



HAL
open science

Modélisation avancée du couple Machine Outil / Commande Numérique dans un contexte UGV pour l'optimisation du calcul de trajectoires multi axes

David Prévost

► **To cite this version:**

David Prévost. Modélisation avancée du couple Machine Outil / Commande Numérique dans un contexte UGV pour l'optimisation du calcul de trajectoires multi axes. Génie mécanique [physics.class-ph]. École normale supérieure de Cachan - ENS Cachan, 2011. Français. NNT : . tel-00764975

HAL Id: tel-00764975

<https://theses.hal.science/tel-00764975>

Submitted on 13 Dec 2012

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

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

ENSC-(2011/298)

**THESE DE DOCTORAT
DE L'ECOLE NORMALE SUPERIEURE DE CACHAN**

Présentée par

Monsieur David PREVOST

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'ECOLE NORMALE SUPERIEURE DE CACHAN

Domaine :

MECANIQUE – GENIE MECANIQUE – GENIE CIVIL

Sujet de la thèse :

**Modélisation avancée du couple Machine Outil / Commande Numérique dans un contexte UGV
pour l'optimisation du calcul de trajectoires multi axes**

Thèse présentée et soutenue à Cachan le 12 juillet 2011, devant le Jury composé de :

Jean-Yves HASCOËT	Professeur – Ecole Centrale Nantes	Président
Emmanuel DUC	Professeur – IFMA – Clermont-Ferrand	Rapporteur
Gilles DESSEIN	Professeur – Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes	Rapporteur
Didier DUMUR	Professeur – Supélec – Gif-sur-Yvette	Examinateur
Claire LARTIGUE	Professeur – Université Paris-Sud 11	Directeur
Sylvain LAVERNHE	Maître de Conférences – ENS de Cachan	Co-encadrant

Laboratoire Universitaire de Recherche en Production Automatisée
ENS de Cachan / EA 1385 / Université Paris XI
61, avenue du Président Wilson
94235 CACHAN Cedex (France)

« Qui pense peu, se trompe beaucoup » - Leonard De Vinci

« Le mieux est l'ennemi du bien » - François Marie Arouet, dit Voltaire

Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été effectués au sein de l'équipe Géo3D du LURPA (Laboratoire Universitaire de Recherche en Production Automatisée) à l'École Normale Supérieure de Cachan. Je tiens à remercier Jean-Jacques Lesage pour m'avoir accueilli au sein du laboratoire.

Je souhaite ensuite remercier Claire Lartigue et Sylvain Lavernhe pour m'avoir encadré pendant ces trois années de thèse. Leur encadrement, complémentaire, m'a permis de beaucoup apprendre à leur contact. Je tiens à les remercier pour leurs qualités humaines et scientifiques. Enfin, leur soutien et leurs encouragements ont contribué à réaliser l'ensemble des travaux dans la durée impartie.

Dans le cadre de mes activités de recherche, mes remerciements s'adressent également à Messieurs François Louf (LMT – ENS Cachan) et Philippe Rouch (LBM – Arts et Métiers Paris Tech), pour leur aide dans le cadre du projet FARMAN intitulé OPTRAJ (Optimisation de TRAJECTOIRES par l'identification du comportement dynamique de MOCN). Je remercie également Didier Dumur de Supélec, pour ses conseils, sa disponibilité et toutes ses réponses à mes questions de novice dans le domaine des structures de commande GPC. Je remercie de même mon collègue du LaMI Sylvain Pateloup et ses encadrants, pour m'avoir autorisé à effectuer des essais avec le Laser Tracker sur une machine du CTT de l'IFMA.

Ma gratitude va également à Monsieur Jean-Yves Hascoët pour m'avoir fait l'honneur d'assurer la présidence de mon jury, ainsi qu'à Messieurs Gilles Dessen et Emmanuel Duc pour avoir accepté de rapporter mes travaux et à Didier Dumur pour avoir également participé au jury.

Merci à l'ensemble des personnes du Département de Génie Mécanique, auquel j'ai été associé en tant qu'élève pendant 4 ans, puis en tant que Moniteur les 3 années suivantes. Je n'oublierai pas les bons moments passés avec les plus éminents membres du Département, dans une ambiance toujours sympathique. Je n'ai pas ici la place pour adresser mes remerciements à tout le monde !.

Merci aux membres du LURPA, qui m'ont également permis de passer de bons moments durant ces 4 années. Je remercie mes divers co-bureaux (Moun, Anthony et Balnouin) et les autres personnes des bureaux de la mezzanine (plus particulièrement Roubine, Julien, Ped, pour les avoir côtoyés pendant 7 années, ainsi que tous les autres). Une pensée également pour tous les camarades de la promo B123 de 2004.

Mes remerciements s'adressent également à ma famille, qui aura toujours été là pour me soutenir, tout particulièrement, lors du jour J et des quelques jours qui ont précédés, dans la préparation active des festivités. Une pensée spéciale à mes deux grands-pères...

Enfin, étant Auvergnat et passionné de rugby, je profite de cette section remerciements pour ajouter quelques mots en « Jaune et Bleu ». Je n'oublie effectivement pas la date historique du 29 MAI 2010, signifiant enfin la consécration après tant d'échecs et de déceptions... Elle restera à jamais gravée dans nos mémoires.



Table des matières

Remerciements	v
Table des matières	vii
Liste des abréviations	xi
Liste des tableaux	xii
Liste des figures	xiii
Introduction	1
Chapitre 1 Analyse des écarts dans le processus d'élaboration UGV	5
1 Introduction.....	6
2 Processus général d'élaboration et défauts engendrés	6
3 Ecart de FAO.....	9
3.1 Génération de trajectoires.....	9
3.2 Sources d'écarts numériques	10
3.3 « Post processing » de la trajectoire.....	13
3.4 Synthèse	14
4 Ecart d'exécution	15
4.1 Architecture globale d'une MOCN	15
4.2 Interpolateur (Contrôleur).....	16
4.3 Asservissements / pilotage des axes.....	24
4.4 Bilan sur les écarts d'exécution	33
5 Ecart de réalisation.....	33
5.1 Ecart de structure.....	34
5.2 Ecart associés à l'interaction outil / pièce	43
5.3 Conclusion sur les écarts de réalisation	45
6 Positionnement des travaux de recherche et problématique	46
6.1 Positionnement des travaux de recherche	46
6.2 Problématique des travaux	48
Chapitre 2 Identification des écarts d'exécution et de structure	51
1 Introduction.....	52
2 Mesure ballbar sur trajectoires circulaires.....	54
2.1 Présentation du système de mesure et diagnostics Renishaw®	54
2.2 Expérimentations sur centres d'usinage.....	55

2.3	Synthèse	60
3	Evaluation des écarts d'exécution (e2)	60
3.1	Mesures via les servo-traces	61
3.2	Calcul des écarts de contour	63
3.3	Application sur des trajectoires particulières	66
3.4	Synthèse	73
4	Evaluation des écarts de structure sous sollicitations quasi-statiques (e3 ^s)	74
4.1	Mesures par ballbar et laser tracker	75
4.2	Modélisation des défauts d'assemblage	79
4.3	Application : identification des défauts et calcul des écarts	83
4.4	Synthèse	85
5	Evaluation des écarts de structure sous sollicitations dynamiques (e3 ^d)	85
5.1	Evaluation expérimentale des défauts dynamiques de structure	86
5.2	Modélisation pour la prédiction des écarts [PREVOST et al. 11]	97
5.3	Synthèse	105
6	Dissociation des défauts à partir d'une mesure globale	105
7	Conclusions	107

Chapitre 3 **Modélisation des asservissements d'axe pour la prédiction des écarts** 109

1	Introduction – [PREVOST et al. 08][PREVOST et al. 09][PREVOST et al. 10a]	110
2	Structure et modélisation des asservissements	110
2.1	Principe d'asservissement d'un axe de machine outil	110
2.2	Détails de la modélisation	111
3	Identification des paramètres du modèle	114
3.1	Technique d'identification	114
3.2	Modélisation du moteur	115
3.3	Modélisation des frottements	117
3.4	Inerties et masses équivalentes	119
3.5	Pesanteur et systèmes de compensation	120
3.6	Anticipations et paramètres de réglage	122
3.7	Résumé des grandeurs intervenant dans le modèle	124
4	Validation du modèle	124
4.1	Validation axe par axe	125
4.2	Validation multi axes	128
5	Commande prédictive généralisée	134
5.1	Stratégie de commande prédictive	135
5.2	Implémentation de la nouvelle structure GPC	135
5.3	Simulations GPC et comparaison avec l'architecture de commande classique	137
5.4	Analyse fréquentielle	139
6	Simu5X COM	140
7	Prédiction des écarts d'exécution	142
7.1	Validation sur les écarts de contour entre trajectoires	142

7.2	Validation sur les écarts géométriques entre enveloppes	144
7.3	Impact des erreurs d'exécution sur la géométrie usinée	147
8	Conclusions.....	149
Chapitre 4 Compensation des Ecart de Contour (CEC).....		151
1	Introduction – [PREVOST et al. 10b].....	152
2	Réduction des écarts de contour – Bref état de l'art	152
2.1	Réduction des erreurs de suivi	153
2.2	Réduction directe des écarts de contour	153
2.3	Synthèse	158
3	Méthode de Compensation des Ecart de Contour (Méthode CEC)	158
4	Illustrations sur des trajectoires continues au moins C^1	161
4.1	Courbe B-Spline « souple »	162
4.2	B-Spline « Trident »	164
5	Cas spécifique d'un passage de discontinuité en tangence.....	168
5.1	Application directe de la méthode CEC	168
5.2	Adaptation de la méthode CEC	170
5.3	Validation de la méthode CEC avec adaptation	174
6	Conclusion.....	175
Conclusion et perspectives		177
Références bibliographiques.....		181
Annexe A : Centres d'usinage utilisés.....		193
A.1	Mikron UCP710	193
A.2	Deckel Maho Gildemeister (DMG) HSC75 linear	194
A.3	Huron KX15.....	195
Annexe B : Diagnostic Renishaw de test Ballbar		196
B.1	Défauts géométriques	196
B.2	Défauts dues à des erreurs de jeu	200
B.3	Défauts de la dynamique.....	202
Annexe C : Matrice de transport des défauts.....		206
Annexe D : Génération de la trajectoire Ballbar en 5 axes.....		208
Annexe E : Modélisation avec moteurs à courant continu		210
E.1	Modélisation d'un moteur rotatif synchrone.....	210
E.2	Modélisation d'un moteur linéaire synchrone	211
Annexe F : Correction PID et transformée en Z		213

Annexe G : Système de compensation hydraulique	214
G.1 Fonction	214
G.2 Relevés expérimentaux	214
Annexe H : Paramètres des modèles d'axe	217
H.1 Deckel Maho Gildemeister HSC75 linear	217
H.2 Mikron UCP710.....	218
Annexe I : Structure générale d'un axe (SIEMENS)	219

Liste des abréviations

CPER	Consigne de Position en Entrée de Régulateur
CVER	Consigne de vitesse en Entrée de Régulateur
CAER	Consigne d'Accélération en Entrée de Régulateur
CAC	Consigne Anticipatrice de Couple
CAV	Consigne Anticipatrice de Vitesse
PS	Position Simulée
VS	Vitesse Simulée
CMS	Courant moteur Simulé
GPC	Generalized Predictive Control (= Commande Prédictive Généralisée)
FFWON	Anticipations activées
FFWOF	Anticipations désactivées
CEC	Compensation des Ecart de Contour (= Contour Error Compensation)
$\delta 1$	Ecart géométrique de FAO
$\delta 2$	Ecart géométrique d'exécution
$\delta 3'$	Ecart géométrique de réalisation
$\delta 2.1$	Ecart géométrique d'interpolation
$\delta 2.2$	Ecart géométrique d'asservissements
$\delta 3$	Ecart géométrique de structure
e2	Ecart d'exécution (entre trajectoires)
e2.1	Ecart d'interpolation (entre trajectoires)
e2.2	Ecart d'asservissements (entre trajectoires)
e3	Ecart de structure (entre trajectoires)

Liste des tableaux

Tableau 1.1. Défauts sur la qualité géométrique – causes et paramètres influents, d’après [LAVERNHE 06]....	8
Tableau 1.2. Dénomination des écarts d’exécution et de structure entre les trajectoires pointe outil	46
Tableau 1.3. Dénomination des écarts impactant la géométrie de la pièce	48
Tableau 2.1. Valeurs des diagnostics.....	56
Tableau 2.2. Trajectoires références et générées	66
Tableau 2.3. Extremums de la courbure (B-Spline souple).....	67
Tableau 2.4. Comparaison des extremums locaux des différents écarts.....	71
Tableau 2.5. Valeurs identifiées des paramètres du modèle.....	84
Tableau 2.6. Systèmes externes de mesures utilisés.....	107
Tableau 3.1. Variables et constantes d’un moteur à courant continu rotatif.....	116
Tableau 3.2. Paramètres de l’axe X (machine Mikron).....	124
Tableau 3.3. Paramètres de réglage RST.....	137
Tableau 4.1. Extrema de la courbure (contour « Trident »)	165
Tableau 4.2. Extremums des écarts sur le « Trident ».....	167

Liste des figures

Figure 1.1. Processus d'élaboration UGV.....	7
Figure 1.2. Génération de trajectoires	9
Figure 1.3. Interférences en usinage multiaxes [JUN et al. 03].....	10
Figure 1.4. Interférences outil – surface à usiner, en usinage par le flanc.....	10
Figure 1.5. Ecarts géométriques résultant sur Impeller [PECHARD 09].....	11
Figure 1.6. Format de description linéaire.....	12
Figure 1.7. Définition d'une trajectoire avec le format NURBS 5 axes [LANGERON et al. 04].....	12
Figure 1.8. Estimation de la hauteur de crête en 5 axes	13
Figure 1.9. Couplage entre erreur de corde et hauteur de crête.....	13
Figure 1.10. Position de la transformation 5 axes suivant le mode de programmation [LAVERNHE 06].....	14
Figure 1.11. Architecture globale (d'après [DUGAS 02])	16
Figure 1.12 . Schéma de principe d'un interpolateur [LAVERNHE 06].....	17
Figure 1.13. Repères associés (machine Mikron UCP710) - [LAVERNHE 06]	18
Figure 1.14. Trajectoires dans l'espace pièce après TGI – TGD ([LAVERNHE 06]).....	18
Figure 1.15. Collisions générées sur la pièce	19
Figure 1.16. Lois de commande d'un axe numérique	20
Figure 1.17. Paramètres pour le contrôle de l'écart à la trajectoire.....	21
Figure 1.18. Lissage de coin : approche « under-corner » (a) ; approche « over-corner » (b) [ERKORKMAZ et al. 06].....	21
Figure 1.19. Lissage en fonction du type de compresseur [SIEMENS 04].....	22
Figure 1.20. Modèle d'évaluation de performances cinématiques [LAVERNHE 06].....	23
Figure 1.21. Système d'entraînement asservi [YEUNG et al. 06].....	24
Figure 1.22. Contrôle d'axe	25
Figure 1.23. Transmission avec souplesse [ENDO et al. 96]	26
Figure 1.24. Courbe de Stribeck généralisée [ANDERSSON et al.05].....	27
Figure 1.25. Pics à l'inversion des mouvements	28
Figure 1.26. Représentation du jeu à l'inversion	28
Figure 1.27. Principe de fonctionnement d'un algorithme prédictif	31
Figure 1.28. Ecarts de suivi	32
Figure 1.29. Passage de coin (Mikron UCP710).....	33
Figure 1.30. Cellule élémentaire d'usinage.....	34
Figure 1.31. Trajectoires réelles	35
Figure 1.32. Assemblage et guidage de plusieurs axes	35
Figure 1.33. Défauts d'assemblage équivalents pour une machine sérielle 5 axes [ZARGARBASHI et al. 09].	36
Figure 1.34. Défauts de guidage [SCHWENKE et al. 08] : a) axe de translation ; b) axe de rotation.....	36

Figure 1.35. Erreurs géométriques (défauts de guidage et d'assemblage) – [EKINCI et al. 07]	37
Figure 1.36. Impact des chargements thermo mécaniques sur la structure	38
Figure 1.37. Actions thermiques a) Sources de chaleur [RAMESH et al. 00] – b) Variations dans le cas d'une machine immobile en régulation [ANDOLFATTO et al. 11]	39
Figure 1.38. Flexion d'un axe et écart résultant	39
Figure 1.39. Exemple de structure agile : Robot cartésien	40
Figure 1.40. Oscillations en position d'une machine agile [BEAREE 05].....	41
Figure 1.41. Modélisation à deux degrés de liberté du fraisage en roulant [SURMANN et al. 07].....	42
Figure 1.42. Lobes de stabilité.....	43
Figure 1.43. Profil de la surface d'un voile mince après usinage [RATCHEV et al. 05]	44
Figure 1.44. Processus de coupe avec régénération de la surface de la pièce [SEGUY 08]	44
Figure 1.45. Phénomènes et écarts associés	47
Figure 1.46. Ecartés générés sur la surface	48
Figure 1.47. Démarche globale.....	49
Figure 2.1. Ecartés d'exécution et de structure	52
Figure 2.2. Pièces tests. a) pièce à 4 profils P1100 b) [SCHMITZ et al. 08]	53
Figure 2.3. Système Ballbar Renishaw QC10	54
Figure 2.4. Illustration des relevés effectués à 10m/min a) DMG – b) Mikron	55
Figure 2.5. Représentation des écarts sur DMG HSC75 dans le plan polaire	57
Figure 2.6. Représentation des écarts sur Mikron UCP710 dans le plan polaire.....	58
Figure 2.7. Ecartés restants – essai ballbar DMG	58
Figure 2.8. Ecartés restants – essai ballbar Mikron.....	59
Figure 2.9. Résultat de mesure par microscopie confocale	60
Figure 2.10. Relevés Siemens 840D.....	61
Figure 2.11. Ecartés d'interpolation au contour	62
Figure 2.12. Ecartés de suivi et écartés d'asservissements au contour	62
Figure 2.13. Principe général de calcul des erreurs de contour	64
Figure 2.14. Fenêtre glissante.....	64
Figure 2.15. Différents cas de la méthode	65
Figure 2.16. Convention sur le signe des écarts calculés.....	65
Figure 2.17. Définition de la B-Spline n°1 et évolution de la courbure	67
Figure 2.18. Programme en interpolation B-Spline (Sinumerik 840D).....	67
Figure 2.19. Ecartés de suivi et de contour sur courbe B-Spline (Mikron UCP710)	68
Figure 2.20. Ecartés de suivi et de contour sur courbe B-Spline (Huron KX15).....	68
Figure 2.21. Ecartés de suivi et de contour sur courbe B-Spline (DMG HSC75 linear).....	68
Figure 2.22. Ecartés de suivi et de contour sur courbe B-Spline – anticipations désactivées (Huron KX15)	70
Figure 2.23. Vitesses B-Spline souple.....	70
Figure 2.24. Influence de la vitesse d'avance sur les écarts de contour (Mikron UCP710).....	71
Figure 2.25. Différence absolue entre e2.1+e2.2 et e2	72
Figure 2.26. Passage d'une discontinuité en tangence.....	72

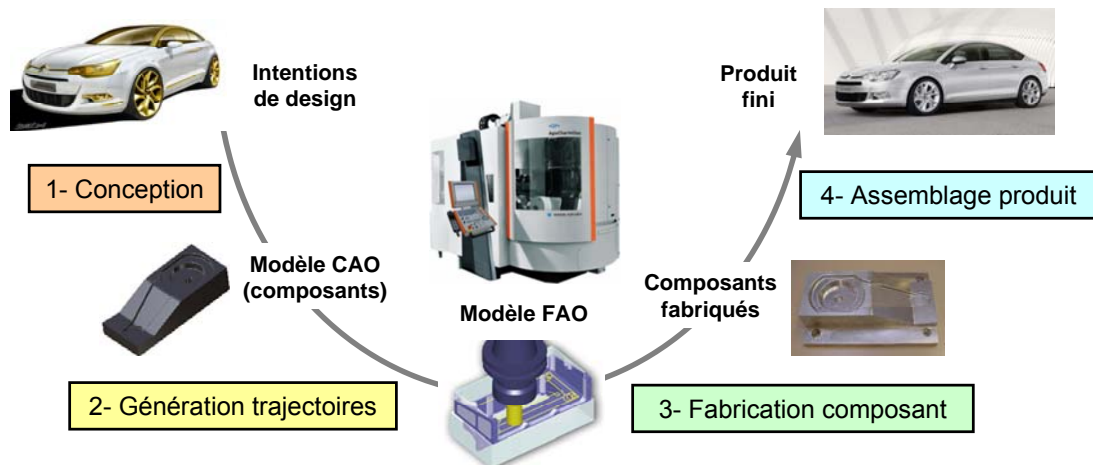
Figure 2.27. Passage de coin – Mikron UCP710.....	73
Figure 2.28. Principe de fonctionnement du laser tracker.....	76
Figure 2.29. Evolution temporelle de la mesure statique LT.....	77
Figure 2.30. Evolutions plane et spatiale de la mesure statique LT.....	78
Figure 2.31. Les 3 configurations de mesure.....	79
Figure 2.32. Défauts d'assemblage pour le centre d'usinage Mikron UCP710.....	80
Figure 2.33. Définition de la trajectoire.....	83
Figure 2.34. Variations de longueurs du ballbar pour les 3 configurations.....	84
Figure 2.35. Résultats d'essai ballbar 5 axes.....	85
Figure 2.36. Quadrillage des axes Y et Z avec les groupes d'accéléromètres.....	87
Figure 2.37. Constitution d'un groupe d'accéléromètres.....	87
Figure 2.38. Exemple de FRF mesurée.....	88
Figure 2.39. Placement des groupes d'accéléromètres dans le cadre d'exécution de trajectoires.....	89
Figure 2.40. Représentation du contenu fréquentiel en fonction de la position de l'outil.....	89
Figure 2.41. Accélération des axes X et Y.....	90
Figure 2.42. Comparaison des accélérations RMS.....	91
Figure 2.43. Comparaison des 3 accéléromètres du groupe 1 (V=10m/min).....	92
Figure 2.44. Evolution des positions des axes X et Y.....	92
Figure 2.45. Représentation verticale de l'évolution de la vitesse pour le passage de coin.....	92
Figure 2.46. Influence de la vitesse – accéléromètre Y.....	93
Figure 2.47. Evolution du spectre dans le cas d'un format de description polynômial (SPLINE-Siemens).....	94
Figure 2.48. Evolutions des vitesses pour la trajectoire B-Spline (format de description B-Spline).....	95
Figure 2.49. Evolutions des vitesses pour la trajectoire B-Spline (formats de description linéaire).....	95
Figure 2.50. Evolution du spectre dans le cas d'un format de description linéaire (G1) a) 80 segments – b) 40 segments.....	96
Figure 2.51. Paramètres réglables influant l'exécution de la trajectoire.....	96
Figure 2.52. Architecture de la machine et nom des axes.....	97
Figure 2.53. Modèle éléments finis réalisé.....	98
Figure 2.54. Construction d'une liaison sphère cylindre élastique entre les solides (S_i) et (S_j).....	99
Figure 2.55. Modélisation des liaisons entre les axes (S_i) et (S_j) et la vis à billes (V_{ij}).....	99
Figure 2.56. Exemples de modes calculés sur la structure complète.....	100
Figure 2.57. Géométrie de la trajectoire et chargements en accélération correspondants.....	102
Figure 2.58. Projection des écarts centre-outil simulés pour un passage de coin.....	103
Figure 2.59. Composantes x et du défaut maximal en fonction de la position dans l'espace de travail XY.....	103
Figure 2.60. Comparaison de FRF mesurée et obtenue par le modèle.....	104
Figure 2.61. Dissociation des différentes sources d'écarts.....	106
Figure 3.1. Commande numérique des axes.....	111
Figure 3.2. Implantation sous Matlab/Simulink®.....	114
Figure 3.3. Mesures de vitesses et courants (Mikron).....	118
Figure 3.4. Lois de frottements et résultats expérimentaux (Machine Mikron).....	118

