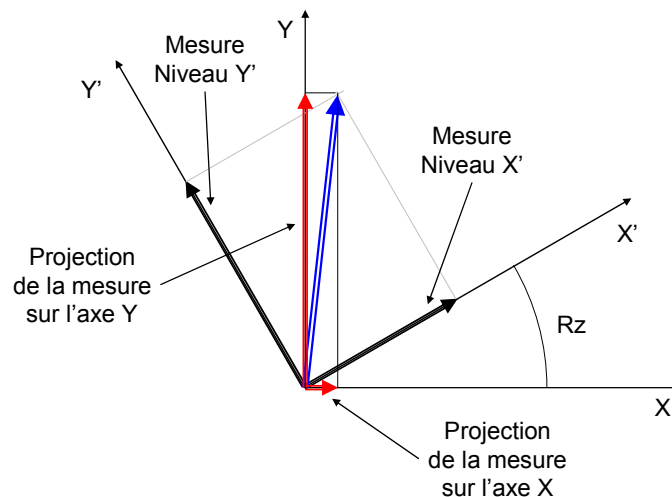


Figure 211 : Projection des mesures angulaires au niveau électronique

Comme pour toutes les mesures au niveau électronique, il faut absolument travailler avec des niveaux de référence. Par contre, leur mesure est réalisée dans le référentiel fixe. Il ne faut pas réaliser une différence directe entre les deux niveaux placés suivant le même axe, mais réaliser la transformation avant.

Pour des axes rotatifs horizontaux seule la lunette peut être utilisée. Le miroir est placé au centre de l'axe et perpendiculairement à celui-ci et la lunette est fixée sur une partie fixe de la machine. Pour cette mesure, il n'est pas nécessaire de réaliser une transformation car la lunette est fixe par rapport au référentiel de machine.

L'ensemble des techniques présentées permet de réaliser les mesures classiques des défauts pris individuellement. Maintenant nous allons présenter les concepts de mesure des positions relatives des axes.

2. LA MESURE DES DÉFAUTS DE POSITION RELATIVE DES MOUVEMENTS DES AXES

Pour déterminer la position relative des mouvements de deux axes, il faut idéaliser chacun des mouvements (cf. Chapitre 1 §4.2). Pour cela il est indispensable de faire une mesure en faisant bouger les deux axes à analyser, soit simultanément soit successivement.

Ces mesures utilisent souvent un étalon matériel et un comparateur. De ce fait il est toujours intéressant de réaliser une mesure avec retournement pour s'affranchir de la justesse de l'étalon. Par contre la stabilité thermique et la stabilité de forme de l'étalon restent des qualités importantes car aucune méthode de retournement ne permet de s'en affranchir.

Nous verrons dans la description des méthodes qu'il est souvent judicieux d'invertir le comparateur et l'étalon. L'analyse de ces deux dispositions permet de choisir celle qui permet une mise en œuvre plus simple. Dans les méthodes suivantes, nous présenterons toujours les deux dispositions pour bien illustrer cette remarque.

2.1. Perpendicularité entre deux axes

La méthode classique de contrôle des perpendicularités entre les mouvements d'une machine fait appel à l'utilisation d'une équerre de précision matérialisant deux plans

perpendiculaires. On recherche la perpendicularité entre les deux déplacements en faisant parcourir par chacun des mouvements un des plans de l'équerre.

Sa mise en œuvre demande un grand nombre de précautions pour réaliser une mesure correcte. Tout d'abord, il est nécessaire de dégauchir l'équerre en rendant ses deux faces mesurées parallèles à la troisième direction de déplacement. Théoriquement il ne faudrait dégauchir qu'un seul plan, mais les équerres peuvent présenter un défaut de vrillage sur l'un des plans. Il faut pour cela toujours mesurer sur la ligne médiane des plans et donc dégauchir les deux plans.