Figure 3.5. Détermination de l'inertie équivalente	119
Figure 3.6. Combinaison des forces de frottement et de pesanteur et de son système de compensation de poids	121
Figure 3.7. Evaluation anticipation en couple	123
Figure 3.8. Essai de translation simple sur l'axe X (Mikron).....	126
Figure 3.9. Essai aller-retour sur l'axe Z (Mikron)	126
Figure 3.10. Essai à deux vitesses sur l'axe C (Mikron).....	127
Figure 3.11. Essai à deux vitesses sur l'axe X (DMG).....	127
Figure 3.12. Essai aller retour sur l'axe Z (DMG)	128
Figure 3.13. Essais de passage de coin dans le plan (Mikron)	129
Figure 3.14. Essai de passage de coin dans le plan (DMG).....	130
Figure 3.15. Essai sur courbe au format B-Spline	130
Figure 3.16. Essai 3 axes sur courbe B-Spline	131
Figure 3.17. Essai dans le plan AC.....	132
Figure 3.18. Définition de la surface « impeller » et des trajectoires d'usinage [PECHARD 09]	132
Figure 3.19. Ecart de suivi sur l'« impeller ».....	133
Figure 3.20. Implantation de la structure RST sur la boucle de position.....	136
Figure 3.21. Comparaison des erreurs de suivi sur une trajectoire circulaire.....	138
Figure 3.22. Comparaisons des erreurs de suivi sur des passages de coins.....	139
Figure 3.23. Diagrammes de Black-Nichols – Sensibilité et stabilité	139
Figure 3.24. Interface graphique Simu5X-COM.....	142
Figure 3.25. Caractéristiques de la courbe B-Spline « souple »	143
Figure 3.26. Ecart d'exécution simulés et mesurés sur B-Spline.....	143
Figure 3.27. Ecart d'exécution simulés et mesurés (Point anguleux)	144
Figure 3.28. Erreurs de contour sur enveloppes	144
Figure 3.29. Construction d'enveloppe (points de recouvrement).....	145
Figure 3.30. Ecart entre enveloppes sur trajectoire B-Spline.....	146
Figure 3.31. Écart pour le coin.....	146
Figure 3.32. Pièce test et mise en œuvre	147
Figure 3.33. Résultats de mesure.....	148
Figure 3.34. Comparaison de la surface finale	148
Figure 4.1. Processus d'exécution.....	152
Figure 4.2. Cross Coupling Controller [KOREN 80]	154
Figure 4.3. Principe général d'une commande FLC [CHENG et al. 09]	154
Figure 4.4. Passage de coin avec courbe PH [IMANI et al. 07].....	156
Figure 4.5. Architecture globale du système ILD [TSAI et al. 08]	157
Figure 4.6. Présentation générale de la méthode CEC	159
Figure 4.7. Application de la méthode aux trajectoires échantillonnées	160
Figure 4.8. Aperçu global de la méthode.....	161
Figure 4.9. Caractéristiques de la trajectoire B-Spline et écarts avant CEC.....	162

Figure 4.10. Ecart après optimisation (essai 10m/min).....	163
Figure 4.11. Résultats de la compensation pour l'essai à 5m/min.....	163
Figure 4.12 . Intensités moteur sur B-Spline « souple ».....	164
Figure 4.13. Définition du Trident.....	165
Figure 4.14. Programme en interpolation B-Spline (Sinumerik 840D) trajectoire « Trident ».....	165
Figure 4.15. Vitesse tangentielle courbe « Trident ».....	166
Figure 4.16 . Ecart de contour initiaux pour la trajectoire « Trident ».....	166
Figure 4.17. Ecart après optimisation sur le contour "Trident" (5m/min)	167
Figure 4.18. Intensités moteur sur « Trident »	168
Figure 4.19. Désactivation du mode G642	168
Figure 4.20. Définition du passage d'angle	169
Figure 4.21. Trajectoires et écart avant optimisation.....	169
Figure 4.22. Application directe de la méthode CEC au passage de coin	169
Figure 4.23. Consigne et position simulée de l'axe Y (avant et après CEC).....	170
Figure 4.24. Planification de trajectoire, d'après [BARRE 04].....	171
Figure 4.25. Définition de la FAO arrondie localement.....	172
Figure 4.26. Caractéristiques de la trajectoire FAO modifiée par rapport à la trajectoire FAO initiale.....	173
Figure 4.27. Adaptation de la méthode CEC.....	173
Figure 4.28. Résultats après compensation CEC adaptée à la discontinuité en tangence	174
Figure 4.29. Ecart après compensation par rapport à la FAO initiale.....	175

Introduction

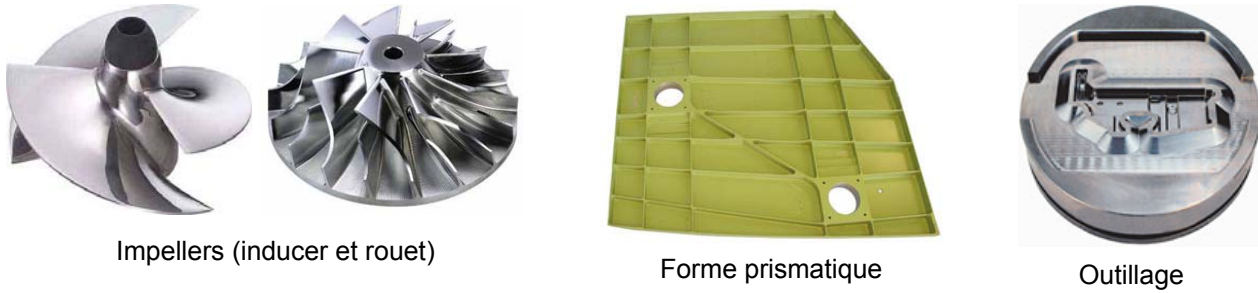
L'élaboration des pièces de formes complexes par usinage à 5 axes à grande vitesse est un processus complexe, constitué de nombreuses étapes (Figure_intro.1). A parti d'un modèle CAO, établi en adéquation aux spécifications géométriques et fonctionnelles, un modèle FAO décrit sous forme de trajectoires outil est généré. L'exécution des trajectoires sur Machine Outil (MO) à Commande Numérique (CN) conduit à la réalisation de la pièce usinée. Le grand nombre de paramètres intervenant à chaque étape ainsi que les échanges d'informations entre activités constituent des difficultés et des limites pour la maîtrise du processus global en particulier en termes de productivité et de qualité du produit fini.



Figure_intro.1. Processus d'élaboration complet, d'après [TOURNIER 01]

L'usinage à Grande Vitesse UGV améliore grandement la productivité des pièces à géométries complexes propres aux outillages, aux pièces de structure aéronautique et aux aubes. La comparaison de l'UGV avec les procédés conventionnels met en avant les avantages liés à l'utilisation de l'usinage grande vitesse en termes de coût, de qualité géométrique de la surface réalisée et de temps d'exécution. La qualité géométrique d'outillages obtenus en UGV dans le cadre d'opérations de finition avec de grandes vitesses de coupe et d'avance est telle que les étapes d'électroérosion (incluant aussi la fabrication des électrodes), ou de la rectification se sont vues supprimées [URBANSKI et al. 00]. De même, le temps consacré à l'usinage et aux étapes de polissage a largement diminué, contribuant ici à une diminution totale du temps de réalisation depuis ces 25 dernières années [KRAJNIK et al. 04].

Les principaux domaines d'application de l'Usinage Grande Vitesse de formes complexes demeurent importants en nombre. Il s'agit essentiellement des domaines de l'aéronautique et de l'automobile, des métiers du moules et des outillages et des fabricants de prothèses (Figure_intro.2).



Figure_intro.2. Pièces de formes complexes

Les pièces à réaliser présentant des formes complexes, et nécessitant de respecter des spécifications géométriques et dimensionnelles exigeantes, elles sont le plus souvent réalisées sur des machines multi axes (plus généralement à 5 axes) soit à architecture sérielle, soit à architecture parallèle [BOHEZ 02]. Les machines à architecture sérielle (SKM) possèdent des axes de déplacement parallèles aux coordonnées cartésiennes de l'espace de travail. Ces axes étant positionnés en série, la réponse dynamique de la structure est limitée par les inerties combinées des différents axes. Les machines PKM (Parallel Kinematics Machine) se sont développées à partir du principe de l'hexapode qui consiste en la connexion d'une plateforme basse avec une plateforme haute par l'intermédiaire de 6 axes linéaires télescopiques. Néanmoins, toutes les PKM ne sont pas purement parallèles et il existe des configurations hybrides voire bipodes, tripodes, pentapodes, hexapodes, glide, delta. Cependant, ces machines ne sont que peu répandues dans l'industrie, notamment à cause de l'espace de travail plutôt réduit qu'elles proposent par rapport aux dimensions de la machine. De plus, les efforts de poussée que l'on peut transmettre ne sont pas très importants. Enfin, les coûts de réalisation sont plus importants que pour une machine sérielle et la précision atteinte par les trajectoires sur les machines PKM est limitée [TLUSTY et al. 99], [PRITSCHOW 00].

La structure de la machine est associée à une commande numérique dédiée qui dans le cadre de la grande vitesse possède un certain nombre de spécificités. Le traitement des trajectoires d'usinage par la CN ainsi que leur suivi en temps réel par les cartes d'axes fait aujourd'hui appel à des fonctions spécifiques dites « UGV » (look-ahead, fonctions d'anticipations en vitesse et couple...). Elles améliorent globalement la précision et la rapidité du trajet réellement suivi par l'outil sans pour autant éviter des écarts non négligeables et de forts ralentissements de la vitesse d'avance dans des zones critiques (discontinuités de la trajectoire, sauts d'accélération ou jerk, passage au voisinage de points singuliers...) [LAVERNHE 06].

Les variations importantes en accélération et en jerk au niveau des axes sollicitent dynamiquement différents éléments : pièce, outil, axes et bâti machine. Ainsi, des phénomènes vibratoires transitoires ou encore des oscillations de plus basses fréquences dégradent la géométrie et la micro-géométrie de la pièce usinée en ajoutant des déplacements relatifs outil/pièce non souhaités [ALTINTAS et al. 05].

A la vue du fort couplage existant entre les différents éléments intervenants dans le processus d'exécution des trajectoires, la maîtrise de la géométrie usinée dans un contexte UGV est une réelle

difficulté. Ainsi, pour une géométrie de pièce donnée, sa réalisation par fraisage grande vitesse est associée à un couple machine outil / commande numérique dont les caractéristiques et performances numériques et physiques influent directement sur l'obtention sur la qualité géométrique de la pièce usinée. C'est dans ce cadre que se situent les travaux de cette thèse.

Les travaux proposés font suite aux travaux réalisés au sein du LURPA dont l'objectif principal est la compréhension du processus d'usinage multi-axes grande vitesse des pièces de formes complexes afin de maîtriser la qualité géométrique des pièces réalisées tout en optimisant les temps de réalisation. Depuis de nombreuses années, nous nous sommes attachés à la maîtrise de la qualité géométrique par la maîtrise de la trajectoire de l'outil calculée en FAO qui est le point d'entrée du processus. Après avoir étudié les écarts associés à l'étape de génération de trajectoire en FAO, nous avons proposé des modèles de description des trajectoires, tels la surface d'usinage, adaptés à l'UGV des formes complexes. Ce modèle permet en particulier un découplage entre le respect de contraintes géométriques et de contraintes cinématiques [DUC 98], [TOURNIER 01], [LAVERNHE 06], [PECHARD 09]. Dans un second temps, nous nous sommes attachés à proposer un ensemble d'outils d'analyse et de qualification basés sur la modélisation du comportement MO-CN lors de l'exécution de la trajectoire. Nous avons en particulier développé un modèle de l'interpolateur permettant de simuler un comportement cinématique. Ce modèle est basé sur un formalisme en inverse du temps qui conduit à évaluer les performances cinématiques lors du suivi de trajectoires. Malgré une évaluation pertinente de la vitesse réelle, ce modèle ne permet pas de simuler la trajectoire réellement suivie avec suffisamment de précision car plusieurs maillons du processus tels que l'asservissement et le comportement dynamique des axes restent à étudier avec plus d'attention [LAVERNHE 06]. La modélisation détaillée des structures d'asservissement actuellement implantées dans les CN industrielles doit permettre d'une part de quantifier les écarts entre les consignes de déplacement et les déplacements réels et d'autre part de mieux appréhender les sollicitations dynamiques au niveau des liaisons et des axes. La compréhension des phénomènes et leur modélisation devraient nous permettre d'avancer dans notre réflexion autour de l'optimisation des trajectoires d'usinage en regard de la géométrie de la forme à usiner afin de maîtriser au mieux la géométrie de la pièce usinée ainsi que la productivité.

Le mémoire s'articule autour de quatre chapitres. Le premier chapitre présente le processus d'élaboration d'une pièce de forme complexe dans sa globalité. Le processus est analysé au travers des trois grandes étapes: la génération de trajectoires en FAO, l'exécution des trajectoires et la réalisation effective en usinage. Pour chaque étape, les phénomènes induisant des écarts ou erreurs sont détaillés conduisant à définir la problématique des travaux de thèse proposés. Celle-ci concerne l'évaluation de l'importance relative des écarts générés à chaque étape, avec pour objectif la réduction de ces écarts. Une attention plus particulière est portée aux écarts d'exécution. Dans le Chapitre 2, nous nous focalisons sur les écarts d'exécution et de structure. Nous nous plaçons dans un contexte pour lequel la trajectoire de FAO calculée est la trajectoire de référence. L'interaction outil/pièce n'est pas considérée dans cette étude, dans laquelle nous nous attachons à mettre en avant l'importance

relative de chacun des écarts. Pour ce faire, différents moyens de mesure sont mis en œuvre (moyens internes ou externes) dans des conditions quasi-statique ou dynamique. L'importance des écarts d'exécution, fortement liés au couple Machine Outil / Commande Numérique nous conduit à élaborer un modèle de prédiction des écarts au travers de la modélisation de la structure d'asservissement de chacun des axes. Le modèle, ainsi que la méthode d'identification des paramètres suivis des essais permettant sa validation sont exposés dans le Chapitre 3. Le modèle d'asservissement d'axes proposé permet de lier les consignes générées par les interpolateurs de la CN et les positions relevées au niveau des codeurs. Ce modèle permet en particulier d'analyser les phénomènes mis en jeu. Il est ensuite utilisé pour montrer l'intérêt de l'utilisation d'une structure de commande avancée, de type prédictive généralisée (GPC) pour l'amélioration des performances en suivi. Dans un dernier chapitre, le modèle d'asservissement sert de support à la méthode de réduction des écarts de contour que nous proposons : la méthode de Compensation des Ecart de Contour (méthode CEC). L'objectif de cette méthode est d'annuler les écarts générés par l'étape d'exécution de trajectoire (interpolation et asservissements). La compensation a été réalisée sur deux trajectoires continues et une trajectoire discontinue en tangence.

Chapitre 1

Analyse des écarts dans le processus d'élaboration UGV

1 Introduction

Dans ce chapitre, nous nous intéressons aux sources d'erreurs associées au processus d'élaboration des pièces en Usinage par fraisage Grande Vitesse. Après avoir présenté les différentes étapes constituant le processus général, nous détaillons plus particulièrement pour chacune d'elles, les sources d'écarts ou phénomènes engendrant des écarts entre pièce usinée et modèle nominal. Nous mettons ainsi en avant les erreurs numériques associées à l'activité de FAO, les écarts d'exécution générés par le couple MO/CN, et enfin les erreurs liées au comportement de la structure de la machine en cours d'usinage. Un bref aperçu des erreurs liées à l'interaction outil-pièce est également présenté. La description des sources d'écarts générés à chaque étape nous permet alors de situer nos travaux dans ce contexte dont l'objectif principal est d'estimer l'importance relative des écarts générés à chaque étape.

2 Processus général d'élaboration et défauts engendrés

Ce paragraphe s'attache à présenter une description du processus d'élaboration des pièces de forme complexe, réalisées en UGV, en décrivant les étapes spécifiques depuis le modèle numérique CAO jusqu'à la réalisation de l'usinage sur MOCN industrielle. Le processus d'élaboration peut être représenté selon le schéma de la Figure 1.1 qui met en avant les différentes activités. Le point d'entrée est un modèle géométrique nominal de la pièce (outillage ou forme finie) défini en CAO. Les trajectoires d'usinage sont calculées à partir de ce modèle numérique selon une stratégie, et sont généralement stockées dans un fichier numérique (CL-file), selon un format de description donné. Ce fichier est ensuite interprété par la Commande Numérique de la machine afin de générer le mouvement relatif de l'outil par rapport à la pièce par la mise en mouvement des différents axes de la machine. Enfin, le processus d'enlèvement de matière réalisé par l'outil conduit à la surface finale usinée.

Chaque étape du processus, dans sa globalité, est source d'erreurs ou imprécisions qui peuvent conduire à une pièce non conforme. Ces erreurs peuvent être classées selon deux catégories : les erreurs générées au sein de chaque activité et les erreurs dues aux difficultés de communication entre activités, ces dernières étant essentiellement liées à l'utilisation de modèles géométriques différents au niveau de chacune des activités de la chaîne numérique. Même s'il existe des solutions permettant de s'affranchir de telles erreurs, comme par exemple l'utilisation du standard STEP-NC [LAGUIONIE 10], nous nous plaçons dans le cas d'une chaîne numérique classique dans laquelle les échanges se font selon un flux d'informations allant du modèle géométrique à la CN de la machine, via un post processeur spécifique.

Nous nous intéressons par la suite essentiellement aux erreurs générées au sein d'une même activité.

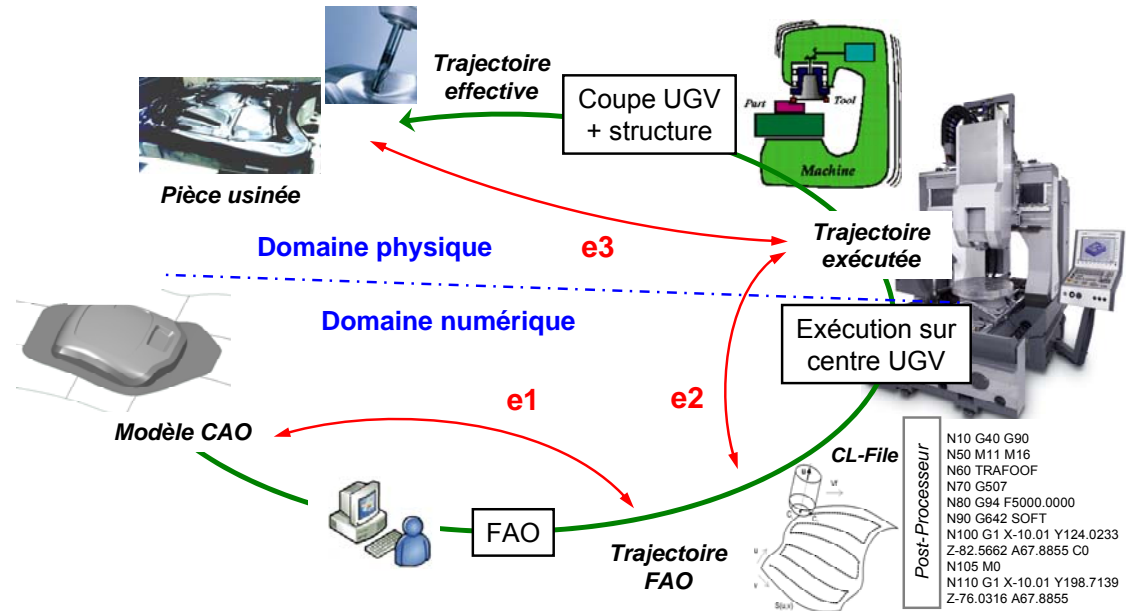


Figure 1.1. Processus d'élaboration UGV

Le processus a pour point d'entrée le modèle CAO, issu de l'étape de conception qui constitue le modèle de référence construit à partir d'un agencement de surfaces ou d'éléments géométriques. La première étape FAO associée à la chaîne numérique concerne la génération de trajectoire ou modèle FAO à partir du modèle CAO. Cette étape consiste à calculer un ensemble de points et orientations caractéristiques : les positionnements de l'outil sur la surface CAO (points de passage ou points de contrôle selon le format de description de trajectoire choisi). En fonction de la complexité de la surface à usiner, des écarts entre la surface nominale et la surface nominale usinée sont générés. Ces écarts e_1 , dénommés écarts de FAO sont essentiellement dus aux erreurs numériques qui résultent d'un ensemble d'approximations associées au positionnement de l'outil sur la pièce, à la stratégie d'usinage... A l'issue de l'activité de FAO l'enveloppe de la trajectoire de l'outil générée constitue une approximation de la surface nominale.

L'étape d'exécution permet en particulier de générer le mouvement relatif de l'outil par rapport à la pièce. Ainsi, cette étape nécessite d'être séparée en sous activités en relation avec la partie numérique (interpolation, commande) et la partie physique (motorisation, composants mécaniques de transformation de mouvement,...). La partie numérique réalisée par la CN entraîne des écarts lors de la génération des consignes de position des axes. Le pilotage des axes, affecté par la structure de commande influe sur l'exécution de la trajectoire. Ainsi les erreurs engendrées par la structure d'asservissement sont couplées numérique / physique (effets d'inertie, de frottement, d'échantillonnage). Cette étape génère au final les écarts dits d'exécution, notés e_2 .

Enfin, la géométrie non idéale de structure de la machine, ainsi que les défauts associés (quasi statiques ou dynamiques), constituent une source d'erreurs, de nature physique, associée au processus. Par ailleurs, les phénomènes dynamiques associés à la coupe entraînent aussi des déformations des composants sous l'effet des actions mécaniques mises en jeu. L'ensemble des écarts engendrés par le cumul de ces phénomènes purement physiques et des conditions de coupe utilisées sont notés e_3 .

Dans ses travaux, Lavernhe définit une classification des erreurs et écarts observés au cours du processus. Il propose des causes possibles et précise les paramètres influents sur les phénomènes mis en jeu [LAVERNHE 06]. Ces erreurs n'impactent pas de la même façon ou avec la même importance la géométrie des pièces usinées. Elles dépendent en partie de l'architecture de la machine et plus particulièrement du couple MO/CN.

Phénomène entrant en jeu	Causes possibles	Paramètres influents
Déformation outil → e3	Efforts de coupe	- Section copeau - Attachement outil (technologie) - Géométrie outil (diamètre, géométrie de l'extrémité, longueur)
Déformation pièce → e3	Efforts de coupe	- Section copeau - Montage d'usinage (rigidité) - Matériau de la pièce - Mode d'obtention du brut
Vibrations – Dynamique → e3	Efforts de coupe Rigidité – Structure – Modes propres des ensembles {pièce/porte-pièce} et {outil/broche/axes/bâti}	- Trajectoire d'usinage (jerks, accélérations, stratégie d'usinage) - Montage d'usinage - Outil (matériau, attachement, longueur) - Architecture machine (sérielle/parallèle)
Mouvement relatif outil/pièce (enveloppe du mouvement outil) → e1	Génération de trajectoires au sens calcul	- Valeurs des paramètres d'usinage - Format d'interpolation - Méthode de calcul du positionnement outil
Mouvement relatif outil/pièce (enveloppe du mouvement outil) → e3	Défauts géométriques des liaisons géométriques de la machine	
Mouvement de l'outil dans le repère machine et/ou mouvement relatif outil/pièce non désiré (singularité géométrique) → e2	Architecture machine, Génération de trajectoires (géométries), CN (transformation géométrique)	- Montage d'usinage (posage + orientation pièce) - Programme CN - Mode de pilotage de la CN - Architecture machine
Dilatation thermique → e3	Frottements, échauffements Chaleur dégagée par la coupe	- Mise en chauffe - Stabilité thermique (cycles climatisation) - Matériau, outil, section copeau, lubrification
Vitesse d'avance réelle limitée → e2	Saturation des moteurs (surtout les moteurs rotatifs)	- Posage pièce (solicitation des axes différente rotation/translation)
Vitesse d'avance réelle limitée et erreurs de contour → e2	C.N. (temps de cycle faible, méthode de calcul interpolateurs, lissages)	- Format d'interpolation - Trajectoire (longueur des segments)
Ralentissement de la vitesse d'avance et erreurs de contour → e2	Inertie des axes (accélérations, jerks maxis) Frottements	- Trajectoire (changement de direction, courbure, mode de parcours, longueur des segments) - Interpolation CN - Réglage des asservissements

Tableau 1.1. Défauts sur la qualité géométrique – causes et paramètres influents, d'après [LAVERNHE 06]

Nous nous attachons à une description plus détaillée des sources d'écarts au travers de la description des 3 étapes majeures qui composent le processus global d'élaboration des pièces.

3 Ecart de FAO

3.1 Génération de trajectoires

La génération de trajectoires (Figure 1.2) est une opération de calcul séquentielle, qui se compose de 4 étapes principales s'appuyant sur la donnée d'une stratégie d'usinage :

- Le calcul d'un positionnement optimal de l'outil sur la surface sans interférence ; complété par le calcul de l'orientation de l'axe de l'outil en usinage à 5 axes [LAUWERS et al. 03].
- L'agencement des positionnements le long d'une passe dans la direction d'usinage.
- La juxtaposition des passes dans la direction perpendiculaire de propagation.
- L'interpolation des positionnements outils en fonction du format de description.

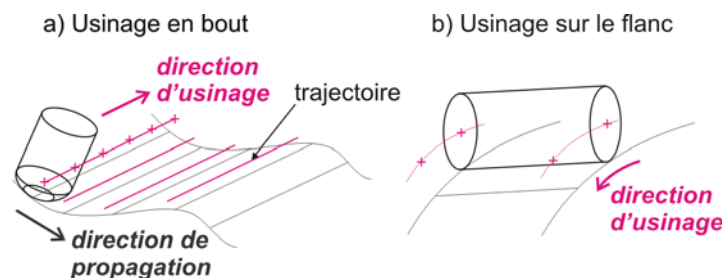


Figure 1.2. Génération de trajectoires

Dans le cadre de l'usinage en bout 3 ou 5 axes, le positionnement résulte d'un contact ponctuel entre l'outil et la pièce ; la surface de la pièce est obtenue par balayage. Cependant, selon le type de surface à usiner, un gain de productivité peut être obtenu en considérant un positionnement de l'outil sur le flanc (encore appelé usinage en roulant). L'usinage sur le flanc permet d'augmenter le taux d'enlèvement de matière et d'obtenir, a priori, de meilleurs états de surface, comparé à l'usinage en bout. Il est bien adapté pour les pièces de structure aéronautiques ou les surfaces d'aubes (hydro ou aérodynamiques).

La stratégie d'usinage définit la direction d'usinage, le mode de guidage (plans parallèles, isoparamétrique, ...) et les paramètres de discrétisation : le pas de discrétisation longitudinal, dans la direction d'usinage, qui peut varier selon le format de description (caractérisé par la tolérance d'usinage) et le pas de discrétisation transversal (caractérisé par la hauteur de crête). Le choix des paramètres de tolérance d'usinage et de hauteur de crête doit conduire à la réalisation d'une surface réelle respectant des spécifications géométriques de défaut de forme et d'état de surface. La trajectoire calculée par interpolation de l'ensemble des positionnements doit être transformée pour être interprétable par le directeur de commande numérique (DCN). Cette transformation dépend du type de format de description géré par le DCN. Aujourd'hui, les trajectoires sont programmables en interpolation linéaire, circulaire ou polynômiale.

La surface usinée, résultant de l'enveloppe de la trajectoire de l'outil est un ensemble de sillons ou de surfaces réglées approchant le modèle nominal CAO. Ainsi, l'étape de génération de trajectoires de l'outil en FAO induit des écarts géométriques entre la surface usinée et la surface nominale. Ces écarts géométriques dits de FAO sont en général liés au choix du positionnement de l'outil sur la surface, au format de description retenu et au mode de balayage (pour un usinage en bout). Ces choix sont dictés par la topologie de la surface à usiner et n'engendrent pas toujours le même type d'écarts [DUC 98].

3.2 Sources d'écarts numériques

3.2.1 Interférences en usinage multi axes

Selon la méthode de positionnement de l'outil utilisée (en bout ou sur le flanc), et selon la combinaison de la géométrie locale de la surface avec l'encombrement de l'outil (diamètre, longueur), des interférences de nature différentes peuvent apparaître (Figure 1.3) : les interférences locales, causées par la courbure concave dans le plan perpendiculaire à la direction d'avance ; les interférences vers l'arrière de l'outil dans la direction de l'avance ; les interférences globales (ou collisions). Ces interférences conduisent à des défauts géométriques parfois plus grands que les tolérances spécifiées qui marquent la pièce, produisant ainsi des pièces non-conformes.

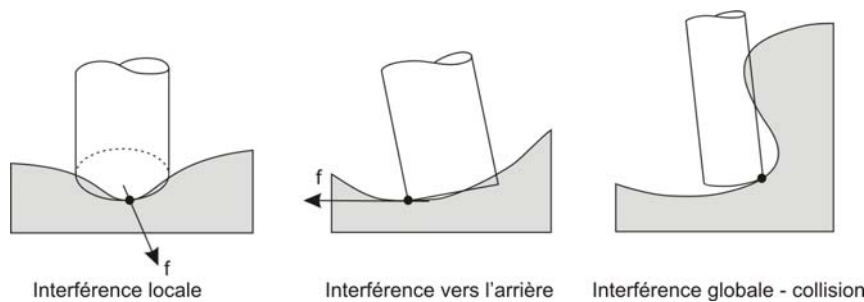


Figure 1.3. Interférences en usinage multi-axes [JUN et al. 03]

La gestion des interférences est particulièrement nécessaire dans le cadre de l'usinage par flanc d'outil qui ne permet pas d'usiner parfaitement une surface réglée non développable avec un outil de rayon non nul [REHSTEINER et al. 93]. Les méthodes de positionnement outil/surface en flanc ont évolué en fonction du nombre de points de contact : par un point [LIU et al. 95], [RUBIO et al. 98] ; par deux points [LIU et al. 95], [BEDI et al. 03], par trois points [SENATORE et al. 05], ou par 3 tangentes [MENZEL et al. 04]). Lorsque les écarts sont positifs (correspondant à un surplus de matière) on parle de « undercut », alors que lorsqu'ils sont négatifs (correspondant à un manque de matière), on parle de « overcut » (Figure 1.4).

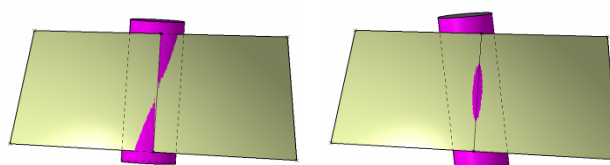


Figure 1.4. Interférences outil – surface à usiner, en usinage par le flanc

Des méthodes concernent l'amélioration du positionnement d'un outil sur le flanc, par déformation globale de la trajectoire d'usinage [LARTIGUE et al. 03]. La Figure 1.5 représente une cartographie de l'usinage par flanc d'outil d'un Impeller avec une fraise de diamètre 6mm, après positionnement optimisé [PECHARD et al. 09]. Les écarts associés aux interférences, malgré une optimisation peuvent atteindre des valeurs relativement importantes et pénalisantes pour la qualité géométrique de la surface usinée.

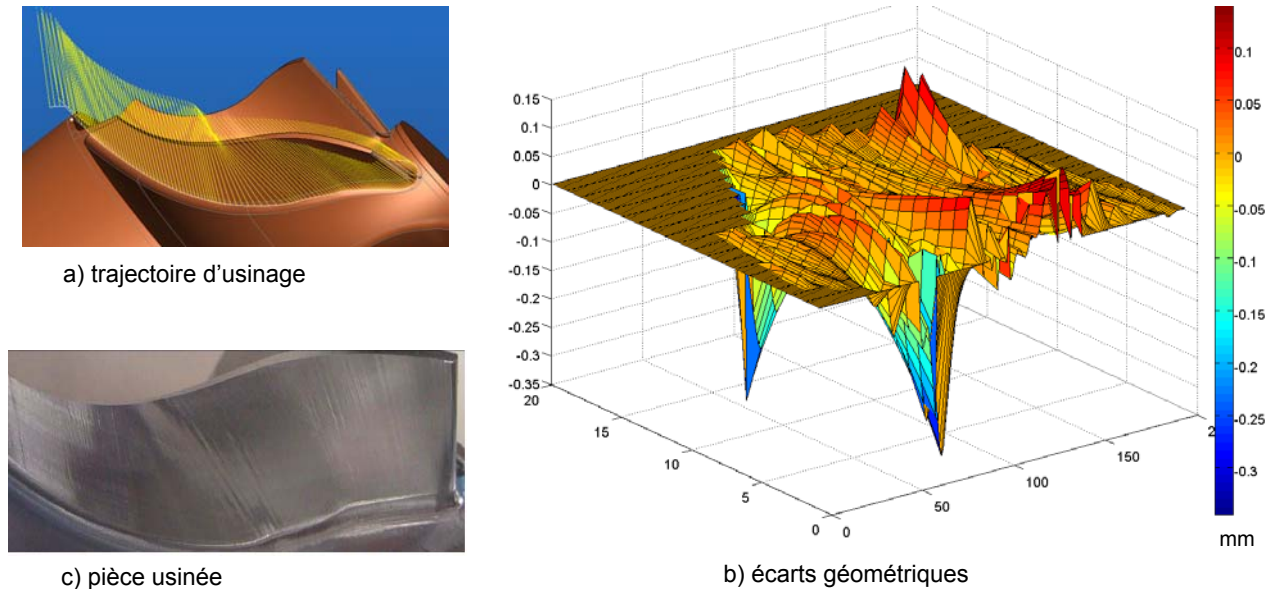


Figure 1.5. Ecart géométrique résultant sur Impeller [PECHARD 09]

3.2.2 Formats de description de la trajectoire

La trajectoire calculée respecte le format de description choisi par l'utilisateur en fonction des formats gérés par le DCN. Chacun de ces formats conduit à une description approximée de la surface à usiner dépendant de la géométrie de la pièce et des pas de discrétisation choisis.

3.2.2.a. Format de description linéaire

La trajectoire calculée est une succession de points et l'outil se déplace en ligne droite entre deux points, à une vitesse donnée (Figure 1.6). La distance entre les points d'échantillonnage (pas longitudinal) est fonction de la tolérance d'usinage admissible entre la courbe théorique et le segment de droite suivi. Plus il y a de points, plus la trajectoire approche la surface théorique. Cependant, la distance entre l'enveloppe du mouvement de l'outil et la surface nominale est uniquement nulle aux points de passage de l'outil calculés. A l'inverse, un nombre trop important de points engendre des fichiers de grande taille, ce qui peut entraîner des problèmes de suivi de trajectoires si la vitesse d'avance programmée est importante. En effet, lorsque la quantité de données à traiter en temps réel devient trop importante, le contrôleur de la CN limite la vitesse d'avance afin de respecter son temps de cycle d'interpolation.

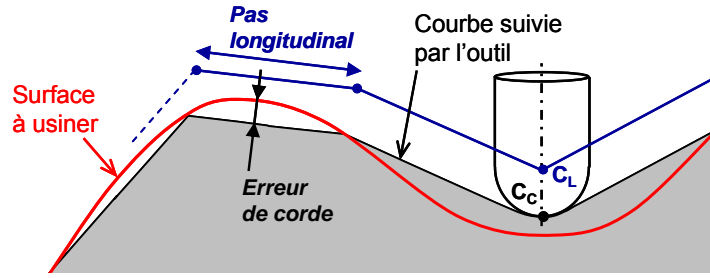


Figure 1.6. Format de description linéaire

3.2.2.b. Format de description circulaire

La trajectoire d'usinage est un ensemble d'arcs de cercles. Ce format est peu utilisé dans le cadre de l'usinage multi axes, la plupart des commandes et interpolateurs industriels [SIEMENS], ne permettant que l'interpolation circulaire dans des plans. Une trajectoire plane décrite dans ce format assure une continuité de classe C^1 (en tangence), que n'offre pas le format linéaire. Ce format peut aussi constituer, en fonction de la géométrie de la pièce, une approximation de la courbe à usiner.

3.2.2.c. Format de description polynômiale

La trajectoire d'usinage calculée est un ensemble de courbes B-Spline, de polynômes canoniques ou de NURBS. Ce mode d'interpolation permet de minimiser le nombre de trajets élémentaires (arcs, segments) et d'éviter les discontinuités en tangence et en courbure des trajets générés dans les formats linéaires ou circulaires. En usinage 5 axes, 2 courbes décrites dans un format NURBS peuvent définir la trajectoire (Figure 1.7). La première courbe décrit la trajectoire du bout de l'outil par l'intermédiaire du centre outil ou de son extrémité ; elle doit rester incluse dans un tuyau enveloppe d'une sphère parcourant la trajectoire théorique (le rayon de la sphère définit la zone de tolérance de la trajectoire). La deuxième courbe décrit l'orientation de l'outil par l'intermédiaire d'un point situé sur l'axe de l'outil à une distance L donnée de son extrémité. Ces deux courbes possèdent la même paramétrisation selon l'abscisse curviligne, assurant leur synchronisation. Les deux courbes sont définies par les coordonnées de leurs points de contrôle [LANGERON et al. 04].

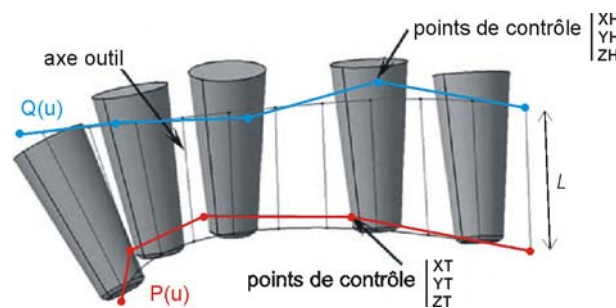


Figure 1.7. Définition d'une trajectoire avec le format NURBS 5 axes [LANGERON et al. 04]

3.2.3 Hauteur de crête, mode de guidage

Quel que soit le mode de balayage utilisé, dans le cadre de l'usinage en bout (3 axes ou 5 axes), l'outil laisse des sillons et la surface est composée de creux et de crêtes, dont la hauteur dépend de

l'orientation de l'axe de l'outil et de sa géométrie. Dans le cas simpliste de l'usinage d'un plan avec une fraise hémisphérique de rayon r et une distance entre passes p_t (pas transversal), la relation liant ces paramètres est la suivante :

$$h_c = \frac{p_t^2}{8.r} \quad (1-1)$$

Dans le cas général du fraisage 5 axes, la hauteur de crête est difficilement estimable, du fait que le profil de la partie coupante varie tout au long du trajet en fonction de l'orientation de l'outil, et de la courbure de la surface. La hauteur de crête h_c est calculée comme la distance entre le point P et la courbe intersection de la surface nominale avec le plan de projection (Figure 1.8).

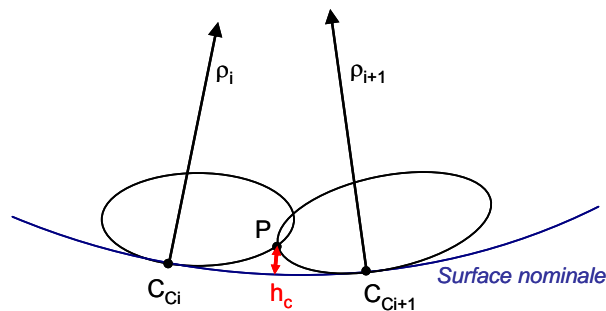


Figure 1.8. Estimation de la hauteur de crête en 5 axes

Une fois les deux paramètres de discrétisation (tolérance d'usinage et hauteur de crête) et le mode de balayage définis, il est possible que les positions de l'outil le long de la trajectoire soient ou ne soient pas synchronisées avec celles des passes précédentes. Le couplage des paramètres de discrétisation a un effet 3D sur l'état de surface : la synchronisation des passes peut faire apparaître une facettisation de la pièce ; une désynchronisation peut générer un effet « peau d'orange » (Figure 1.9).

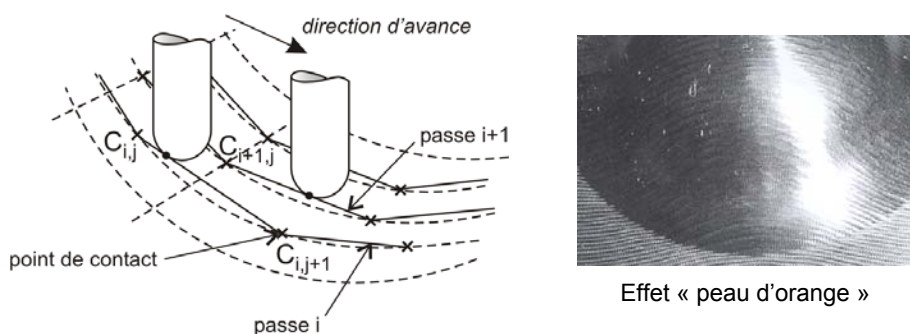


Figure 1.9. Couplage entre erreur de corde et hauteur de crête

3.3 « Post processing » de la trajectoire

L'activité de FAO génère un fichier contenant l'ensemble des données géométriques des trajectoires (positionnements et orientations de l'outil par rapport à la pièce) et les vitesses de parcours de ces trajectoires. Ce fichier source, généralement décrit dans un format APT, n'est pas directement exploitable par la Commande Numérique de la machine. Ainsi, la traduction du programme APT vers

un langage compréhensible par la CN (programme ISO, code G) est nécessaire et est assurée par un post processeur spécifique à la machine. Dans le cadre de l'usinage 5 axes, le fichier CN généré contient un programme, dans lequel les positionnements et orientations successives de l'outil entre chaque bloc qui peuvent être écrits dans plusieurs systèmes de coordonnées, correspondants à l'un des modes de programmation recensés sur la Figure 1.10 :

- le repère pièce dans lequel sont décrits les positions et orientations de l'outil : coordonnées X_{pr} , Y_{pr} , Z_{pr} , i , j , k (mode 1),
- le repère pièce pour les positions de l'outil (X_{pr} , Y_{pr} , Z_{pr}) et dans le repère articulaire (A et C), pour les orientations (mode 2),
- le repère articulaire pour les positions et orientations de l'outil : coordonnées X_m , Y_m , Z_m , A , C (mode 3).

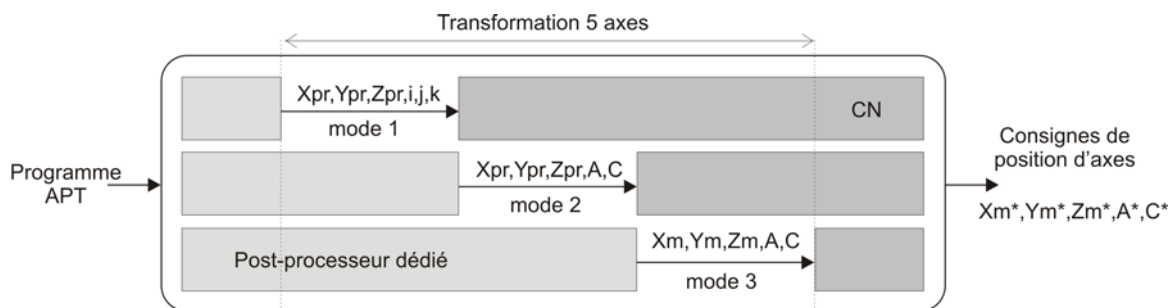


Figure 1.10. Position de la transformation 5 axes suivant le mode de programmation [LAVERNHE 06]

Dans le premier mode de programmation, la commande numérique effectue l'inversion de coordonnées (Transformation Géométrique Inverse) en temps réel lors de l'usinage pour retrouver les déplacements 5 axes de la machine. Dans ce cas la machine gère automatiquement les déplacements linéaires X , Y , Z de compensation de l'effet combiné des axes de rotation. Tandis que dans le 3^{ème} mode de programmation, c'est un post-processeur dédié à la machine qui effectue la transformation de coordonnées pour passer du repère pièce aux coordonnées articulaires de la machine en plus de la traduction du langage. Le 2^{ème} mode, intermédiaire, permet de spécifier le domaine de solution choisi pour chaque positionnement outil. La CN assure en temps réel la synchronisation des axes et un ré échantillonnage pour réaliser une interpolation dans l'espace de la pièce.

3.4 Synthèse

Comme nous pouvons le constater, l'étape de FAO est source d'erreurs. Ces erreurs sont purement numériques et résultent d'une approximation de la surface par une trajectoire d'usinage, constituée d'un ensemble de positions et orientations outil calculés de façon à respecter des erreurs admissibles. Leur importance est particulièrement significative dans le cas de l'usinage en flanc d'outil. Les erreurs associées à la TGI relèvent quant à elles de l'étape d'interpolation par la CN des trajectoires.

4 Ecart d'exécution

La deuxième étape du processus d'exécution concerne la génération physique de la trajectoire sur la machine. La gestion combinée du multi axes et des vitesses élevées crée en particulier un certain nombre de problèmes relatifs au couple MO – CN. Nous nous intéressons dans cette partie à rechercher les différentes sources possibles d'erreurs qui peuvent impacter la précision du suivi de trajectoires lors de leur exécution et ainsi générer des écarts sur la pièce usinée. Ces erreurs, d'origine numérique ou physique, sont associées à une machine donnée avec sa commande numérique.

4.1 Architecture globale d'une MOCN

L'étape d'exécution de trajectoires multi axes en UGV est composée d'un ensemble de traitements et de transformations de données permettant à partir d'un programme d'usinage d'obtenir le mouvement relatif entre la pièce et l'outil. Pour mieux appréhender ces transformations, il est possible de décomposer les différents traitements, suivant l'architecture utilisée dans les centres d'usinage industriels pour l'analyser étape par étape. Cette décomposition peut être présentée sur quatre niveaux (Figure 1.11). Le niveau 1 correspond au Directeur de Commande Numérique ou « contrôleur » qui traite les informations numériques d'un programme d'usinage en temps réel pour élaborer les consignes de commande des différents axes. Le niveau 2 correspond aux cartes d'axes et aux variateurs, qui réalisent, après conversion des données numériques en données analogiques, le pilotage des axes. Le niveau 3 regroupe l'ensemble de la chaîne mécanique qui réalise la composition des mouvements d'axe afin de créer le mouvement réel relatif entre l'outil et la pièce. Le niveau 4 comprend la broche, l'outil et la pièce. Les passages d'un niveau à un autre ainsi que les actions effectuées à chaque étage de cette architecture peuvent engendrer des erreurs et des écarts qui impactent la géométrie et l'état de surface de la pièce. Par exemple, l'exécution des trajectoires réalisée par la CN regroupant l'interpolation et la résolution de la Transformation Géométrique Inverse (TGI) sont sources d'erreurs pour la génération des consignes de position des axes ; le pilotage des axes et le suivi de trajectoires décrits par la cinématique et l'asservissement, dont les performances et la qualité jouent directement sur la géométrie de la pièce, sont également sources d'écarts. Les phénomènes thermiques, les phénomènes dynamiques vibratoires dus aux actions mécaniques de coupe, ou encore les déformations de la structure de la machine, celle de l'outil et/ou de la pièce, influent également sur les écarts géométriques et la qualité de la pièce usinée.

Nous basant sur les niveaux précédemment décrits nous proposons de séparer les écarts du processus d'exécution en 2 sources :

- Les *écarts d'interpolation*, associés au niveau 1, qui correspondent aux écarts dus à la Transformation Géométrique Inverse (TGI), et aux écarts à la génération des consignes des axes.

- Les écarts d'asservissements, associés au niveau 2, ou écarts de suivi qui sont directement liés à la performance de la structure de commande employée.

Les sources d'écarts liées au processus de coupe, et à la structure mécanique de la machine (niveaux 3 et 4) sont présentées au paragraphe 5 du présent chapitre.