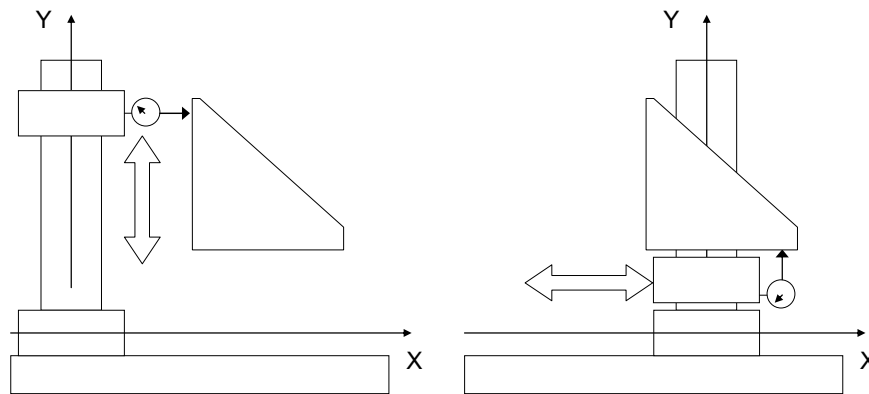


Figure 212 : Mesure de perpendicularité

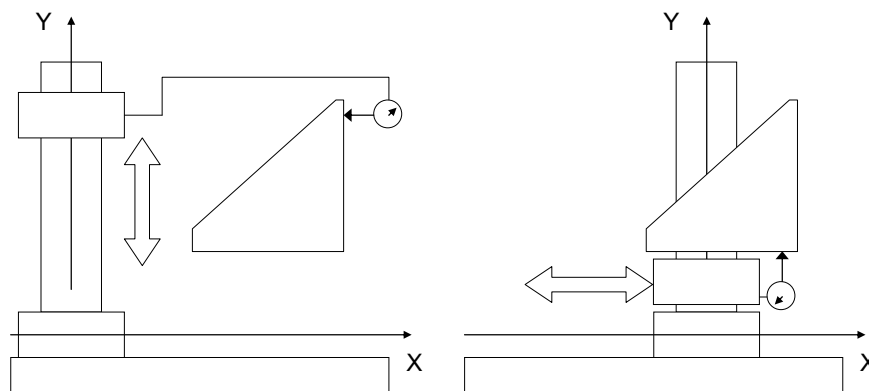


Figure 213 : Retournement de l'équerre

La mesure d'une face de l'équerre à l'aide d'un comparateur s'apparente à la mesure d'une rectitude sur une règle. Elle présente les mêmes sources d'incertitude et demande les mêmes précautions. Le comparateur doit être parfaitement perpendiculaire au plan mesuré. L'équerre doit être posée sur trois points et de façon à limiter sa déformation propre à cause de la gravité. De plus il est nécessaire de connaître les défauts de formes des deux faces et le défaut de perpendicularité. Ce dernier peut être déterminé par le retournement de l'équerre. Il est nécessaire pour la mesure de retournement de réaliser exactement les mêmes mouvements que pour la mesure précédente, surtout la position de X lorsque Y bouge et inversement. Le retournement de l'équerre revient à faire une rotation de 180° par rapport à une des faces (Figure 212 et Figure 213). Il ne faut surtout pas inverser les deux plans.

Cette méthode est très sensible à la mise en œuvre et demande un grand soin pour obtenir un résultat fiable. Une autre méthode existe et, grâce à sa simplicité de mise en œuvre,

elle permet d'obtenir une mesure de la perpendicularité plus rapidement et beaucoup moins sensible aux conditions d'utilisation.

Cette approche consiste à utiliser un étalon de longueur. Mais pour déterminer le défaut de perpendicularité, la connaissance de sa longueur est inutile. Par contre, lors de l'analyse des mesures, nous pouvons déterminer sa longueur et par comparaison avec sa valeur lors d'un étalonnage précédent nous avons un indicateur sur la validité de la mesure.

Pour présenter cette méthode nous allons analyser le défaut de perpendicularité entre les axes X et Y d'une machine. Un étalon de longueur L est placé dans le plan XY de la machine. On mesure alors sa longueur dans cette position puis on place l'étalon comme pour mesurer la seconde diagonale d'un rectangle (Figure 214).

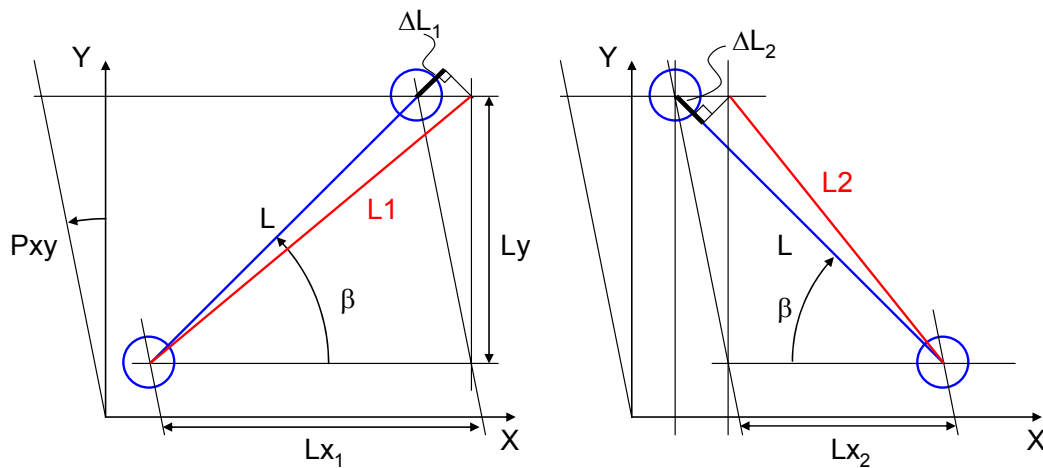


Figure 214 : Perpendicularité à l'étalon de longueur

On a, par approximation du premier ordre :

$$\begin{aligned}\Delta L_1 &= L_1 - L \\ \Delta L_1 &= P_{xy} L \sin \beta \cos \beta = \frac{1}{2} P_{xy} L \sin 2\beta\end{aligned}\quad (2.18)$$

De même on obtient :

$$\Delta L_2 = -\frac{1}{2} P_{xy} L \sin 2\beta \quad (2.19)$$

D'où :

$$\begin{aligned}L_1 - L_2 &= P_{xy} L \sin 2\beta \\ L_1 + L_2 &= 2L\end{aligned}\quad (2.20)$$

Le défaut de perpendicularité vaut :

$$P_{xy} = \frac{L_1 - L_2}{L \sin 2\beta} \quad (2.21)$$

En pratique l'angle β est pris égal à 45° afin d'avoir la meilleure sensibilité de mesure. De plus la valeur de $\sin 2\beta$ varie très peu pour β autour de 45° , donc la barre étalon n'a pas besoin d'être positionnée avec une très grande précision.

La formule du défaut de perpendicularité devient :

$$P_{xy} = \frac{L_1 - L_2}{L} \quad (2.22)$$

Pour des machines 3 axes cartésiennes, ce qui correspond à une majorité des machines, seules les perpendicularités sont à mesurer comme nous l'avons démontré dans le chapitre 1. Si on ajoute un axe de rotation, d'autres paramètres de position relative de mouvement sont à mesurer.

2.2. Perpendicularité entre B et le plan généré par X et Z

Prenons une machine 3 axes X, Y, Z avec un plateau pivotant d'axe B parallèle à Y. Nous voulons connaître la perpendicularité de l'axe de rotation B du plateau pivotant par rapport au plan généré par le mouvement de l'axe X et de l'axe Z.

Pour réaliser la mesure nous allons générer un mouvement suivant B et réaliser le mouvement équivalent avec X et Z, la mesure consistant à mesurer l'écart entre ces deux mouvements.