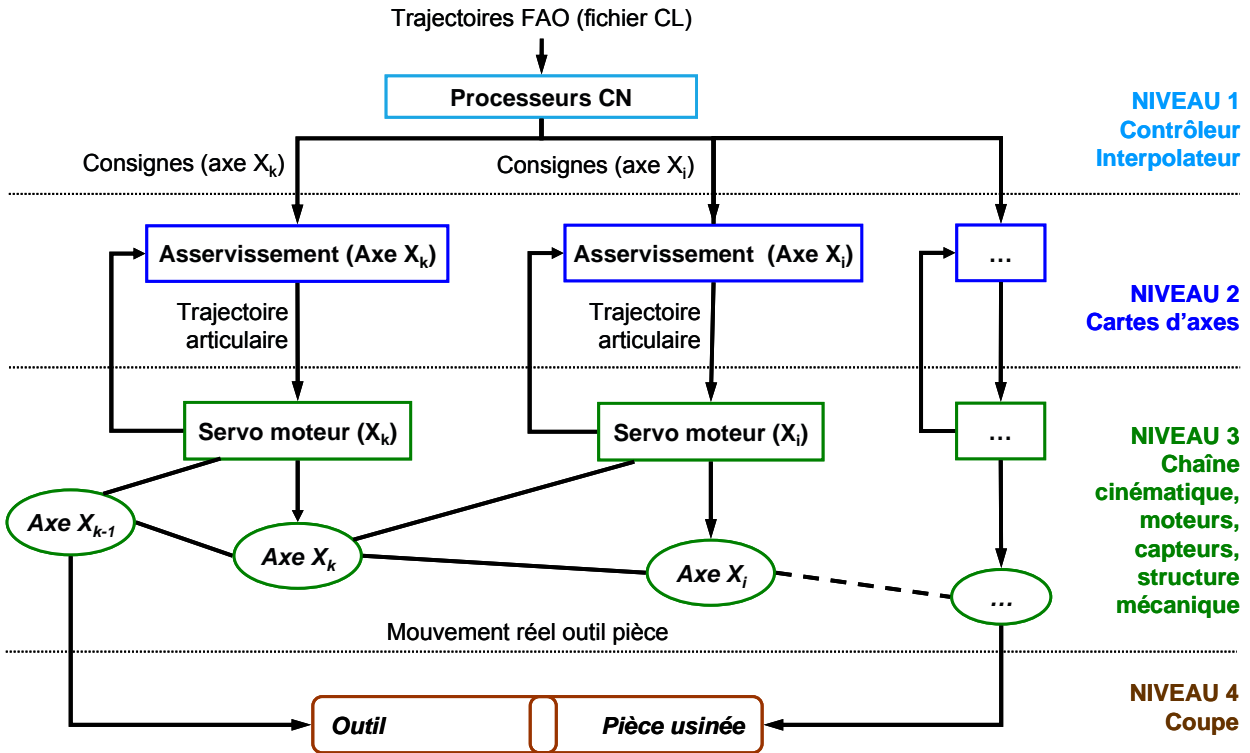


Figure 1.11. Architecture globale (d'après [DUGAS 02])

4.2 Interpolateur (Contrôleur)

L'interpolation est le premier niveau du processus d'exécution. L'interpolateur sur un centre d'usinage industriel est généralement composé de plusieurs étages d'interpolation. Quel que soit le post processeur utilisé, la fonction de l'interpolateur est de lire un programme FAO, de l'interpréter et à partir des paramètres internes à la Commande Numérique de délivrer les consignes temporelles axe par axe à la période d'échantillonnage des boucles de positions de l'asservissement. Après une analyse rapide du principe de fonctionnement global d'un interpolateur, les principales sources d'erreurs associées aux écarts d'interpolation sont présentées.

4.2.1 Analyse globale de l'interpolateur

Les tâches effectuées lors de l'interpolation peuvent être découpées en deux parties (Figure 1.12). La première consiste à transformer la trajectoire outil/pièce en une trajectoire dite « articulaire » coordonnant les positions des axes de la machine. Ainsi, les coordonnées exprimées dans le repère pièce du programme d'usinage initial caractérisant la position (X_P, Y_P, Z_P) et l'orientation de l'outil (cosinus directeur I, J, K), sont transformées dans l'espace articulaire de la machine comportant N axes, donnant ainsi les coordonnées ($X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_N$). Cette transformation est réalisée grâce à la

Transformation Géométrique Inverse (TGI), généralement associé à l'architecture de la machine [BOHEZ 02]. Après la détermination de la trajectoire « articulaire », la coordination entre l'espace géométrique et le temps est réalisée au travers de l'échantillonnage des consignes de position des axes. L'objectif est de délivrer les consignes assurant une vitesse d'avance la plus rapide possible vis-à-vis de la vitesse programmée, en respectant les limitations cinématiques des axes et les fonctions spécifiques à la CN [LAVERNHE 06]. Ainsi, à cette étape de coordination temporelle est généralement associée une étape d'adaptation de la trajectoire à la fois de la géométrie (lissage, cornérisation, par exemple) et de la vitesse d'avance pour que les consignes des axes soient physiquement réalisables. Ces différentes opérations qui adaptent et transforment la trajectoire décrite dans le programme FAO constituent les principales sources d'erreurs.

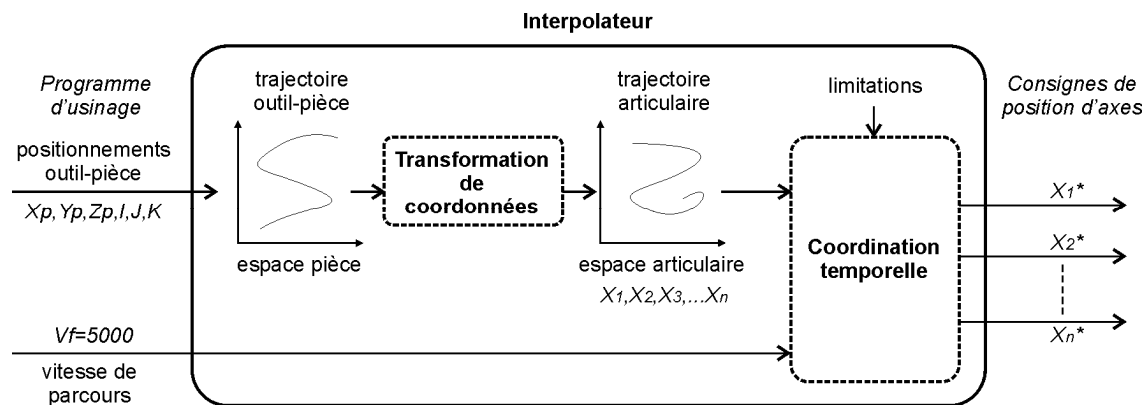


Figure 1.12 . Schéma de principe d'un interpolateur [LAVERNHE 06]

4.2.2 Analyse de la T.G.I

Le calcul des configurations articulaires correspondant aux positions outils est effectué grâce au MGI. Ce calcul fait intervenir la cinématique de la machine outil (configurations géométriques et architecturales [BOHEZ 02]), puisqu'il consiste à exprimer les transformations homogènes qui permettent de passer du repère pièce au repère machine (Figure 1.13 et Annexe D). Le posage de la pièce dans l'espace machine influence le calcul de la TGI, dans la mesure où pour une orientation prise par l'outil par rapport à la surface à usiner de la pièce plusieurs configurations articulaires sont possibles. La résolution de la TGI est source d'erreurs [SORBY 07], [LAVERNHE 06], [AFFOUARD 04], [TERRIER 05]. Nous nous focalisons sur les erreurs potentielles associées à la TGI : les erreurs de linéarisation de la trajectoire articulaire et les erreurs associées aux collisions de l'outil avec la surface à usiner liées aux passages de configurations articulaires.

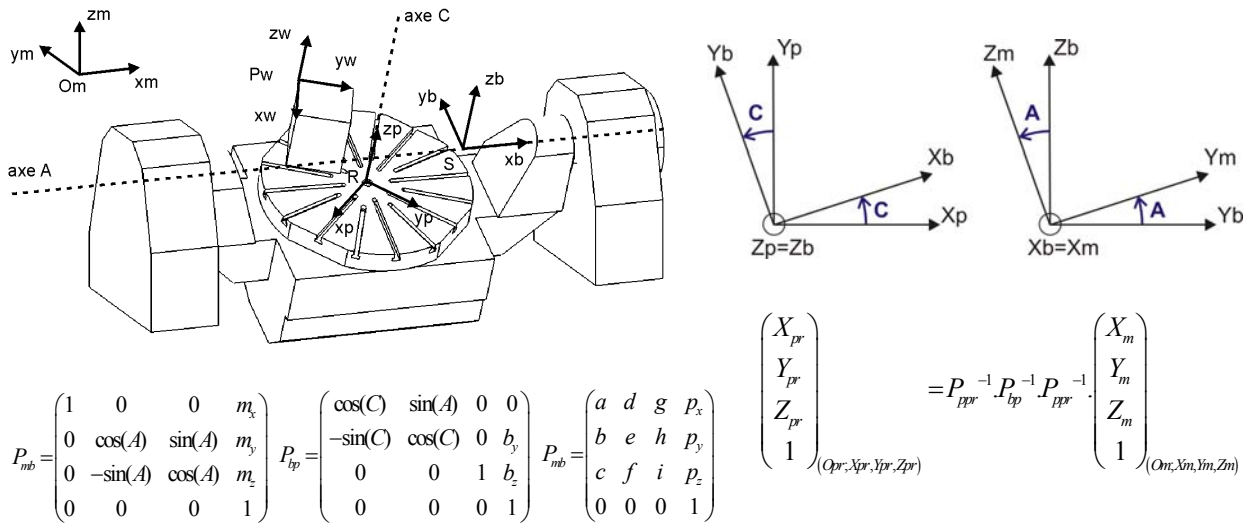


Figure 1.13. Repères associés (machine Mikron UCP710) - [LAVERNHE 06]

4.2.2.a. Linéarisation

Nous illustrons nos propos à l'aide d'une trajectoire décrite dans le format linéaire (G1). La trajectoire à décrire par la machine entre deux blocs du programme est un segment de droite. Cependant, en usinage à 5 axes, la trajectoire réellement suivie par l'outil entre deux points n'est pas un segment, mais une portion de courbe due à l'effet des axes de rotation. L'écart entre la courbe et le trajet initial peut être significatif. Ainsi, afin de diminuer cet écart, un ré-échantillonnage linéaire est effectué en temps réel correspondant dans l'espace pièce (Figure 1.14-gauche). Ces points sont ensuite exprimés dans l'espace articulaire et la continuité entre eux est assurée de manière linéaire [LAVERNHE 06]. Ainsi, après application de la TGD (Transformation Géométrique Directe) pour retrouver la trajectoire dans l'espace pièce, les axes de rotation génèrent des portions de courbe entre les points ré-échantillonnés avec des erreurs de corde par rapport à la trajectoire (Figure 1.14).

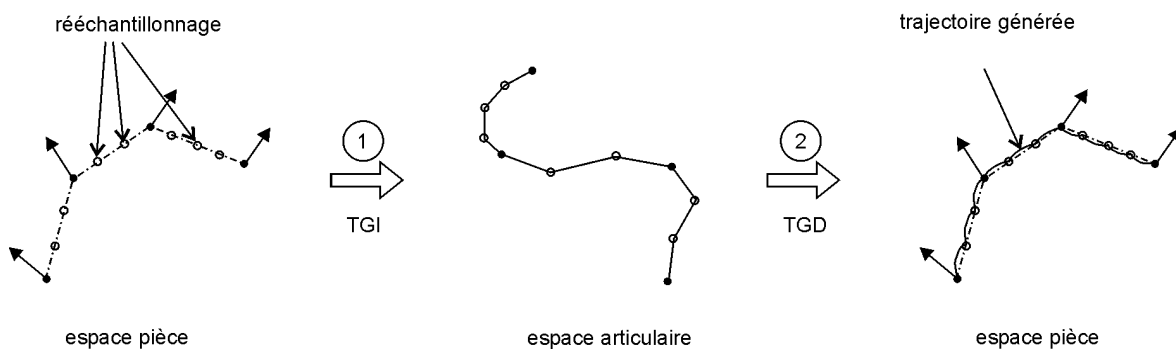


Figure 1.14. Trajectoires dans l'espace pièce après TGI – TGD ([LAVERNHE 06])

4.2.2.b. Singularité

Une autre problématique intervenant dans le cadre des machines multi axes concerne les configurations singulières. Dans le cas d'une machine à 5 axes sérielle, la singularité se produit typiquement lorsque l'un des axes de rotation est parallèle à l'axe de l'outil [AFFOUARD 04]. Ainsi, avec une telle configuration, il existe une infinité de configurations articulaires qui donne la même

position et la même orientation de l'outil par rapport à la pièce à usiner. En ces positions singulières, l'orientation de l'axe de l'outil change brusquement, ce qui génère des mouvements rapides et incohérents d'un des axes de rotation de la machine, entraînant alors de grands mouvements des axes de translation. Une forte chute de la vitesse d'avance est alors constatée, voire une dégradation de l'état de surface. Ces mouvements incohérents des axes non prévus peuvent générer des collisions entre la pièce et l'outil (Figure 1.15). Afin d'éviter ces mouvements incohérents, des travaux proposent des méthodes pour réduire ou annuler les erreurs associées par évitement des configurations singulières [AFFOUARD 04], [TOURNIER et al. 06].

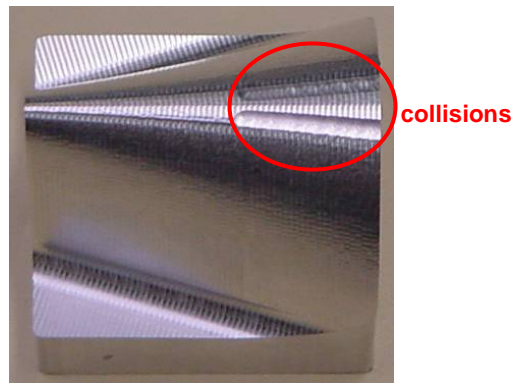


Figure 1.15. Collisions générées sur la pièce

4.2.3 Coordination temporelle (génération des consignes)

La génération de consignes de position intègre dans sa procédure d'échantillonnage des limitations cinématiques associées aux axes. Les limitations cinématiques définies sous la forme de variables CN, associées à une adaptation locale de la trajectoire permettent de réduire les sollicitations vis-à-vis des moteurs [DUGAS 02], [BLOCH et al. 01]. Le lien entre géométrie de la trajectoire et temps est donné par des lois de commande des axes. Ces lois sont généralement des profils cinématiques en vitesse, accélération et jerk, qui dépendent de valeurs maximales. L'exemple de la Figure 1.16, montre l'évolution de ces différentes grandeurs cinématiques (position et ses dérivées successives) lors de l'exécution d'un segment de longueur avec une vitesse programmée de 15m/min sur une machine outil UGV industrielle. La loi utilisée pour le pilotage de cet axe est de type « bang-bang » de jerk. La limitation de jerk ($J_{\max}=5\text{m/s}^3$) impose l'évolution des autres grandeurs cinématiques (accélération, vitesse), tant que la vitesse programmée n'est pas atteinte ou que la position finale n'est pas atteinte. L'axe est de même limité en accélération ($A_{\max}=0,5\text{m/s}^2$) mais la vitesse programmée est atteinte avant que l'axe atteigne cette limite en accélération. Cette explication est valable lors de l'accélération de l'axe et lors de la décélération de celui-ci.

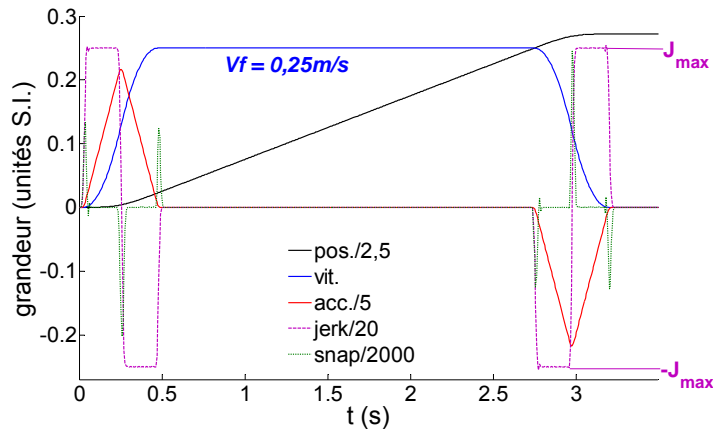


Figure 1.16. Lois de commande d'un axe numérique

Il est actuellement admis que le paramètre essentiel est le jerk de chaque axe. Plus le jerk est important, plus la machine est dynamique, ce qui peut engendrer des vibrations ou des chocs lorsque la structure n'est pas suffisamment rigide [BRUN-PICARD 05]. Cependant les valeurs des paramètres de la CN limitant les grandeurs cinématiques ne sont pas identiques du fait de l'architecture de la machine outil, de l'agencement des axes les uns avec les autres et des sollicitations au niveau des moteurs. Ainsi, dans le cas de trajectoires multi axes, la synchronisation des axes entraîne des ralentissements des axes les plus dynamiques par rapport aux axes les plus lents [BOQUERE et al. 08].

Les limitations cinématiques interviennent essentiellement au niveau de discontinuités de la trajectoire (fortes courbures, discontinuités en tangence...). Ainsi, l'exécution sans ralentissement et sans adaptation d'une trajectoire discontinue en tangence entraîne des évolutions des grandeurs qui pourraient dépasser les capacités maximales, notamment en accélération ou jerk. L'exécution de la trajectoire est alors réalisée après modification de la trajectoire locale (insertions de portions de courbes continues) ou globale (lissage par interpolation ou approximation polynômiale). Cette adaptation génère ainsi un écart par rapport à la trajectoire initiale, avec un franchissement de la discontinuité à vitesse réduite par rapport à la vitesse programmée. A travers l'élaboration des consignes de commande, le traitement numérique de la CN a un triple objectif ainsi défini par [PATELOUP 05] :

- gérer la précision de positionnement de l'outil suivant les spécifications et réglages donnés, dans le cas d'un lissage local ou global de la trajectoire,
- assurer une vitesse d'avance instantanée de l'outil par rapport à la pièce proche de la vitesse programmée,
- contrôler le comportement dynamique de la machine-outil pour ne pas dépasser les limites mécaniques imposées par la structure.

4.2.3.a. Adaptation locale de la trajectoire

Nous illustrons notre propos au travers de l'usinage d'un coin en 2D, caractéristique des discontinuités en tangence. Le contrôle de la tolérance de suivi peut être réalisé de plusieurs manières : écart à la trajectoire (tolérance d'interpolation), distance à la discontinuité, ou écarts définis axe par axe (Figure 1.17). L'arrondissement de l'angle aigu est généré de manière à obtenir une vitesse tangentielle la plus régulière possible conduisant, entre autres, à de meilleures conditions de coupe, une amélioration de la qualité de la surface et une diminution du temps d'usinage. Pour arrondir un angle aigu, une fonction de type G642 est définie dans une CN de type Siemens 840D [SIEMENS 04]. Elle crée des éléments de transition aux limites des blocs et insère des polynômes de transition à courbure régulière. L'écart à la trajectoire est contrôlé grâce à un paramètre de la CN, il définit par exemple les écarts axe par axe (e_x et e_y sur la Figure 1.17).

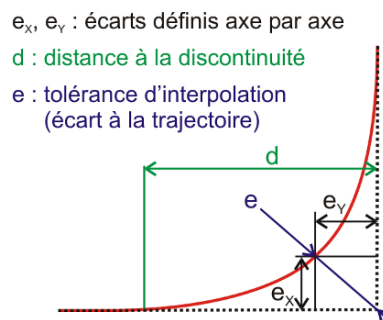


Figure 1.17. Paramètres pour le contrôle de l'écart à la trajectoire

Plusieurs études se concentrent sur la modélisation du passage de discontinuités en tangence. Un modèle très répandu concerne l'arrondissement de la discontinuité par un arc de cercle [DUGAS 02], [PATELOUP 05], modèle étendu au cas 5 axes par [TERRIER 05]. Dans ses travaux, Pessoles s'intéresse au franchissement par une modélisation s'appuyant sur des polynômes de différent degré [PESSOLES 10]. Erkorkmaz, quant à lui propose un lissage du passage de coin par une courbe Spline de degré 5 [ERKORKMAZ et al. 06], selon deux stratégies. La première est une approche « *under-corner* » similaire aux cas précédemment évoqués ici. La deuxième stratégie est une approche « *over-corner* », pour laquelle la courbe Spline de degré 5 passe à l'extérieur du coin (Figure 1.18b). Le choix de l'une des deux approches dépend de la structure de commande qui pilote l'axe (voir §4.3.3.b).

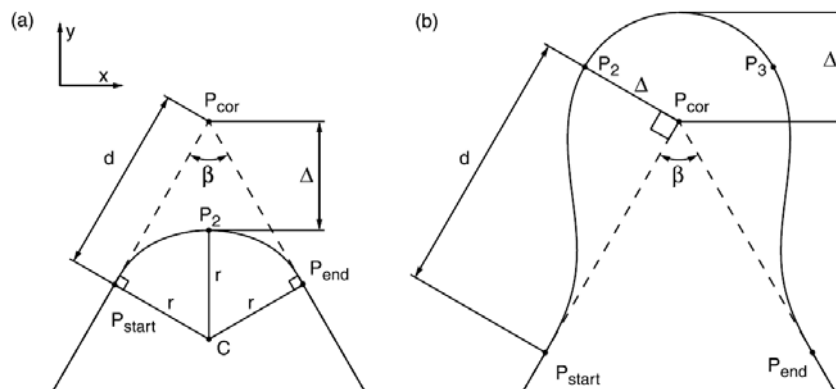


Figure 1.18. Lissage de coin : approche « *under-corner* » (a) ; approche « *over-corner* » (b) [ERKORKMAZ et al. 06]

4.2.3.b. Adaptation globale

L'adaptation par lissage global ou *compression* s'effectue en temps réel, par interpolation polynômiale. Le recours aux fonctions de compression est essentiel pour optimiser le comportement cinématique des axes de la machine, lors de l'exécution de la trajectoire, mais également pour préserver l'état de surface en limitant les fortes accélérations et décélérations. Dans le cas d'une CN Siemens 840D, deux compressions sont généralement utilisées : COMPCAD ou COMPCURV (Figure 1.19). Dans le cas d'un compresseur COMPCURV, la compression est effectuée par interpolation des points de chaque segment. La courbe est astreinte à passer par tous les points définis à chaque ligne du programme d'usinage ; l'erreur de corde est alors déterminée entre la courbe polynômiale et les segments initiaux. En ce qui concerne la compression COMPCAD, la compression est réalisée par approximation d'une courbe B-Spline (généralement degré 5) sur les points définis par le programme d'usinage. La compression COMPCAD permet de préserver une vitesse élevée, notamment si les écarts aux sommets des segments sont importants, tandis que la compression COMPCURV conduit à des écarts plus faibles, mais un temps d'exécution plus long.

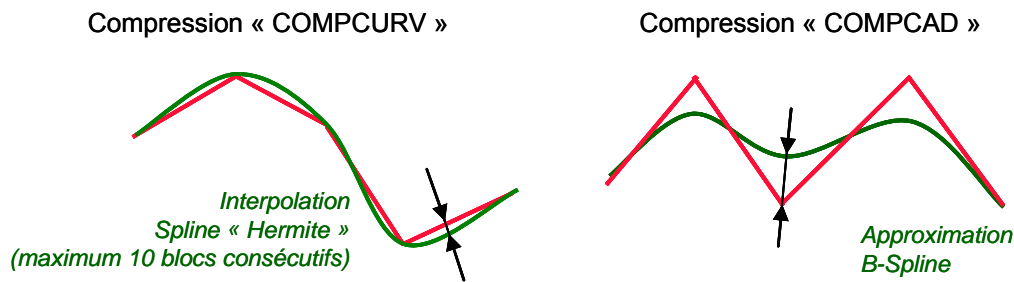


Figure 1.19. Lissage en fonction du type de compresseur [SIEMENS 04]

Certains auteurs se sont intéressés à la modélisation de l'interpolateur afin d'appréhender les erreurs d'interpolation [DUGAS 02], [TERRIER 05], [PESSOLES 10]. Cette modélisation repose sur la compréhension du traitement numérique du programme d'usinage par la CN. Dans ses travaux, Lavernhe propose un modèle d'évaluation de performances cinématiques qui reprend les étapes majeures de l'interpolation (Figure 1.20). Les consignes de positions sont une adaptation de la trajectoire dictée en fonction des tolérances utilisées. Ce sont ces tolérances qui engendrent l'écart à la trajectoire FAO. Selon l'application, l'utilisateur privilégiera une exécution fluide avec des vitesses plus élevées ou des tolérances serrées générant des ralentissements importants.