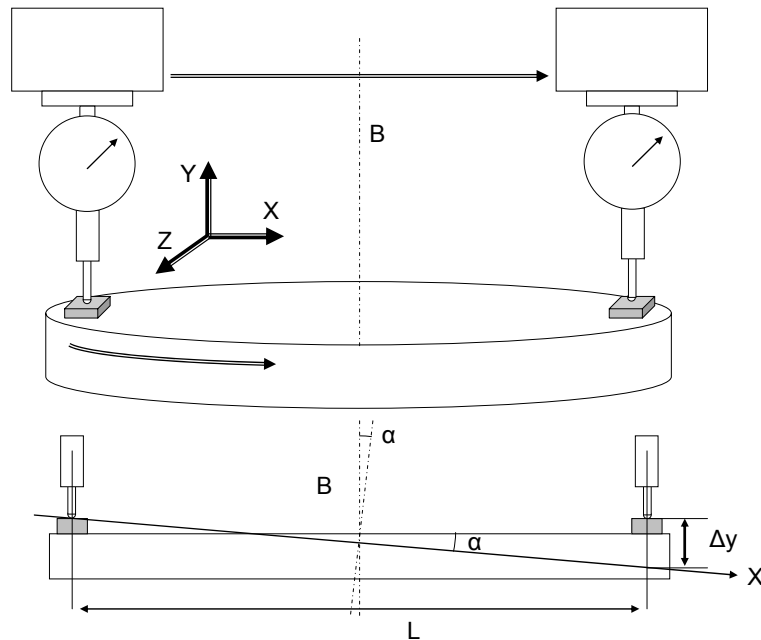


Figure 215 : Perpendicularité B et XZ

Sur le bord du plateau pivotant d'axe B nous allons positionner une cale étalon. Cette cale permet de garantir un bon état de surface, la surface du plateau pouvant être dégradée. Un comparateur est fixé à la place de l'outil et s'appuie sur la cale (Figure 215). Le mouvement de rotation de la cale est compensé par un mouvement X Z du comparateur afin que la touche du comparateur touche la cale toujours au même point.

Une mesure en 4 points permet de connaître les deux perpendicularités grâce à la formule suivante :

$$\tan \alpha = \frac{\Delta y}{L} \quad (2.23)$$

Il est aussi possible de réaliser une mesure en continue sur la rotation complète de B. Cette mesure permet de rechercher la source de l'erreur de perpendicularité. En effet par une analyse de Fourier sur l'ensemble de rotation on peut déterminer les deux erreurs de

perpendicularité, le battement de l'axe, des défauts cycliques dus au guidage ou aux éléments roulants, etc.

Au lieu d'utiliser un comparateur et une cale étalon, il est possible d'utiliser un BallBar. Ce moyen permet de faire une acquisition en continue et sa mise en place est relativement simple. De plus sa résolution de mesure de l'ordre de $0.1 \mu\text{m}$ permet de faire des mesures avec une grande précision.

2.3. Parallélisme entre Y et B

Il est possible de faire une autre mesure. Cette fois nous allons mesurer le défaut de parallélisme entre l'axe B du plateau pivotant et l'axe Y de la machine. A priori cette mesure est équivalente à la mesure précédente, mais pour cela il faut que l'axe Y soit parfaitement perpendiculaire au plan XZ. On peut d'ailleurs retrouver ce défaut de perpendicularité en analysant ces deux mesures.

Pour mesurer le parallélisme il faut identifier l'axe de rotation B, pour cela nous allons déterminer la position de deux points sur cet axe (Figure 216).

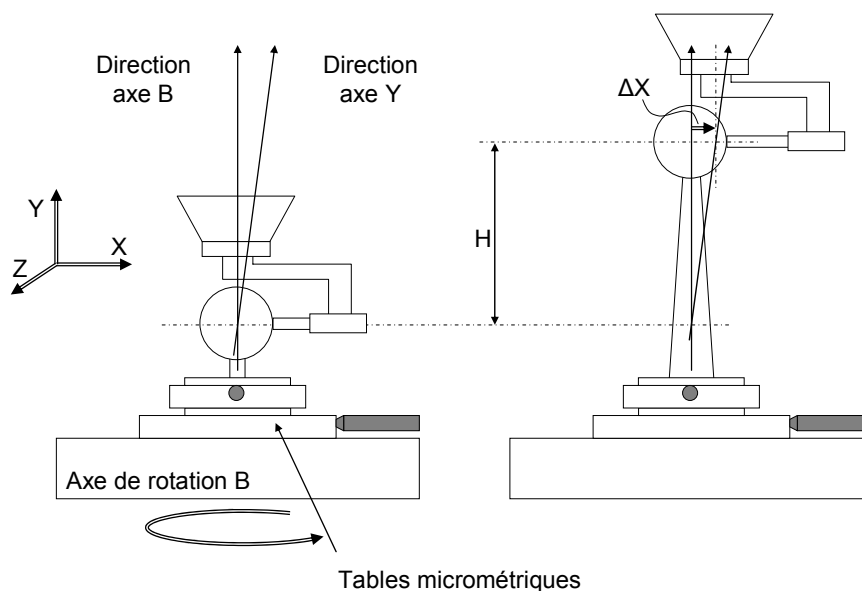


Figure 216 : Parallélisme entre B et Y suivant la direction X (première méthode)