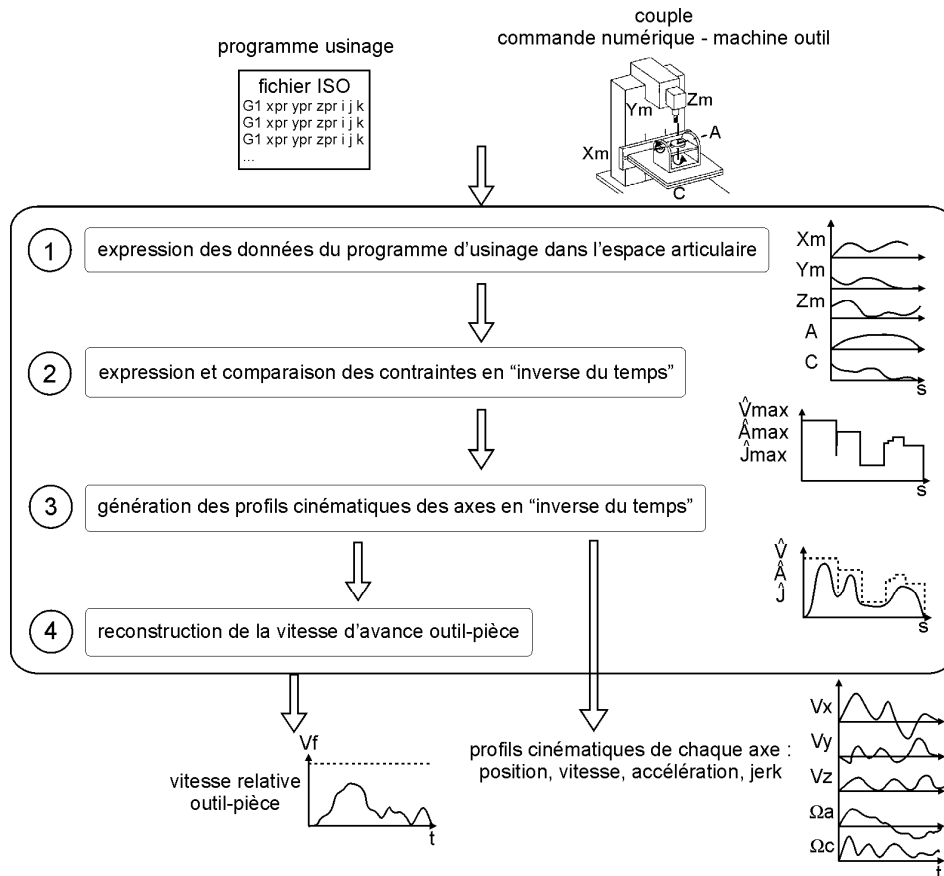


Figure 1.20. Modèle d'évaluation de performances cinématiques [LAVERNHE 06]

La modélisation d'un interpolateur de CN industrielle reste difficile et de nombreuses études portent sur l'élaboration de Commandes Numériques dites ouvertes, pour lesquelles les interpolateurs et la structure de commande sont librement élaborés et paramétrés.

4.2.3.c. Interpolateurs en commande ouverte

Plusieurs travaux de la littérature [ERKORKMAZ et al. 01a], [DONG et al. 07] portent sur la conception et la mise en œuvre d'interpolateurs qui déterminent les consignes à envoyer aux cartes d'axe en temps réel. L'interpolation temps réelle s'appuie sur des courbes de type Nurbs en intégrant les limitations en jerk et en accélération. [WANG et al. 09] étend cette application aux cas de trajectoires 5 axes. D'autres auteurs, comme [FAROUKI et al. 99], s'intéressent à la mise en œuvre d'interpolateurs basés sur des courbes PH (Pythagorean Hodograph Curves). En dehors des phases d'accélération et de décélération, l'objectif est de conserver une vitesse d'avance constante, le long de la trajectoire. D'autres auteurs montrent qu'il est possible d'intégrer la structure d'asservissement dans l'élaboration des consignes [LIN et al. 07], [TSAI et al. 08]. Ces dernières sont modifiées en temps réel, à partir des informations retour des positions réelles des axes lues sur les codeurs de la machine. Ces méthodes d'interpolation ont pour objectif de restreindre les écarts générés lors de l'exécution, tout en maximisant les vitesses d'avance, notamment au passage de discontinuités. Elles ne peuvent cependant pas être mises en œuvre à l'heure actuelle dans le cas d'une machine industrielle.

A l'issue de l'étape d'interpolation, les consignes générées axe par axe sont envoyées aux cartes d'axe qui régulent les positions de chaque axe.

4.3 Asservissements / pilotage des axes

Les asservissements ou structure de commande pilotent les axes de la machine outil. Considérons un axe de translation de machine outil, avec un moteur rotatif et une liaison vis à bille (Figure 1.21). Le pilotage d'un axe classique de machine outil consiste à envoyer un signal de commande au moteur et à contrôler, par retour de mesure via des codeurs, la position de l'axe. En sortie de moteur, un réducteur adapte la vitesse de rotation de la vis à bille qui transforme le mouvement de rotation du moteur en un mouvement de translation de la table de la machine. En cours d'usinage, les efforts de coupe agissent sur la pièce et donc sur le déplacement de la table. Un codeur situé en bout de chaîne, redonne la position de l'axe, information qui est retournée au contrôleur, afin de corriger la position.

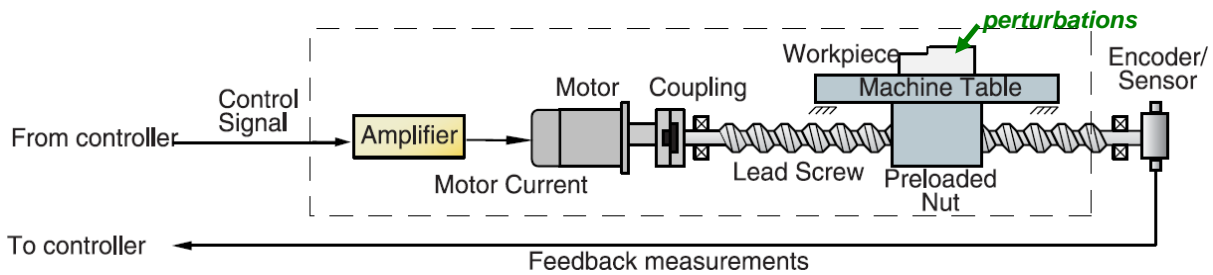


Figure 1.21. Système d'entraînement asservi [YEUNG et al. 06]

Les asservissements sont réalisés axe par axe. Il existe ensuite des réglages dynamiques des axes pour les synchroniser. Nous nous focalisons sur l'asservissement d'un seul axe de machine outil, pour analyser les spécificités d'une structure de commande d'axe. Si toutefois un fort couplage d'axes existe, notamment dans le cas de machines à structure agiles, la dépendance d'un axe sur un autre peut être assimilée à des perturbations, prises en compte dans la structure de commande [BARRE et al. 02]. Des structures couplées, dont l'objectif est la réduction des erreurs de contour sont également possibles [KOREN 80], mais ne sont pas actuellement utilisées sur les MOCN industrielles.

4.3.1 Contrôle d'un axe

Le contrôle d'un axe est constitué d'une partie commande, reprenant le niveau 2 de l'architecture présentée en Figure 1.11, et d'une partie opérative depuis le moteur jusqu'aux codeurs (Figure 1.21). Le contrôle d'un axe est schématisé sous la forme d'un schéma bloc sur la Figure 1.22.

La partie physique rassemble l'ensemble des composants mécaniques et électromécaniques qui permettent de mettre l'axe en mouvement. Le choix des solutions technologiques pour générer le mouvement de l'axe sont autant de paramètres à considérer au niveau de la partie commande. En effet, dans le cas d'un axe de translation, si la motorisation est assurée par un moteur rotatif, tous les composants mécaniques assurant la transformation de mouvement sont le siège de phénomènes physiques comme les jeux à l'inversion du mouvement, la rigidité des divers composants mécaniques

(roulements, vis à billes, roulements des glissières, courroies pour la réduction de vitesse...), qui influencent le mouvement de l'axe. Dans le cas d'un moteur linéaire, il n'y a pas de chaîne mécanique de transformation de mouvement. Par ailleurs, toutes les perturbations externes (actions mécaniques de coupe, pesanteur, systèmes de compensation de poids) agissent sur l'axe. Les balourds de la broche, de l'outil et du porte outil constituent des sources d'excitations mécaniques. Les phénomènes vibratoires générés par le processus de coupe sont essentiellement liés aux fluctuations des efforts de coupe, à l'engagement des dents de l'outil dans la matière, au broutement, etc. Ainsi, ces perturbations doivent être prises en considération par la correction réalisée par la partie commande qui permet de rejeter les perturbations et d'asservir correctement l'axe en position.

Dans le cadre d'un axe de machine outil, une structure de commande permet de piloter cet axe en boucle fermée. Le réglage des paramètres des différents régulateurs assurent un compromis de chacun des éléments du triptyque « vitesse – précision – stabilité ». Les consignes échantillonnées, préalablement déterminées par l'interpolateur de la CN sont envoyées axe par axe. A partir des consignes de position X^* , la commande adapte la tension à délivrer au moteur en fonction de la position X lue sur les règles de mesure (Figure 1.22), grâce à la boucle de retour. La position n'est pas la seule variable régulée ; des boucles internes, basées sur la même structure, peuvent coexister pour des variables dites internes, comme la vitesse et le courant (structure cascade). Enfin, des actions dites d'anticipation, agissant en boucle ouverte, peuvent être greffées à la structure de départ. Les différents phénomènes physiques agissant sur un axe et susceptibles de générer des erreurs entre la position exécutée et la position de consigne sont décrits dans la partie suivante.

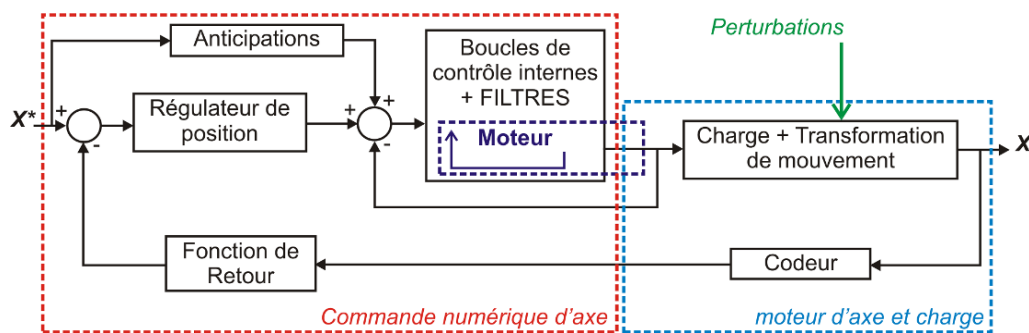


Figure 1.22. Contrôle d'axe

4.3.2 Partie opérative – Partie physique

Nous proposons de décrire l'influence des phénomènes physiques agissant sur le mouvement de l'axe, qui sont sources d'erreur de positionnement. La direction de déplacement de l'axe, sa technologie d'entraînement sont autant de facteurs qui sont à considérer pour le réglage des paramètres de la structure de commande.

4.3.2.a. Pesanteur

Si la pesanteur n'a pas d'influence directe sur des axes de translation dont la direction de déplacement reste orthogonale à la verticale, ou sur des axes de rotation d'axe parallèle à la verticale, ce n'est plus

le cas pour toutes les autres configurations. La pesanteur agit comme un couple résistant, pour un moteur rotatif ou force résistante pour un moteur linéaire, soit constant, soit dépendant de la position. On peut trouver suivant les centres d'usinage des systèmes de compensation de pesanteur (Annexe F) qui agissent de manière opposée à la pesanteur, comme effort constant ou dépendant de la position. Ils ont pour but de réduire ou annuler le poids de l'axe.

4.3.2.b. Inertie et rigidité de l'axe

Lorsqu'un axe est en phase d'accélération (ou de décélération), le couple à fournir par le moteur C_{mot} pour assurer cette accélération est égal au produit de l'inertie de l'ensemble des composants mis en mouvement J par l'accélération à fournir, auquel il faut ajouter tous les couples résistants C_{res} dus aux frottements et à la pesanteur (1-2) :

$$C_{mot} = J \cdot \dot{\Omega} + C_{res} \tag{1-2}$$

Comme les composants mécaniques intervenant dans la chaîne de transformation ne sont pas infiniment rigides, la souplesse de tous ces composants K_t intervient. Ainsi, la position en bout d'axe θ_2 présente un déphasage par rapport à la position en sortie de moteur θ_1 [ENDO et al. 96], [ZATARAIN et al. 05].

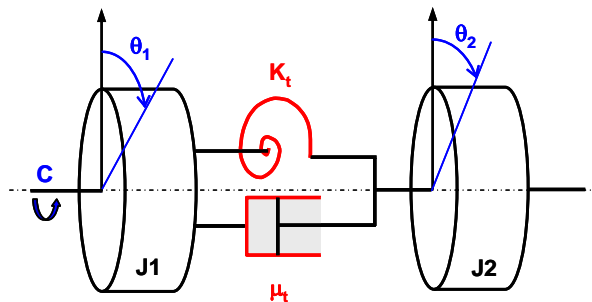


Figure 1.23. Transmission avec souplesse [ENDO et al. 96]

4.3.2.b. Frottements

Dans le cas de l'étude de la rigidité d'une transmission avec souplesse (Figure 1.23), la rigidité globale est généralement associée aux frottements visqueux μ_t pour établir un système équivalent de type « masse-ressort-amortisseur ». Cependant, c'est l'association des frottements visqueux et secs qui engendrent un couple résistant conduisant à la définition d'un coefficient de frottement mixte. Ce coefficient lie les forces résistantes à la vitesse de la charge en mouvement [YEUNG et al. 06], [ANDERSSON et al.05]. Ce coefficient décroît dans un premier temps lorsque la vitesse de déplacement augmente jusqu'à atteindre un minimum pour ensuite croître en fonction de la vitesse. Cette force de frottement dépendante de la vitesse de déplacement est caractérisée par la courbe de Stribeck (Figure 1.24). Des régimes de frottement différents sont constatés en fonction de la vitesse de déplacement de deux surfaces solides en contact et lubrifiées. L'explication de ce phénomène à l'échelle microscopique est assez simple :

- Régime I : La force n'est pas assez élevée pour engendrer un déplacement, il n'y a que des déformations élastiques.
- Régime II : La vitesse n'est pas assez élevée pour que la lubrification permette un décollement suffisant des surfaces en contact ; les frottements secs sont alors dominants, les micros rugosités sont source de frottement.
- Régime III : A partir d'une certaine vitesse, les surfaces commencent à se soulever ce qui provoque la diminution de la force de frottement. Celle-ci arrive à un minimum avant de croître à nouveau.
- Régime IV : La vitesse augmentant, la lubrification joue le rôle d'un frein. Au delà du minimum, la force de frottement devient la force de viscosité proportionnelle à la vitesse de déplacement.

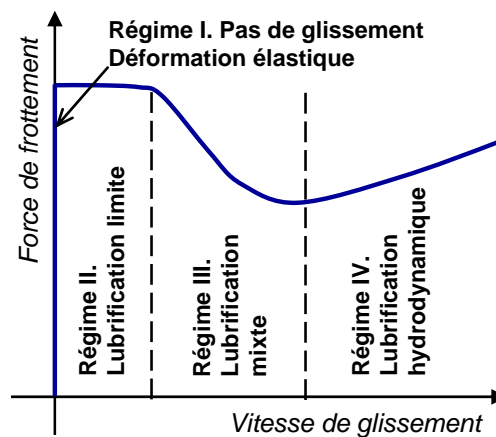


Figure 1.24. Courbe de Stribeck généralisée [ANDERSSON et al.05]

Ces différents régimes de frottement impliquent en sortie de moteur des couples différents à fournir. Notamment au démarrage du mouvement d'un axe, où le régime I peut engendrer des erreurs de suivi entre la position fournie par la consigne et la position exécutée mesurée.

4.3.2.c. Zone d'inversion et jeu à l'inversion

Le phénomène de « *Stick-Slip* » (régime I, sur la Figure 1.24) perturbe de manière non négligeable le positionnement de l'axe. Par exemple, lors de la description d'un cercle des pics d'inversion apparaissent du fait que la tension de commande aux bornes du moteur n'est pas suffisante pour vaincre le frottement sec, puis lorsque le décollement a lieu, la position est immédiatement rattrapée [TARNG et al. 95]. Les écarts à la trajectoire de consigne apparaissent localement aux positions où il y a inversion des mouvements. Lors de l'exécution d'un cercle dans le plan XY, 4 pics aux inversions du mouvement peuvent souvent être observés (Figure 1.25).

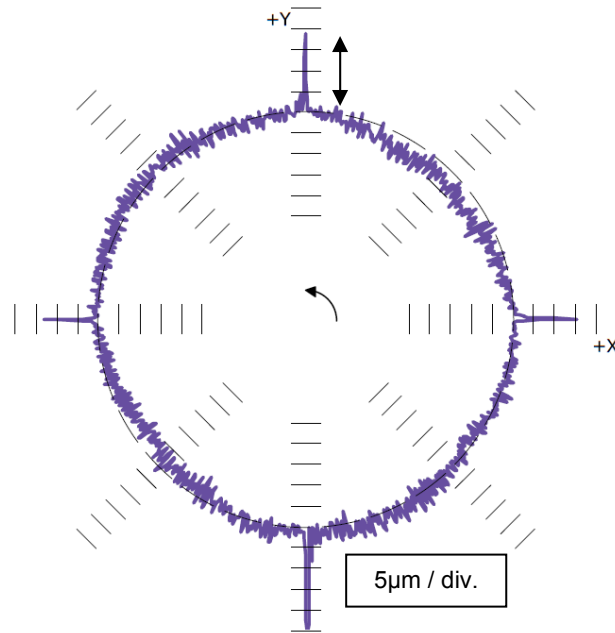


Figure 1.25. Pics à l'inversion des mouvements

Lors de ces pics d'inversion, il est possible d'avoir du jeu à l'inversion, même s'il est souvent négligeable voire nul. Dans les travaux de [YEUNG et al. 06], une modélisation des jeux d'inversion est proposée en notant D_b le jeu (« backlash »), X_e la position équivalente de l'angle en sortie de moteur ramené en longueur sur l'axe de translation et X_s la position en bout d'axe. La Figure 1.26 représente les différentes configurations possibles en fonction de la direction de déplacement (V_{e-} pour vitesse négative et V_{e+} pour vitesse positive). Le premier cas (a) montre que quel que soit le sens de déplacement, la position X_s reste invariante ; dans le deuxième et troisième cas (b) et (c), les deux mobiles évoluent dans le même sens, car les deux mobiles sont en contact. La courbe (d) montre l'évolution de la position X_s de l'élément « aval » en fonction de l'évolution des positions X_e de l'élément « amont ».

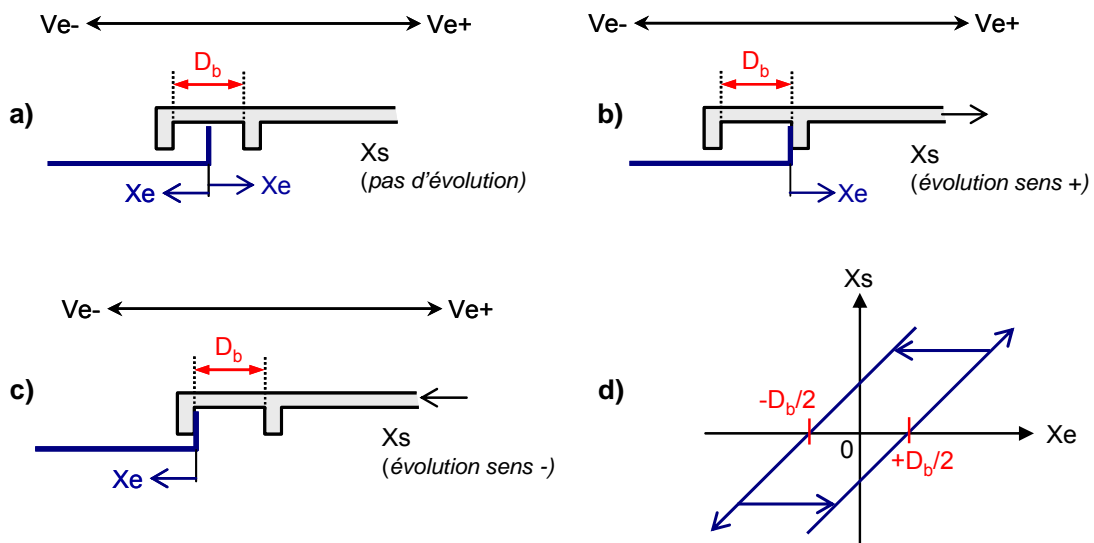


Figure 1.26. Représentation du jeu à l'inversion

4.3.3 Structure de commandes

Par rapport au schéma bloc de la Figure 1.22, la partie commande numérique de l'axe peut adopter plusieurs structures. Deux types de structures sont identifiés : les structures de commande industrielles et les structures avancées dites à commande ouverte. Chacune a pour objectif de minimiser les effets des phénomènes physiques susceptibles de générer des erreurs entre les consignes et les positions articulaires réelles des axes décrits précédemment.

4.3.3.a. Structure de commande industrielle

Industriellement, les commandes classiques sont généralement bâties sur des structures cascades avec 3 boucles de régulation. La première boucle, la plus externe, effectue la régulation de la position, la deuxième, la vitesse, et la troisième des boucles de contrôle interne (Figure 1.22), l'intensité (ou le couple). Les commandes numériques industrielles disposent sur ces 3 boucles de régulation des correcteurs P.I.D. (Proportionnel Intégral Dérivé) numériques, souvent réduits à des correcteurs P.I., voire même à un seul gain proportionnel. La fonction d'anticipation permet de compenser le retard inhérent à la structure d'asservissement par retour de mesure. Cependant, la propriété essentielle de cette composante est de permettre un excellent suivi de trajectoire sur un processus comportant plusieurs axes, en annulant les erreurs de suivi sur les portions à vitesse constante [LAMBRECHTS et al. 05]. Pratiquement, l'anticipation en vitesse est réalisée par une dérivation approchée de la consigne de position ; une dérivation supplémentaire permet d'anticiper en plus, en accélération (soit en couple ou en courant). Concernant les fonctions de retour, il s'agit essentiellement de compensations éventuelles de jeu (« *backlash compensation* »). Du point de vue industriel, les avantages de la structure en cascade sont assez nombreux [BARRE 04] :

- Une mise en route et un réglage simples des correcteurs P.I., étape par étape, en partant de la boucle la plus interne.
- Une gestion facilitée des saturations et des surveillances.
- Une bonne régulation : les perturbations sont rejetées au niveau le plus efficace, avec une exploitation optimale des ressources de calcul.

Par contre, la structure cascade impose une dynamique d'ensemble moins rapide, mais cela est compensable par les anticipations en vitesse et accélération ; le réglage des paramètres des anticipations agissant en boucle ouverte est délicat. Les gains des boucles doivent être suffisamment élevés pour obtenir la performance souhaitée et rejeter les perturbations. Néanmoins, cette stratégie conduit nécessairement à exciter les fréquences propres de la chaîne d'entraînement, limitant alors la bande passante effective des différentes boucles. Pour maintenir une bande passante élevée, sans exciter ces fréquences, les commandes industrielles utilisent des techniques de filtrage numérique par filtres passe-bas ou coupe-bande comme les filtres de Notch [GROß et al. 01]. Dans le cas d'une

commande d'axe de CN Siemens 840D, ces filtres sont placés dans la boucle de régulation de vitesse (Annexe I), mais aussi dans la boucle de courant et de position.

De nombreux auteurs s'attachent à élaborer des structures de commande ouverte dans lesquelles l'architecture de commande est librement choisie. Les commandes ouvertes ont l'avantage d'adapter les paramètres de correction et de pouvoir intégrer des modèles internes de l'axe piloté. Une présentation de ces structures couramment rencontrées dans la littérature est proposée ci-dessous, en présentant les avantages qu'elles procurent par rapport aux structures industrielles.

4.3.3.b. Structure de commande ouverte

Dans les CN dites ouvertes, la possibilité d'intégrer tout type d'architecture de commande est offerte. Par exemple, les anticipations intègrent une fonction de transfert reprenant la modélisation du frottement (sec et visqueux) ; dans ce cas le terme d'anticipation par compensation du frottement est employé [ERKORKMAZ et al. 01c], [YEH et al.11]. Les recherches dans le domaine de la commande d'axe de machine outil sont très nombreuses, notamment dans le cadre d'architectures ouvertes pour lesquelles il est possible de confronter directement plusieurs solutions. Ces architectures peuvent intégrer numériquement différentes modélisations des phénomènes physiques agissant sur l'axe (voir le §4.3.2).

Les commandes industrielles classiques se basent sur des architectures permettant de commander avec précision des processus linéaires non perturbés et à paramètres constants. Lorsque la partie commandée est soumise à des perturbations, une solution auto adaptative permet, par réajustement des paramètres des régulateurs, de conserver des performances fixées à l'avance en présence de perturbations et de variations de paramètres [KECHICH et al. 08]. Ainsi, la Commande par Mode Glissants ou Sliding Mode Controller (SMC) développée par [ALTINTAS et al. 00] s'applique pour les axes de machine outil. D'autres structures sont basées sur le concept de la famille des commandes à bases de modèles MBC (Model Based Control), comme la commande ZPETC (Zero Phase Error Tracking Control), avec ses évolutions : EBZPETC (Extended Bandwidth Zero Phase Error Tracking Control) ; ou les commandes dites prédictives, comme les structures GPC (Generalised Predictive Control) et leurs extensions GPCC (Generalised Predictive Cascade Control) [DUMUR et al. 96]. La philosophie de la commande prédictive ou commande à horizon glissant, est basée sur la notion essentielle de prédiction. L'objectif est prédire le comportement futur du système afin de pouvoir le contrôler par anticipation. Cette contrainte restreint nécessairement le domaine d'application à la commande de systèmes pour lesquels la trajectoire à suivre est parfaitement connue et stockée point par point dans le calculateur. C'est le cas de la commande numérique de machine outils. C'est à partir du comportement futur, que le problème d'optimisation est posé à travers un critère quadratique, pour élaborer la commande U du processus dans le but de poursuivre une consigne X^* donnée par l'interpolateur de la CN, tout en minimisant un critère construit. Ce critère construit est dans le cadre de nos applications l'erreur de suivi entre la position mesurée et la position de consigne. Le principe

de la commande prédictive consiste à utiliser un modèle dynamique du processus à l'intérieur du contrôleur, en temps réel, afin d'anticiper le futur comportement du procédé. Cette méthode de commande est souvent illustrée par le schéma représenté sur la Figure 1.27. Le calculateur prédictif polynomial que l'on obtient après minimisation du critère construit a donc pour objectif que la sortie prédite \hat{X} rallie la consigne de référence X^* sur un horizon de prédiction donné. L'état actuel du système (mesuré ou estimé) est utilisé comme valeur initiale pour la prédiction.

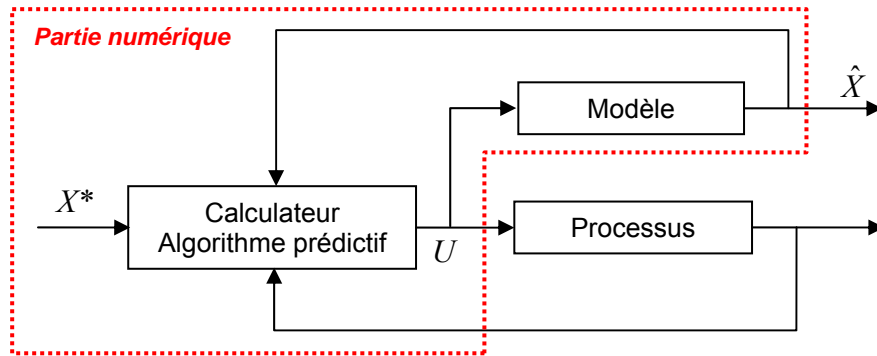


Figure 1.27. Principe de fonctionnement d'un algorithme prédictif

4.3.4 Erreurs de suivi de position

L'ensemble des phénomènes physiques explicités et le type de structure de commande implémentée dans la CN génèrent axe par axe des erreurs de suivi, exprimées en fonction du temps. Les erreurs de suivi ε sont définies à un temps t par la différence entre la position réelle mesurée sur l'axe X et la consigne générée à ce même temps X^* (1-3) :

$$\varepsilon(t) = X^*(t) - X(t) \quad (1-3)$$

Prenons par exemple l'exécution d'un segment linéaire sur un axe de translation d'une machine UGV industrielle. Suivant que les anticipations sont activées (FFWON) ou non (FFWOF), nous observons une évolution et une répartition des écarts de suivi différente (Figure 1.28). La Figure 1.28a représente la consigne de position de l'axe qui est la description d'un segment linéaire de longueur 680mm parcouru à la vitesse d'avance programmée de 15m/min. L'évolution des écarts de suivi, au cours du temps, avec anticipations désactivées est présentée en Figure 1.28b, et celle avec anticipations activées en Figure 1.28c. Ces deux figures montrent que le choix d'un mode de commande peut radicalement changer la répartition des écarts. Les anticipations ont pour effet d'annuler les écarts de suivi dans la zone à vitesse constante, couramment appelés écarts de traînage, qui sont égaux à 10mm sans anticipation.

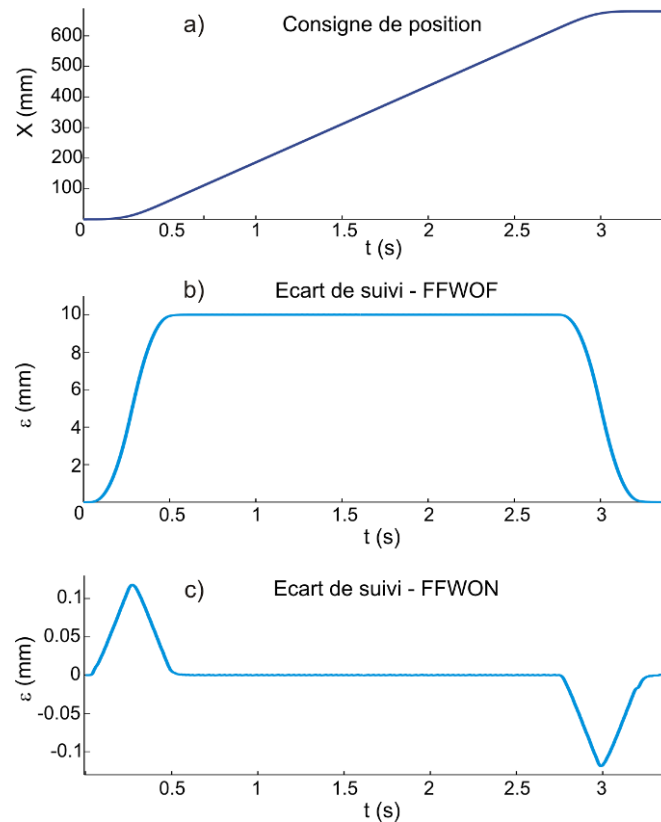


Figure 1.28. Ecart de suivi

Ce sont les écarts de suivi définis axe par axe qui, en se cumulant, génèrent les écarts géométriques sur les positions et orientations de l'outil exécutées dans l'espace pièce. Prenons exemple sur un cas simple de passage de discontinuité (angle droit à 90°) dans le plan XY (Figure 1.29a). Les surfaces usinées sont dans ce cas assimilées à deux plans perpendiculaires raccordés en tangence par un arc de cercle de rayon équivalent au rayon de l'outil. Ainsi la surface enveloppe générée par le mouvement de l'outil en FAO est confondue avec la surface nominale CAO. Le programme FAO se résume en 2 segments de droite. Pour ce type de trajectoire très simple, les écarts de FAO sont nuls, et les écarts d'interpolation se résument aux écarts générés par la coordination temporelle, ce qui correspond dans le cas présent à l'arrondissement au passage de la discontinuité. La Figure 1.29 compare des trajectoires de consigne et des trajectoires mesurées au niveau des règles de mesures, qui sont obtenues soit en activant les anticipations (FFWON), soit en les désactivant (FFWOF). Sur la Figure 1.29b, la consigne est générée sans imposer de tolérances au passage de la discontinuité. L'écart observé entre la trajectoire de consigne et la trajectoire mesurée anticipations désactivées est significatif puisque qu'il atteint plus de 0,15mm. Le gain en terme de réduction d'écarts apporté par l'activation des anticipations est non négligeable puisque les écarts entre la trajectoire consigne et la trajectoire exécutée ne dépassent pas 0,04mm. Le changement de structure d'asservissement, avec ajout d'anticipations apporte ainsi des gains et contribuent à la diminution des écarts générés entre la consigne et la position exécutée.

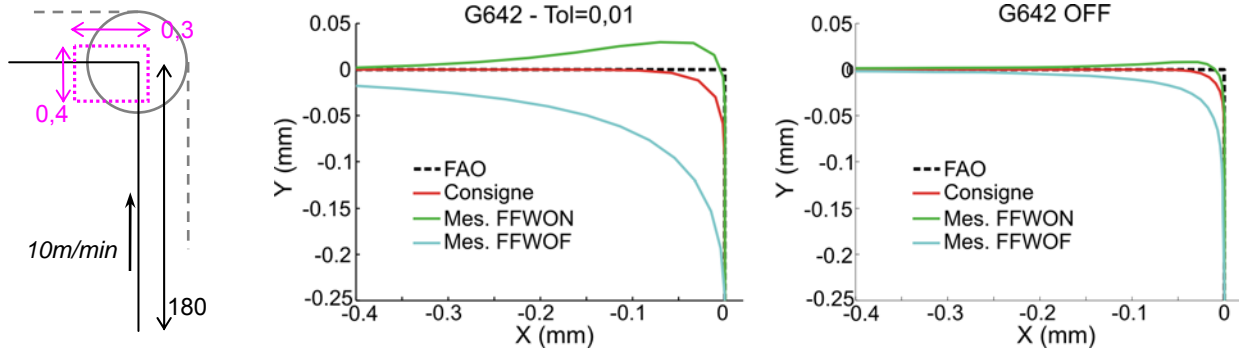


Figure 1.29. Passage de coin (Mikron UCP710)

4.4 Bilan sur les écarts d'exécution

L'exécution représente les transformations successives d'une trajectoire numérique programmée par FAO pour obtenir au final une trajectoire articulaire dite exécutée. Chaque niveau de ce processus traduit des transformations successives de la trajectoire auxquelles des écarts sont associés. Le premier niveau, de nature numérique, permet d'obtenir les consignes découplées axe par axe après transformation géométrique inverse et opérations de lissage, selon des lois de commande, qui visent à ne pas dépasser les capacités physiques de la machine. La trajectoire de consigne ainsi calculée peut s'écarter par endroits de la trajectoire FAO, donnant des écarts d'interpolation, dus à la TGI et à la discrétisation temporelle. Le deuxième niveau concerne le pilotage de l'axe et dépend de la structure de l'asservissement. La régulation permet d'assurer le suivi axe par axe entre la position de consigne et la position exécutée, mesurée aux règles linéaires ou codeurs. Or, la position exécutée, ne pouvant pas toujours être identique à la position consigne, d'inévitables écarts de suivi, liés à l'architecture de commande et aux réglages des paramètres des régulateurs, sont générés. La combinaison axe par axe des ces défauts engendrent dans l'espace des écarts entre la trajectoire de consigne et la trajectoire exécutée.

Le mouvement effectif de l'outil par rapport à la pièce est donné par le comportement réel des axes qui admettent des défauts géométriques. Ces défauts sont impactés de plus par la position courante de chacun des axes et par les sollicitations d'ordre thermique et dynamique agissant sur les axes au cours du mouvement, générant des écarts dits de réalisation.

5 Ecart de réalisation

D'après l'architecture globale d'une MOCN, définie sur la Figure 1.11, les écarts physiques de réalisation sont associés aux niveaux 3 et 4. Ces écarts sont générés par les défauts géométriques, déformations et vibrations des différents composants mécaniques de la Cellule Élémentaire d'Usinage (Figure 1.30). Lors de l'usinage, le mouvement des axes, les efforts de coupe, les changements de température et les défauts géométriques impactent le mouvement réel de l'outil par rapport à la surface à usiner.

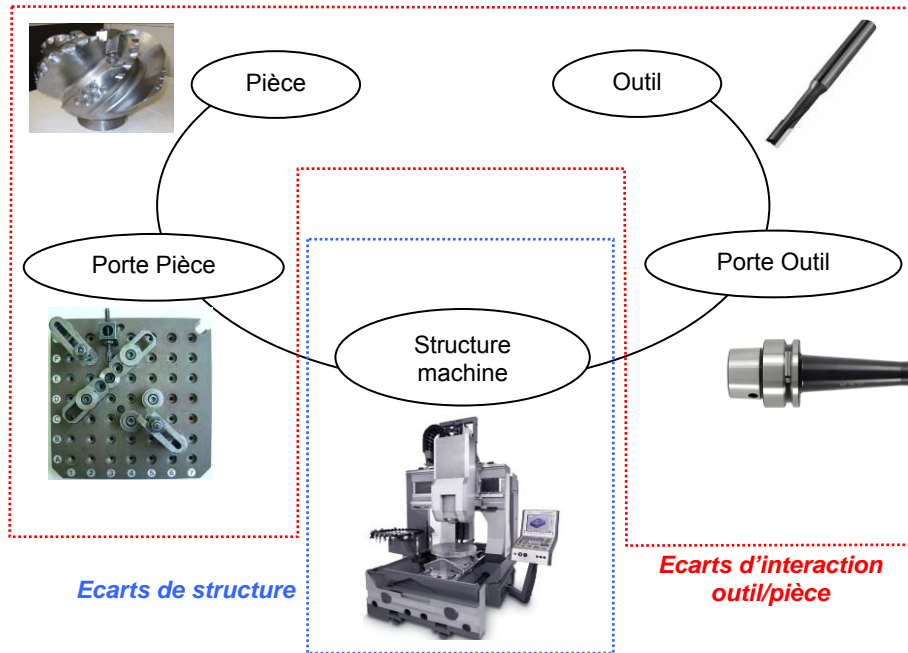


Figure 1.30. Cellule élémentaire d'usinage

Nous distinguons deux sortes d'écarts :

- les écarts dits de structure associés aux défauts géométriques des axes et aux déformations et vibrations de la structure de la machine.
- les écarts d'interaction outil pièce, associés uniquement au phénomène de coupe.

Concernant les écarts de structure seule la structure de la machine intervient. Dans cette étude, nous avons supposé que les autres éléments de la CEU sont parfaitement mis en position, géométriquement idéaux et infiniment rigides. Ainsi, seuls les écarts générés par les variations géométriques de la structure au cours du déplacement influent sur la pièce usinée. Les écarts d'interaction outil/pièce sont dus aux déflexions de l'outil et de la pièce au cours de la coupe.

5.1 Ecart de structure

5.1.1 Structure machine et défauts géométriques

Si la machine était parfaitement rigide, sans défaut géométrique, le mouvement relatif outil/pièce serait directement donné par la trajectoire exécutée, calculée à partir de la transformation géométrique directe des positions articulaires lues sur les codeurs de chaque axe (Figure 1.31). Or, un centre d'usinage est constitué d'un ensemble de composants mécaniques avec défauts géométriques, subissant des déformations, dilatations thermiques, etc. Ainsi, la trajectoire réelle dévie de la trajectoire reconstruite à partir des positions réelles articulaires, appelée trajectoire exécutée. Les écarts entre trajectoire exécutée et trajectoire réelle effective sont les écarts dits de structure.

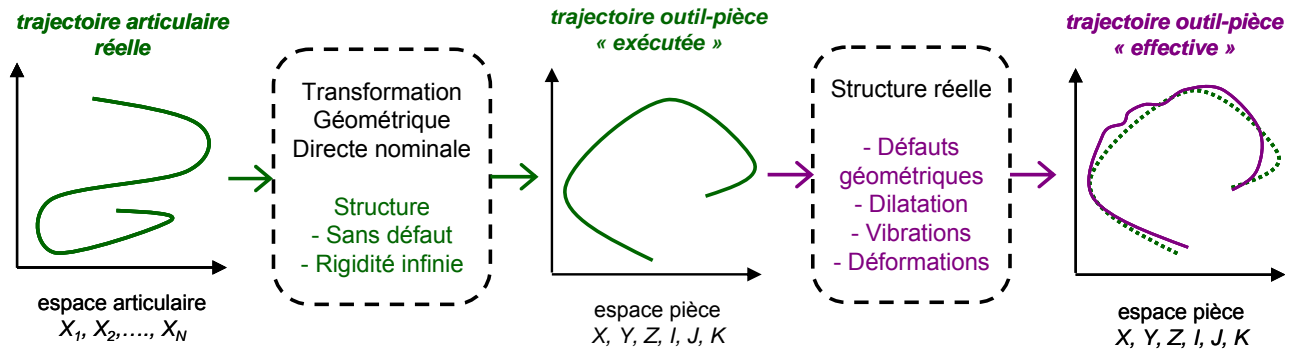


Figure 1.31. Trajectoires réelles

5.1.1.a. Défauts géométriques

Dans l'objectif de classifier les sources d'erreurs générant les écarts entre la trajectoire réellement suivie par l'outil et la trajectoire exécutée, l'analyse de la structure de la machine doit être menée. Un centre d'usinage est un assemblage de corps, liés les uns aux autres par des liaisons géométriques. Considérons le cas simple de l'assemblage de deux axes. Nous nous plaçons dans le cas nominale parfait. La position et l'orientation du corps (S2) par rapport au corps (S1) sont définies par la géométrie de liaison complète située entre le système de guidage de l'axe 1 et le corps (S1). Lorsque le corps (S2) est mis en mouvement par rapport au corps (S1), le guidage de (S2) par rapport à (S1) est assuré grâce à la liaison pilotée. L'axe 3 est lié de la même façon à l'axe 2 (Figure 1.32).

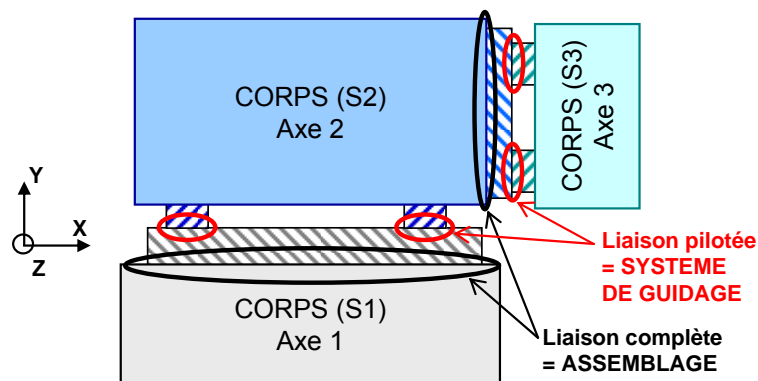


Figure 1.32. Assemblage et guidage de plusieurs axes

Dans le cas d'une machine outil, les liaisons citées précédemment ne sont pas parfaites et possèdent des défauts géométriques [BOHEZ et al. 07], qui peuvent être classés en deux catégories [ABBASZADEH-MIR et al. 02] :

- Les défauts d'assemblage, qui regroupent l'ensemble des défauts d'orientation au niveau des liaisons complètes entre axes. Il s'agit par exemple des défauts de perpendicularité entre deux axes de translation dans le cadre d'une machine à architecture sérielle. Abbaszadeh-Mir montre que les défauts d'assemblage peuvent être réduits à 8 défauts d'assemblage [ABBASZADEH-MIR et al. 02], notés $(\Delta\beta_Z, \Delta\gamma_Y, \Delta\alpha_Y, \Delta\gamma_B, \Delta\alpha_B, \Delta Y_C, \Delta\beta_C, \Delta\alpha_C)$ dans le cadre d'une machine à structure sérielle 5 axes de type ZYXBC (Figure 1.33).

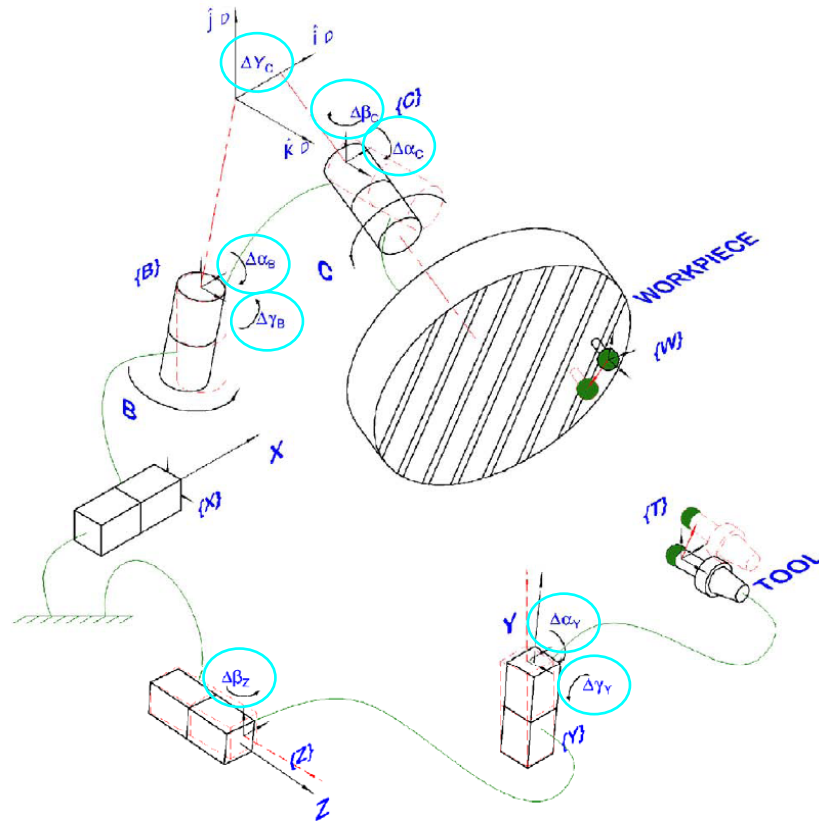


Figure 1.33. Défauts d'assemblage équivalents pour une machine sérielle 5 axes [ZARGARBASHI et al. 09]

- Les défauts de guidage, qui regroupent tous les défauts de forme de la liaison pilotée, comme les défauts de rectitude ou les défauts angulaires (tangage, roulis, lacet). Une définition de ces défauts est donnée selon la nature de l'axe (Figure 1.34). Les éventuels jeux, et erreurs cycliques sont également inclus dans cette catégorie de défauts.