Pour déterminer la position du premier point, nous allons centrer une bille de précision sur cet axe. Pour cela nous plaçons deux comparateurs à la place de l'outil. Un comparateur fait une mesure suivant X, l'autre suivant Z. Les deux comparateurs sont en contact avec la bille qui est placée sur une table de réglage. En mesurant le décalage pour un angle B de 0° et de 180° , on règle la position de la bille pour que son centre soit confondu avec l'axe B. A partir de ce moment il ne faut plus toucher aux comparateurs. On change la hauteur de la bille en la posant sur une cale et on déplace l'axe Y pour que les comparateurs soient en contact avec la bille. On recommence la phase de centrage de la bille sans toucher aux comparateurs. Le décalage enregistré par les comparateurs correspond à l'effet du défaut de parallélisme projeté sur l'axe du comparateur. Ainsi le comparateur parallèle à la direction X permet d'obtenir le défaut de parallélisme entre B et Y suivant la direction X (ParYB_X) grâce à l'équation suivante :

$$\text{ParYB}_X = \arctan \frac{\Delta X}{H} \quad (2.24)$$

De même pour le comparateur parallèle à la direction Z permet d'obtenir le défaut de parallélisme entre B et Y suivant la direction Z ($ParYB_Z$) grâce à l'équation suivante :

$$ParYB_Z = \arctan \frac{\Delta Z}{H} \quad (2.25)$$

Cette opération est très risquée car elle dépend de la stabilité des comparateurs entre les deux phases.

Il est parfois intéressant d'inverser le comparateur et la référence (Figure 217). Pour cette mesure cela simplifie la procédure et surtout on n'est plus dépendant de la stabilité des comparateurs.

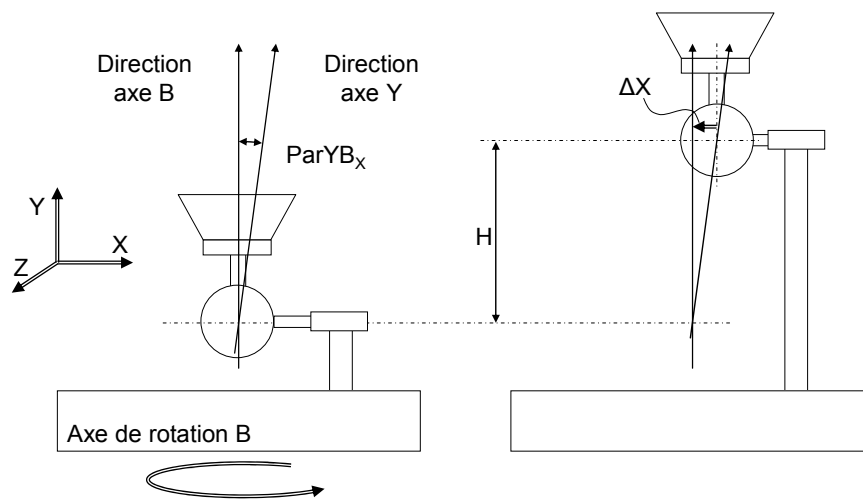


Figure 217: Parallélisme entre Y et B suivant la direction X (seconde méthode)

Dans cette configuration, une bille est placée à la place de l'outil et un seul comparateur est fixé sur le plateau. Comme précédemment, il faut identifier le premier point de l'axe. Pour cela on déplace la machine en X et Z ou, si la bille est placée sur une table de réglage, on déplace la bille. On mémorise la valeur de X et Z ou la position de la table de réglage. On déplace l'axe Y et on fixe le comparateur plus haut pour qu'il soit de nouveau en contact avec la bille. On refait le centrage de la bille. Le décalage en X et Z ou le décalage de la table nous donne l'information sur le défaut de parallélisme. Un autre intérêt de cette méthode est la possibilité de faire une mesure en continue avec un seul comparateur. Ainsi par rapport à la première méthode nous avons accès à une infinité de position de comparateur qui nous donne ainsi le battement radial de l'axe B (cf. §1.3).

2.4. Synthèse

Toutes ces méthodes permettent de mesurer les défauts de position relative de deux axes de machine, mais leur mise en œuvre reste relativement longue et demande un grand soin pour que le résultat soit de qualité. Nous verrons par la suite que l'utilisation des moyens de mesure présentés au paragraphe 3 permet de réaliser ces mesures de façon plus rapide et plus sûre.

Mais avant, nous allons terminer la présentation des mesures classiques par la présentation d'une méthodologie qui permet de gagner du temps pour juger de la qualité d'une machine. Cette méthode utilise le principe qu'il n'est pas nécessaire de réaliser l'ensemble des mesures avant de pouvoir conclure qu'une machine n'est pas bonne.