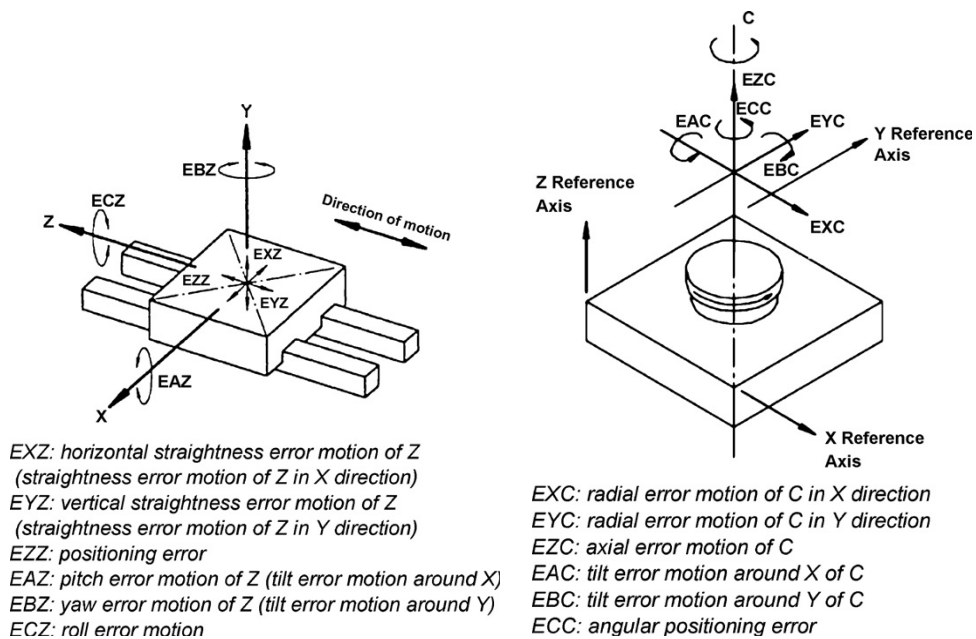


Figure 1.34. Défauts de guidage [SCHWENKE et al. 08] : a) axe de translation ; b) axe de rotation

L'accumulation des défauts géométriques, engendre à chaque configuration articulaire des écarts volumétriques entre la position nominale et la position effective dans l'espace de travail de la

machine. Ces écarts volumétriques représentent les écarts en position et en orientation de l'outil dus aux erreurs géométriques [EKINCI et al. 07]. La Figure 1.35 illustre un cas où seuls les défauts de guidage du premier axe sont représentés en plus des défauts d'assemblage du deuxième axe.

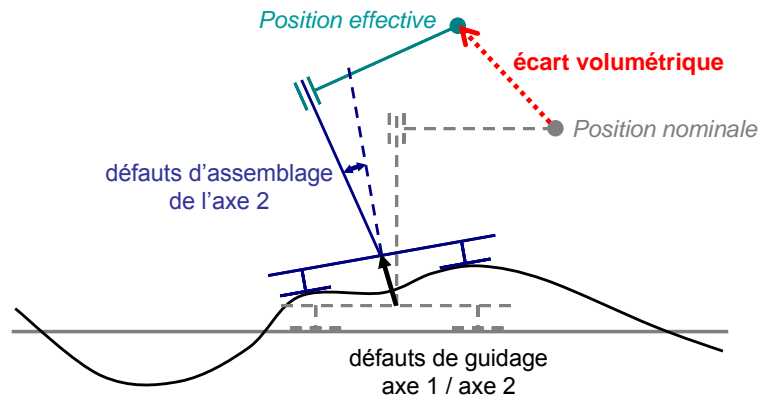


Figure 1.35. Erreurs géométriques (défauts de guidage et d'assemblage) – [EKINCI et al. 07]

5.1.1.b. Sous sollicitations

Les défauts d'assemblage et de guidage peuvent être caractérisés de manière univoque pour des corps parfaitement rigides, dans une configuration initiale que l'on peut qualifier d'« apesanteur », sans qu'aucun chargement thermique ou mécanique quel qu'il soit, ne soit appliqué sur les différents corps de la machine. Cependant, au cours de l'exécution d'une trajectoire et lorsque l'outil coupe la matière, les différents corps de la machine sont sollicités mécaniquement et thermiquement (Figure 1.36). Ces sollicitations thermomécaniques entraînent des dilatations, soit des modifications de géométries des corps, qui ne sont pas infiniment rigides, mais élastiques. Des écarts géométriques supplémentaires sont générés par rapport à la configuration sans sollicitation. Certains auteurs proposent de différencier les écarts volumétriques mesurés en quasi statique des écarts volumétriques mesurés à grande vitesse [SLAMANI et al. 10]. Dans le cas général, les chargements mécaniques ou thermiques apparaissent et peuvent être classés en deux natures :

- Les chargements de nature quasi-statique font intervenir des phénomènes constants ou à évolution très lente dans le temps. Les chargements mécaniques correspondant aux forces volumiques de pesanteur, déforment les composants de la structure. Les chargements statiques liés à la thermique (variations de température lié à l'environnement et aux cycles de climatisation) entraînent des dilatations des composants de la structure. Dans les deux cas la géométrie des liaisons complètes et pilotées est modifiée par rapport à la géométrie nominale.
- Les chargements de nature dynamique sont liés à des phénomènes à évolution périodique ou rapide dans le temps (variations perceptibles au cours de l'usinage d'une pièce). Concernant les chargements thermiques dynamiques, ils sont dus aux échauffements générés par le processus d'enlèvement de matière. Ils affectent de manière très locale la pièce et l'outil. Concernant les chargements mécaniques, ils regroupent les efforts d'inertie lorsque les corps sont soumis à de

grands changements de vitesse, et les effets associés aux actions mécaniques de coupe. Dans ces deux cas la structure se déforme et peut se mettre à vibrer.

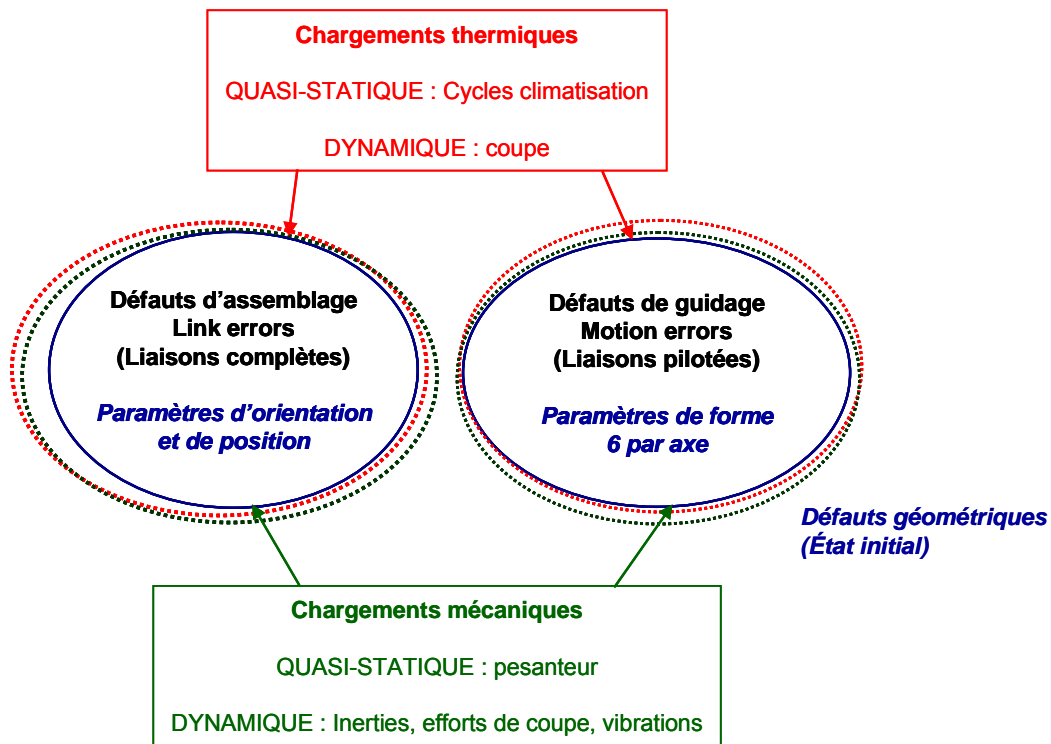


Figure 1.36. Impact des chargements thermo mécaniques sur la structure

5.1.2 Dérive thermique

Dans le cas de chargements thermiques, nous ne considérons que l'aspect quasi-statique, car les phénomènes dynamiques sont uniquement localisés au niveau de l'arrête coupante de l'outil, lorsque celle-ci coupe la matière. La structure est peu impactée par ces échauffements, car la chaleur est rapidement dissipée et en majeure partie dans le copeau. Les échauffements sont dus à la mise en mouvement des composants mécaniques qui sont en contact les uns avec les autres (Figure 1.37a). Ramesh propose un état de l'art sur l'origine des échanges thermiques, qui contribuent à la déformation des corps et des liaisons de la machine [RAMESH et al. 00]. La Figure 1.37b montre les cycles de dérive thermique dans le cas d'une machine immobilisée en régulation dans une configuration articulaire donnée. Les variations observées dans le temps sont directement les déviations mesurées par les capteurs capacitifs d'un système *Capball* [ANDOLFATTO et al. 11]. Ces cycles sont dus à la régulation en température de la broche par un dispositif de climatisation, dont le fonctionnement est périodique si la machine est immobile. Les amplitudes correspondent aux résidus sur les variations de longueur de la broche qui sont mal compensés par la CN.

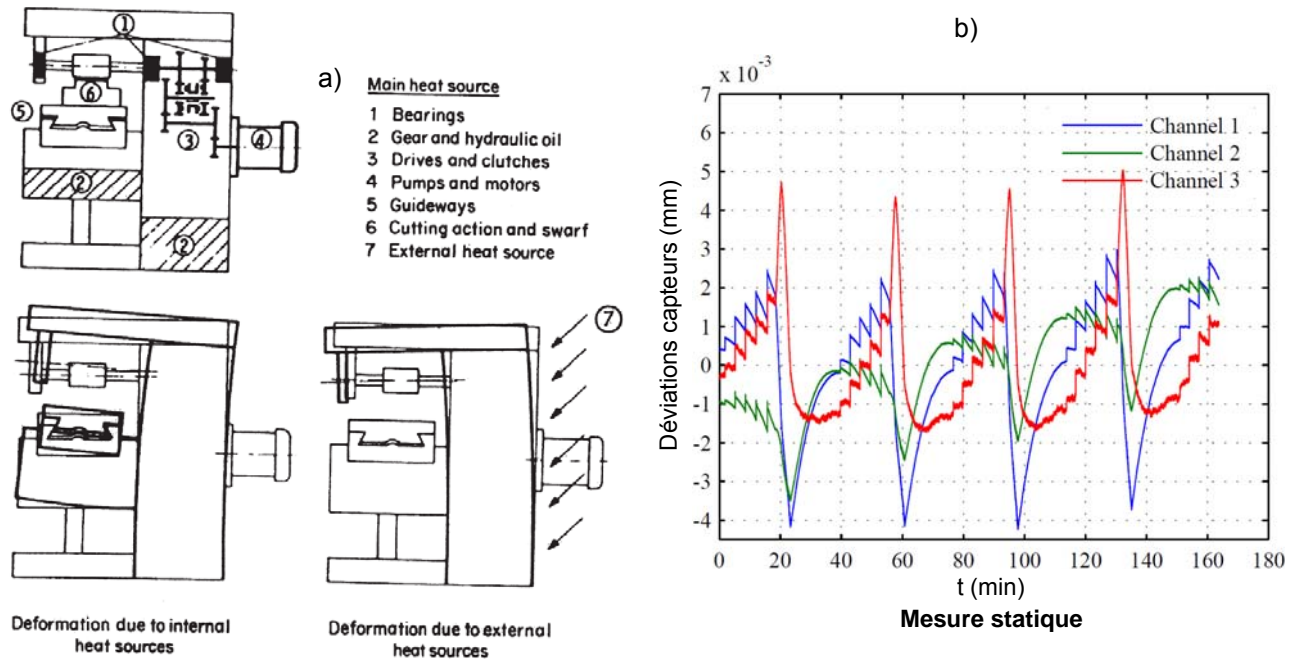


Figure 1.37. Actions thermiques a) Sources de chaleur [RAMESH et al. 00] – b) Variations dans le cas d'une machine immobile en régulation [ANDOLFATTO et al. 11]

5.1.3 Sollicitation statique associé aux actions de pesanteur

Le poids des différents corps constituant la machine produit des déformations élastiques de chaque élément de la structure. Ces déformations varient seulement en fonction de la position relative des différents corps. La Figure 1.38 schématise pour une machine à structure sérielle la flexion d'un axe en porte à faux (en position sortie). Si les déformations qui engendrent des écarts sont faibles pour les machines à structure sérielles ; elles peuvent contribuer à des erreurs de positionnement de l'outil par rapport à la pièce. D'après Pritschow, ces erreurs dues aux forces de pesanteur peuvent générer dans certains cas des écarts sur tout l'espace de travail de plus de 150 μm , pour des machines à structure parallèle [PRITSCHOW 00]. Comme pour les dilatations thermiques de la broche, des compensations numériques dans la CN permettent de corriger les erreurs générées par la déformation des corps.

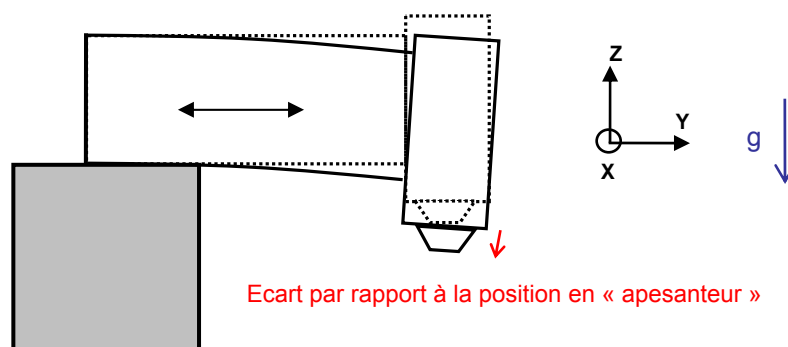


Figure 1.38. Flexion d'un axe et écart résultant

5.1.4 Sollicitation dynamique associée aux effets d'inertie

Afin d'accroître la productivité, les constructeurs de machine outils développent des moyens de production possédant des caractéristiques cinématiques toujours plus élevées. Ainsi, les

caractéristiques de déplacement des axes sont aujourd'hui de 100 m/min en vitesse, avec des accélérations de 2 g. Les évolutions technologiques portent sur la motorisation et la transmission au niveau des liaisons : les moteurs synchrones associés à vis à billes tendent à être remplacés par des moteurs linéaires pour diminuer les frottements et atteindre des accélérations et des vitesses très élevées.

Les structures des machines sont également modifiées par les constructeurs. On voit apparaître des structures de machines dites « parallèles » afin de gagner en agilité : la réduction des masses en déplacement, des associations géométriques et cinématiques des performances de chaque axe permettent d'atteindre des accélérations plus importantes. Cependant, d'un point de vue rigidité, ces machines sont beaucoup plus sensibles que les structures classiques dites « sérielles » ; les déformations engendrées sous actions mécaniques importantes peuvent nuire à la qualité géométrique des surfaces générées, [TLUSTY et al. 00], [ZAEH et al. 07]. Ainsi, les fortes vitesses d'avance dans le cadre de l'usinage grande vitesse engendrent des phénomènes dynamiques prononcés, tout particulièrement dans le cas des machines à structure parallèle ou agiles (Figure 1.39).

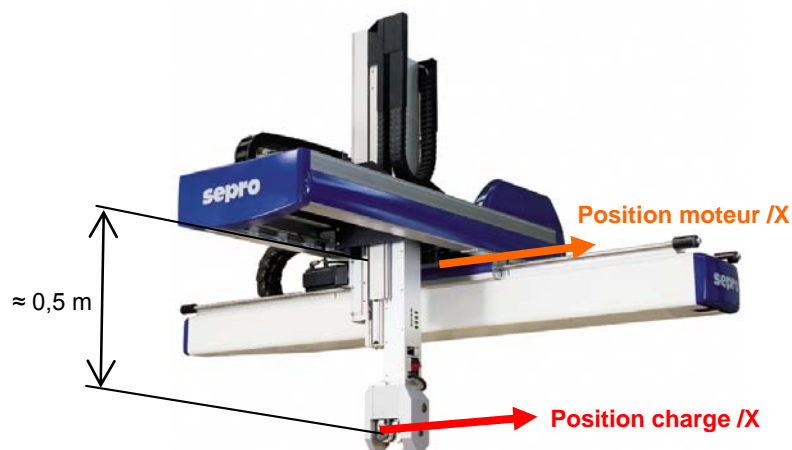


Figure 1.39. Exemple de structure agile : Robot cartésien

Les erreurs dites « dynamiques » sont liées à la mise en mouvement des axes, qui sont sollicités avec de grandes accélérations ou décélérations, susceptibles d'engendrer des déformations et des vibrations d'autant plus grandes que les vitesses sont élevées [BRUN-PICARD 05]. Les changements de directions par exemple soumettent la structure de la machine à des efforts d'inertie importants pouvant générer des erreurs sur la trajectoire suivie par l'outil. Ainsi, les lois de commande et les gains des correcteurs de l'asservissement sont des éléments critiques à bien régler. Par exemple, dans le cas du robot cartésien présenté à la Figure 1.39, un déplacement de 1000mm, à 4 m/min est programmé sur l'axe X. Les positions au niveau du moteur linéaire et au niveau de la charge (en bout d'axe Z) sont comparées en fin de déplacement pour différentes valeurs de Jerk et de gain du correcteur de position K_v . Dans le cas optimal (courbes vertes), l'amplitude des oscillations sur la position « moteur » sont de l'ordre du dixième de mm, tandis qu'elles sont de l'ordre du mm en bout de charge.

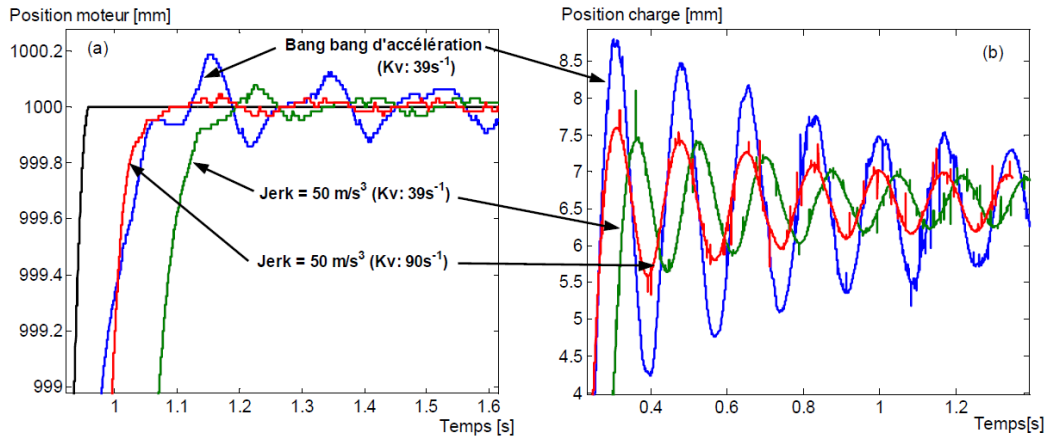


Figure 1.40. Oscillations en position d'une machine agile [BEAREE 05]

Le premier mode propre de la structure peut être atteint par les fréquences excitatrices générées par le mouvement simultané de plusieurs axes [BEAREE 05], ce qui rend la résolution du problème de positionnement dynamique difficile. Des structures de commande adaptées sont alors nécessaires [BARRE et al. 02].

Les structures sérielles continuent également à évoluer. En effet, les modifications des liaisons, entraînements et dispositions des axes changent le comportement de la structure [PASHKEVICH et al. 08]. Avec l'augmentation du coût des matériaux, il est nécessaire d'optimiser la géométrie de la structure, c'est à dire diminuer la quantité de matière, ce qui a tendance à en faire diminuer sa rigidité. Un minimum de quantité de matière est utilisé afin de garantir un comportement dynamique et thermique satisfaisant. Ainsi, les matériaux dits « avancés » à hautes caractéristiques mécaniques, comme le béton-polymère sont très utilisés dans ce domaine. La maîtrise des technologies présentes sur les centres UGV (caractéristiques cinématiques, dimensionnement de structure) est donc déterminante pour la qualité de l'usinage de pièces [ALTINTAS et al. 05].

5.1.5 Sollicitation dynamique des efforts de coupe

Dans ce paragraphe, les déformations et les vibrations de la structure de la machine engendrées par les sollicitations de l'usinage sont présentées. Comme dans le cas précédent des sollicitations inertielles, les actions mécaniques de coupe génèrent à la fois des déformations élastiques de la structure et des vibrations basses fréquences (excitations de modes propres de la structure de la machine). Les éléments outil, porte-outil, pièce et porte pièce sont considérés comme infiniment rigides.

5.1.5.a. Déformations élastiques

Les déformations élastiques des corps et des liaisons de la machine engendrées par les conditions de coupe dans le cadre d'opérations de finition sont faibles. Ceci est particulièrement vrai pour les machines à architecture sérielle, même pour des opérations d'ébauche. A l'inverse des machines dites agiles ou à architecture parallèle utilisées dans des opérations d'ébauche, peu de travaux portent sur la quantification des déformations élastiques dans le cas de machines sérielles. Ainsi, Chanal propose

d'observer l'influence de la déformation des jambes d'une machine à structure parallèle sous les effets de la coupe [CHANAL et al. 06]. La spécificité des machines à architecture parallèle est leur comportement très anisotropique qui implique une évolution de la déformation de la structure selon la position de l'outil dans l'espace de travail. Dans le cas de l'usinage d'une rainure pleine matière, la comparaison entre une machine à architecture hybride (machine outil « Verne ») et un robot de type Tricept (Tricept 605) montre que les déviations géométriques sur la machine à structure parallèle sont négligeables (tout au plus $1 \mu\text{m}$) contrairement au robot Tricept où ces mêmes déviations avec les mêmes conditions de coupe atteignent quelques dizaines de μm .

5.1.5.b. Vibrations

Dans le cas du fraisage, deux types de vibrations apparaissent : les vibrations forcées et les vibrations auto-entretenues. Les vibrations forcées ont pour origine la variation périodique des efforts de coupe, liée au caractère discontinu de la coupe (passage des dents successives), mais aussi une excentration de l'outil, ou encore une hétérogénéité de la matière usinée. Si les vibrations forcées dégradent peu l'état de surface, elles se caractérisent par un défaut de position de la surface usinée, entraînant des écarts dimensionnels. Les vibrations auto-entretenues, au contraire, dégradent fortement l'état de surface en générant des stries sur la pièce [SEGUY 08]. Le mécanisme qui engendre les vibrations auto-entretenues est présenté en Figure 1.41. La cause principale de ces vibrations est le phénomène de broutement [QUINTANA et al. 11], [ALTINTAS et al. 04]. Ce phénomène peut être interprété comme un mécanisme de régénération de surface. Le passage d'une dent produit une surface ondulée dont le résultat se traduit pour la dent suivante par des efforts de coupe oscillants. Cette variation de l'effort de coupe entraîne un mouvement vibratoire de la structure, conduisant à une nouvelle surface ondulée. Ainsi, la variation de l'effort de coupe générée par une épaisseur de copeau variable est la source des vibrations auto-entretenues. Pour caractériser ce phénomène de régénération de surface et prédire la forme de la surface usinée finale, les déplacements traduisant les vibrations de la machine peuvent être modélisés [SURMANN et al. 07].