3. MESURE TYPE D'UNE MACHINE A 3 AXES LINEAIRES

Cette méthode a pour but de pouvoir juger rapidement de la qualité d'une machine. Les mesures sont réalisées par étapes successives. A la fin de chaque étape, une analyse des résultats de mesure permet de juger si la machine est conforme et donc de poursuivre ou non les mesures.

Afin de la présenter nous allons d'abord faire un bilan des moyens de mesures.

3.1. Les outils

Les outils actuels de mesure pour la détermination des défauts géométriques des machines sont limités à la mesure d'un seul défaut ou, s'ils permettent d'en mesurer plusieurs, leur précision n'est pas habituellement adaptée à celle recherchée sur les machines actuelles. Le tableau présente l'ensemble des moyens de mesure courants avec la mesure réalisée et sa qualité.

Outils	Qualité de mesure sur une glissière d'axe X					
	Justesse XTx	Rectitude XTy	Rectitude XTz	Roulis XRx	Tangage XRy	Lacet XRz
Laser interférométrique	+++	/	/	/	/	++
Laser 6D	+++	+ ²	+ ²	++ ³	++ ²	++ ²
Niveau électronique	/	/	++ ¹	+++	+++	/
Lunette autocollimatrice	/	/	/	/	+++	+++
Mesure au fil tendu	/	+++	++ ⁴	/	/	/

Légende :

- / instrument inadapté pour cette mesure
- + mesure possible mais incertitude non conforme au besoin
- ++ mesure avec une bonne incertitude pour des machines standards
- +++ mesure avec une très bonne incertitude pour des machines standards
- ¹ : Mesure réalisée par propagation du niveau
- ² : Mesure réalisée par une cellule PSD
- ³ : Mesure réalisée par un niveau électronique intégré au réflecteur
- ⁴ : Mesure plus délicate à cause de la flexion du fil

3.2. Méthode de mesure

Actuellement pour réaliser la qualification géométrique d'une machine-outil, nous utilisons une stratégie de mesure qui se doit d'être la plus pertinente possible afin de répondre à un objectif : déterminer la qualité géométrique d'une machine, et ceci avec le maximum d'efficacité. Cette efficacité peut se traduire par le rapport entre la qualité de la mesure et le temps nécessaire pour la réaliser.

Pour cela nous commençons par mettre en œuvre des moyens de mesure permettant de faire un premier bilan rapide, mais avec un maximum de pertinence.

L'utilisation de plusieurs niveaux électroniques nous permet de réaliser des mesures très rapidement grâce à leur mise en œuvre très simple. Mais le plus important, leur grande sensibilité permet d'obtenir, avec une grande précision, les défauts angulaires des mouvements de chaque axe individuellement. Ces mesures permettent ainsi de faire un état de la précision générale de la machine.

Par exemple la norme ISO 3070, qui concerne les conditions d'essai des machines de fraisage et d'alésage, impose un défaut angulaire maximum (roulis, tangage et lacet) de $40\text{ }\mu\text{m/m}$ sur l'ensemble des axes en translation.

Pour des centres d'usinage, la norme ISO 10791 impose un défaut angulaire maximum de $60\text{ }\mu\text{m/m}$ sur l'ensemble des axes en translation.

Pour des machines de hautes précisions, la norme ne faisant pas de distinction de qualité, nous avons pour habitude de choisir un défaut angulaire maximum acceptable de l'ordre de $20\text{ }\mu\text{m/m}$.

Ces mesures au niveau nous permettent déjà de savoir si la machine remplira facilement ses spécifications. En effet, ces mesures donnent une image de la rectitude des glissières et donc de la qualité des mouvements. Par exemple, un défaut de tangage de $50\text{ }\mu\text{m/m}$ sur un déport de 200 mm correspond à un défaut de justesse de $10\text{ }\mu\text{m}$.

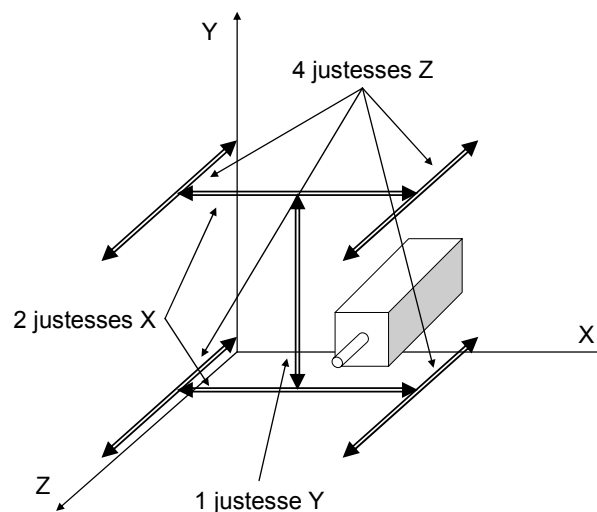


Figure 218 : Les mesures de justesse sur une machine 3 axes à broche horizontale

Le second instrument mis en œuvre est le laser interférométrique. Il permet dans un premier temps de corriger les tables de compensation du défaut de justesse des différents axes de translation. Mais aussi, par une stratégie d'acquisition dans le volume de la machine (Figure 44), d'accéder aux mesures de défaut en rotation que le niveau électronique ne peut mesurer. Par exemple pour une fraiseuse 3 axes à broche horizontale, il faut réaliser les justesses suivantes : 4 justesses suivant Z dans les 4 coins du volume, 1 justesse en Y, et enfin deux justesse en X avec Y en haut et en bas.

A partir de ces mesures, nous avons identifié une grande partie des défauts de la machine : les justesses des 3 axes de translation et la quasi-totalité des défauts angulaires. Une analyse de ces résultats permet déjà de juger du niveau de précision atteignable. Si la machine n'est pas dans les spécifications, il n'est pas utile de poursuivre les mesures. Ceci permet de gagner du temps car les mesures de rectitudes sont très longues à cause de la mise en œuvre, surtout si on souhaite réaliser des mesures par retournement.

Cette méthodologie utilisée actuellement permet, dans un minimum de temps, de pouvoir juger de la qualité globale d'une machine. Mais malgré cette optimisation le temps de mesure n'est pas acceptable pour des mesures périodiques ou même dans le cadre d'une mesure pour réaliser une correction logicielle des défauts géométriques.

Nous présenterons, dans le chapitre 4, de nouvelles méthodes de mesure qui permettent de réduire le temps de mesure. Ces méthodes originales utilisent des moyens de mesure qui sont présentés dans le paragraphe suivant. Ces instruments de mesure permettent de réaliser des mesures plus globales, au sens où le résultat direct intègre plusieurs défauts provenant de plusieurs axes. Le but de nos méthodes de mesure sera de pouvoir isoler les défauts géométriques des axes à partir de ces résultats mesurés. Mais avant d'aborder cette problématique commençons par présenter ces instruments de mesure.

RESUME :

L'axe conducteur de ce travail réside dans la maîtrise du positionnement relatif de deux solides. Pour positionner il faut mesurer. Dans ce travail, nous proposons une analyse conceptuelle des moyens de mesure existants. Certains permettent d'évaluer la position en suivant plusieurs coordonnées simultanément. Ainsi il est possible de "globaliser" l'acquisition. A partir de ce type de mesure, nous proposons des méthodes de dépouillement pour identifier les paramètres du modèle d'erreur, ainsi qu'un calcul de l'incertitude associée. Nous avons développé un principe de mesure permettant l'acquisition simultanée des 6 paramètres de position d'un solide, basé sur l'exploitation d'instruments de mesure de longueurs implantés suivant une architecture parallèle. La conception des instruments de mesure de longueurs a été déclinée sur plusieurs réalisations correspondant à des conditions de mise en œuvre différentes. Nous sommes parvenus à obtenir une précision de $\pm 3 \mu\text{m}$ sur une course de 600 mm.

MOTS CLES :

Robotique – Machine-outil – Étalonnage – Architecture parallèle – Hexapode – Laser tracker – Optimisation.

ABSTRACT :

The goal of this work is the control of relative position between two solids. To positioning, it is necessary to measure. In this thesis, we propose a conceptual analysis of existing measurement devices. Some of them evaluate position by following several coordinates. So we can determine error parameters from these acquisitions. From such measures, we have developed methods to identify parameters of analytical error model and to calculate the associated uncertainty. We have also developed a measurement instrument to realize simultaneous acquisition of the 6 position parameters of a solid. It is based on exploitation of length measuring instruments, implanted according to parallel architecture. The length measuring instruments conception was declined on several realizations with different condition of use. Currently, we reached an uncertainty of $\pm 3 \mu\text{m}$ on a measure stroke of 600mm.

KEY WORDS:

Robotic – Machine-tool – Calibration – Parallel kinematics – Hexapod – Laser tracker – Optimization.