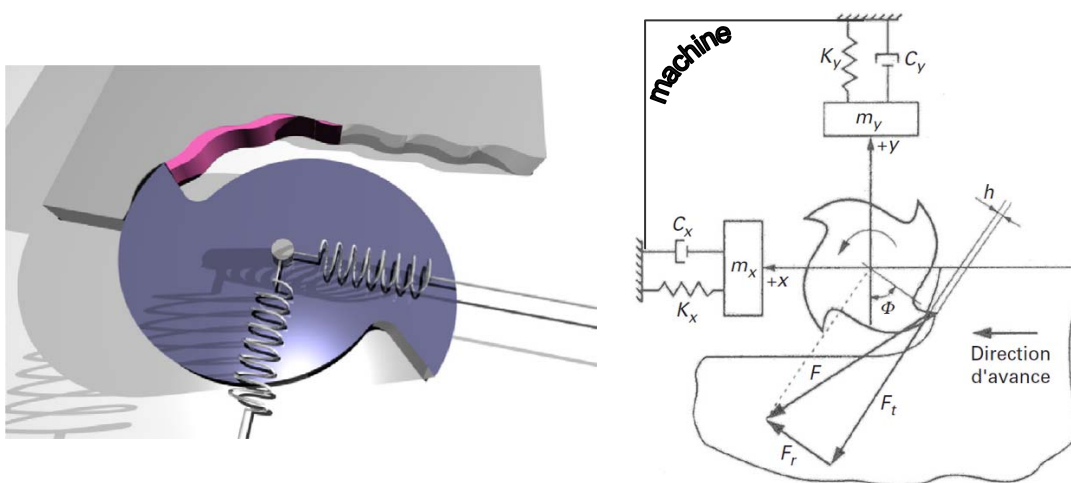


Figure 1.41. Modélisation à deux degrés de liberté du fraisage en roulant [SURMANN et al. 07]

La maîtrise de la qualité de la surface usinée en évitant le phénomène de broutement, qui caractérise le caractère instable de la coupe, passe par un choix judicieux des conditions de coupe. Dans le cas de la Figure 1.41, qui représente un usinage en roulant, le choix de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe axiale, conditionne la stabilité lors de l'usinage ; celle-ci est garantie lorsque les conditions de coupe définissent un point appartenant aux zones stables du tracé des lobes de stabilité (Figure 1.42). Dans le cas contraire, les conditions de coupe correspondant à une zone instable engendrent un usinage avec vibrations régénératives, entraînant du broutement. Ces lobes de stabilité sont déterminés de manière analytique [ALTINTAS et al. 95], à partir d'une loi de coupe et de coefficients caractérisant la structure (amortissements, raideurs) [ALTINTAS et al. 04]. Ces modélisations permettent uniquement le tracé de la limite de stabilité mais ne permettent pas de quantifier ce qui se passe dans les zones instables.

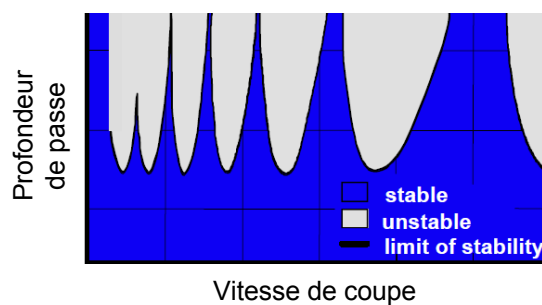


Figure 1.42. Lobes de stabilité

Cependant, de manière générale, la prédiction de l'état de surface et des écarts causés par les mouvements vibratoires de l'ensemble de la structure, sous les sollicitations des actions mécaniques de coupe en fraisage demeure difficile. En effet la rigidité globale de la machine est directement liée aux conditions de coupe. Il en va de même de la vitesse de rotation de la broche, dont l'augmentation a tendance à augmenter la rigidité globale de la machine, et ainsi changer les modes et fréquences propres de celle-ci [ZAGHBANI et al. 09].

5.2 Ecarts associés à l'interaction outil / pièce

De manière générale, les actions mécaniques de coupe, de nature dynamique, sont celles qui induisent le plus de défauts lors de l'usinage. Il existe des écarts associés aux défauts de mise en position, ou encore des écarts de nature thermique liés à l'échauffement local au niveau de l'interaction outil/pièce [HUANG et al. 01], mais ils restent marginal relativement à l'importance des actions de coupe.

Selon les caractéristiques géométriques de l'outil et de la pièce, deux configurations sont présentées :

- La pièce est flexible et l'outil rigide ; cette configuration est fréquemment rencontrée dans le cas de l'usinage de voiles minces (pièces aéronautique, aubes de turbine, par exemple).
- L'outil est flexible et la pièce rigide ; cette configuration est présente pour l'usinage d'entités géométriques de grande profondeur avec un outil de petit diamètre.

5.2.1 Déformation de la pièce

Les déformations de la pièce interviennent lors de l'usinage de pièces à parois fines, comme des voiles minces [WAN et al. 10] ou des tubulures [BERA et al. 11]. Lors de l'usinage par le flanc d'un voile mince, l'outil appuie sur le voile mince qui fléchit. La flexion de la pièce n'est pas constante au cours de temps, car l'arête coupante se déplace le long de la paroi, en fonction de l'avance par dent de l'outil. Les efforts de coupe ne s'appliquent alors pas de la même manière au cours du temps [RATCHEV et al. 05]. Ainsi, le profil usiné par une arête sur le voile mince est représenté sur la Figure 1.43a. L'outil se déplace dans le cas présent suivant le sens x positif. La Figure 1.43b donne le profil (ligne AB) du voile mince usiné. Une déflexion finale de la surface réellement obtenue avec la surface désirée est constatée et celle-ci varie en fonction de l'altitude m du voile mince suivant z.

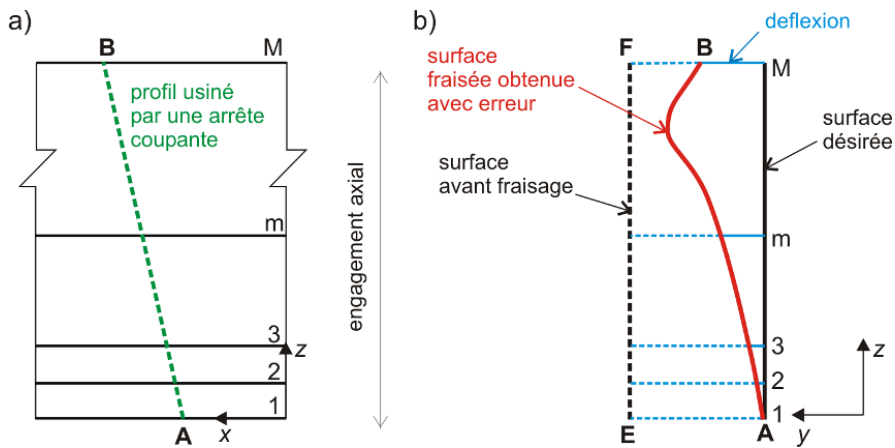


Figure 1.43. Profil de la surface d'un voile mince après usinage [RATCHEV et al. 05]

Dans le cas de la coupe discontinue, l'action des efforts de coupe variant dans le temps, la flexion de la pièce varie et celle-ci peut entrer en vibrations forcées. Comme dans le cas des vibrations au niveau de la structure de la machine, ce sont des vibrations auto entretenues qui engendrent les erreurs. Dans le cas où seule la pièce est considérée comme flexible, le processus de coupe avec régénération de la surface usinée peut se modéliser de manière simplifiée [SEGUY 08]. En coupe sans vibrations, la hauteur notée $h(t)$ reste constante au cours du temps et vaut f_z (l'avance par dent). Cette valeur $h(t)$, appelée aussi épaisseur de copeau est modifiée par l'effet des vibrations (Figure 1.44).

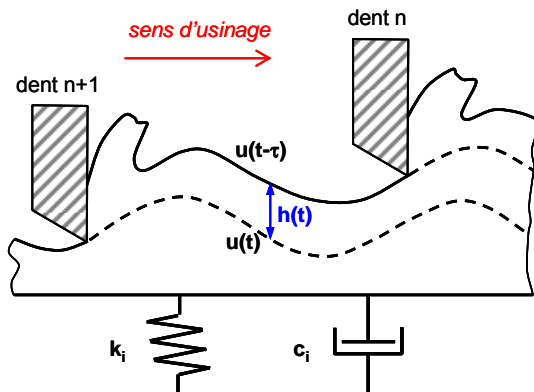


Figure 1.44. Processus de coupe avec régénération de la surface de la pièce [SEGUY 08]

En conclusion, l'usinage par fraisage de pièces à parois minces est délicat, dans la mesure où la coupe discontinue entraîne des efforts de coupe qui sollicitent la pièce en flexion, avec possibilité d'entraîner des vibrations, selon les paramètres de coupe choisis. Les déflexions produisent des écarts de forme sur la pièce usinée, tandis que les vibrations détériorent l'état de surface avec des marques.

5.2.2 Déformation de l'outil

Dans le cas de l'usinage à grande vitesse, les engagements radiaux sont faibles, à cause des hautes vitesses de coupe employées (5 à 6 fois les vitesses utilisées en usinage conventionnel). Néanmoins, ces grandes vitesses de coupe, combinées à des grandes vitesses d'avance peuvent générer des déformations sur des outils longs, de petit diamètre. La flexion d'outil est favorisée pour des usinages sur le flanc, pour lesquels les efforts s'appliquent tout le long des arrêtes de coupe en prise dans la matière. Certains auteurs [KIM et al. 03] s'attachent cependant à étudier les déflexions d'outil dans le cas d'usinage en bout avec des fraises hémisphériques. Prenons pour illustrer nos propos, le cas de l'usinage d'un plan en flanc d'outil. Le phénomène observé est proche de celui décrit lors de la flexion d'un voile mince. En effet, certains travaux montrent que la surface usinée est obtenue par déplacement d'un point générateur le long de l'arrête de coupe pendant la rotation de l'outil (le point générateur est le point de contact entre l'hélice de l'arrête de coupe et le plan usiné) [LARUE 2003]. Le changement de position du point de contact entre la surface usinée et l'arrête de l'outil entraîne des variations des efforts de coupe.

Cette approche considérant la flexion de l'outil peut être complétée par ajout d'un régime vibratoire engendrant une répartition d'écarts supplémentaires. Les vibrations seules de l'outil (moyennes et hautes fréquences) sont à dissocier des vibrations plutôt basses fréquences de la structure de la machine. Surmann propose par exemple la comparaison des états de surface et des écarts à la géométrie nominale en fonction des conditions de coupe [SURMANN et al. 08].

5.3 Conclusion sur les écarts de réalisation

Des écarts volumétriques entre la position nominale et la position réelle sont générés pour toute configuration articulaire, à cause des défauts d'assemblage et de guidage. La distribution des écarts volumétriques donnée dans un état initial est différente si des chargements thermiques et mécaniques sont appliqués sur les différents composants de la CEU. Les écarts provenant de la structure de la machine, dits « écarts de structure » sont dissociés des écarts intervenant au niveau des déformations de l'outil et de la pièce, qui sont nommés écarts « d'interaction outil/pièce ». En conséquence, la trajectoire effective est déviée par rapport à la trajectoire exécutée, construite à partir des positions lues sur les règles de mesure.

Les actions mécaniques de coupe entraînent des déformations sur tous les éléments de la CEU qui impactent la géométrie usinée. De nombreux travaux portent sur l'analyse et la prédiction du comportement de ces éléments sous les sollicitations dynamique de la coupe. En faisant le choix

d'étudier l'influence des écarts intrinsèques à la structure (géométrie, chargements mécaniques de pesanteur et inertiels), les défauts liés aux actions mécaniques de coupe ne seront pas prises en compte.

6 Positionnement des travaux de recherche et problématique

6.1 Positionnement des travaux de recherche

Comme nous venons de le constater, il existe de nombreux phénomènes numériques ou physiques qui engendrent des écarts entre le modèle CAO nominal de la pièce et la géométrie de la surface usinée. Ces écarts ont été classés selon les trois grandes étapes du processus :

- Les écarts de FAO,
- Les écarts d'exécution,
- Les écarts de réalisation.

Dans ce travail doctoral, nous nous intéressons plus particulièrement aux écarts d'exécution et de réalisation, dont la maîtrise est essentielle pour respecter les spécifications géométriques et dimensionnelles du concepteur. Ainsi, nous avons supposé que la trajectoire FAO est la trajectoire de référence, point d'entrée de notre étude. De même, afin de découpler les problèmes, nous nous plaçons dans le cas où les phénomènes d'interaction outil/pièce ne sont pas considérés ou alors limités par de faibles engagements. L'étude bibliographique précédente a mis en avant une structuration des phénomènes associés à l'exécution de la trajectoire depuis la FAO proposée sur la Figure 1.45. Ainsi, les erreurs engendrées au niveau de chaque activité sont la cause des écarts entre les trajectoires qui impactent la géométrie de la surface usinée.

Pour chaque activité, les écarts résultent des étapes intermédiaires associées. Les écarts associés à la réalisation se limitent dans nos travaux aux écarts de structure.

<i>e2</i>	Ecart d'exécution	<i>e2.1</i>	Ecart d'interpolation
		<i>e2.2</i>	Ecart d'asservissements
<i>e3</i>	Ecart de structure	<i>e3.1</i>	Ecart dus aux défauts guidage
		<i>e3.2</i>	Ecart dus aux défauts d'assemblage

Tableau 1.2. Dénomination des écarts d'exécution et de structure entre les trajectoires pointe outil

Les écarts d'exécution, notés *e2*, sont la somme des écarts d'interpolation et d'asservissements :

- Les écarts d'interpolation *e2.1* sont les écarts entre la trajectoire FAO et la trajectoire reconstruite par transformation géométrique directe des consignes articulaires issues de chaque axe (ou trajectoire de consigne) ; ils expriment les erreurs et approximations engendrées lors du calcul des consignes d'axes par l'interpolateur de la commande numérique,

- Les écarts d'asservissement $e_{2.2}$ sont les écarts entre la trajectoire, reconstruite à partir des positions articulaires exécutées en leur appliquant une transformation géométrique directe, et la trajectoire de consigne précédente ; ils résultent des erreurs de suivi, engendrant spatialement des erreurs de contour entre les trajectoires exécutées et les trajectoires de consigne.

Les écarts de structure constatés entre la trajectoire exécutée et la trajectoire effective en bout d'outil, notés e_3 , regroupent l'ensemble des écarts dus aux défauts d'assemblage $e_{3.1}$, et de guidage $e_{3.2}$ soumis aux sollicitations thermiques et dynamiques qui peuvent être de nature quasi-statique ou dynamique.

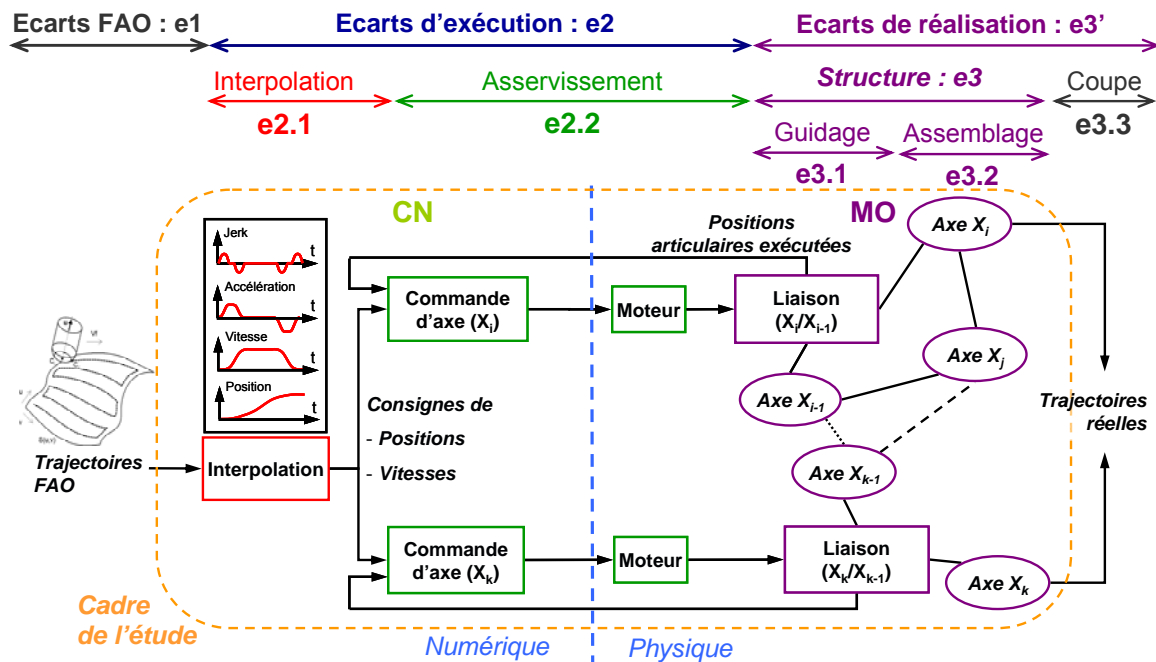


Figure 1.45. Phénomènes et écarts associés

Les écarts géométriques obtenus sur la pièce usinée résultent des écarts propagés sur l'enveloppe des mouvements de l'outil à chacune des étapes du processus. Ces écarts sont la conséquence des écarts géométriques sur les trajectoires décrites par le point piloté et des écarts des orientations de l'axe de l'outil générés à chaque étape du processus. Les écarts entre trajectoires sont identifiés par la lettre e , pour les différencier des écarts géométriques résultant sur la pièce et notés δ . La Figure 1.46 montre comment les écarts se cumulent sur les trajectoires centre outils pour au final donner les écarts sur la surface usinée. Sur cette figure, les écarts δ_1 de FAO sont supposés nuls. En d'autres termes, l'enveloppe virtuelle de l'outil construite à partir de la trajectoire FAO est confondue avec la surface du modèle géométrique CAO. De même, les écarts engendrés par le processus de coupe ne sont pas pris en compte et seule l'enveloppe du mouvement effectif de l'outil est comparée à la surface initiale du modèle CAO.

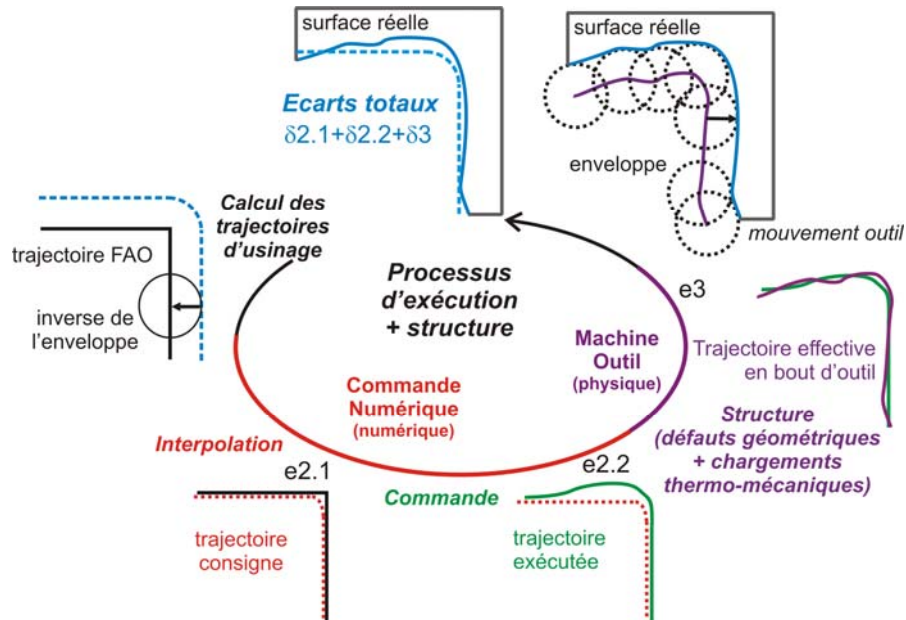


Figure 1.46. Ecartés générés sur la surface

Si les écarts qui sont engendrés par l'interaction entre l'outil et la pièce (solllicitations dynamiques de la coupe) ne sont pas considérés, les écarts résultants pris en compte sur la surface usinée de la pièce sont :

- les écarts géométriques d'exécution : δ_2 ,
- les écarts géométriques de structure : δ_3 .

Ces deux écarts s'expriment comme la somme d'écarts générés par des étapes intermédiaires de chaque processus, qui sont spécifiés dans le Tableau 1.3.

δ_2	Ecartés géométriques d'exécution	$\delta_{2.1}$	Ecartés géométriques d'interpolation
		$\delta_{2.2}$	Ecartés géométriques d'asservissements
δ_3	Ecartés géométriques de structure	$\delta_{3.1}$	Ecartés géométriques dus aux défauts guidage
		$\delta_{3.2}$	Ecartés géométriques dus aux défauts d'assemblage

Tableau 1.3. Dénomination des écarts impactant la géométrie de la pièce

6.2 Problématique des travaux

La problématique générale des travaux de recherche est la réduction des écarts géométriques associés aux activités d'exécution et de réalisation impactant la pièce usinée, tout en conservant une productivité élevée, c'est-à-dire en conservant une vitesse d'avance la plus élevée possible le long de la trajectoire, assurant le respect des conditions de coupe. Deux solutions peuvent alors être envisagées.

La première solution consiste à essayer d'annuler ou réduire de façon significative chacun des écarts dans le processus. Cependant, s'intéresser à la réduction d'un écart seul peut entraîner une baisse nette de la productivité ou un risque d'augmenter d'autres écarts dans le processus. En effet, le couplage et

les interactions entre chaque étape du processus peuvent entraîner un comportement antagoniste. Par exemple, la réduction des écarts de consigne au passage d'une discontinuité, en conservant une vitesse d'avance très élevée, sollicite de manière plus forte la motorisation et la structure. Au final, la réduction d'un écart peut être profitable localement, mais la somme l'écart résultant n'est pas nécessairement le meilleur optimum global.

La deuxième solution consiste à prendre en compte l'ensemble des écarts qui impactent la surface. Il est d'abord nécessaire de comprendre comment les écarts locaux de chaque activité se cumulent dans le processus. Ainsi, une réduction de l'écart résultant ne nécessite peut-être pas une réduction de tous les écarts locaux, mais plutôt une réorganisation spatiale de ces écarts afin que l'écart résultant tende vers son meilleur minimum global.

Dans nos travaux, nous avons adopté cette deuxième approche. La mise en œuvre de cette approche nécessite dans un premier temps d'effectuer une analyse des écarts locaux, tels que ceux présentés dans le Tableau 1.2, traduisant l'ensemble des écarts d'exécution et de structure intervenant dans le processus. La répercussion sur la surface est donnée par l'enveloppe du mouvement de l'outil calculé à partir de chacune des trajectoires, conduisant aux écarts géométriques, rappelés dans le Tableau 1.3. Ainsi, nos travaux se présentent dans la démarche globale schématisée sur la Figure 1.47, qui consiste à prédire les écarts associés à chacune des étapes du processus, pour évaluer l'écart résultant sur la surface usinée et l'optimiser par une méthode de compensation globale. La prédiction des écarts s'appuie sur une modélisation du comportement de chaque étape.

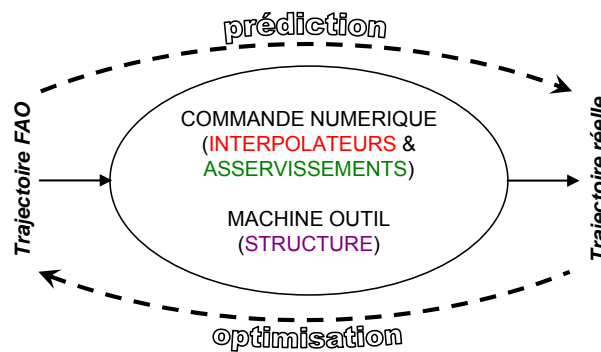


Figure 1.47. Démarche globale

La suite du mémoire s'articule de la manière suivante. Le Chapitre 2 propose d'analyser les écarts d'exécution et de structure. L'objectif est de quantifier leur importance relative vis-à-vis de l'écart résultant. Les expérimentations conduites dans le cadre de machines à structure sérielle mettent en avant que les écarts les plus significatifs sont les écarts d'exécution et les écarts de structure engendrés par les défauts géométriques de la machine, en configuration quasi-statique.

L'importance des écarts d'exécution nous conduit à élaborer dans la continuité des travaux du laboratoire un modèle de prédiction des écarts d'asservissement. Le modèle, ainsi que la méthode d'identification des paramètres complétés par des essais de validation sont exposés dans le Chapitre 3. Le modèle d'asservissement d'axes proposé permet de lier les consignes générées par l'interpolateur

de la CN aux positions relevées au niveau des codeurs. Ce modèle permet en particulier d'analyser les phénomènes mis en jeu. Une première utilisation du modèle est l'implémentation d'une structure de commande avancée (GPC), permettant de constater l'amélioration des performances en suivi avec ce type de structure. Dans un dernier chapitre (Chapitre 4), le modèle d'asservissement sert de support à la méthode de réduction des écarts de contour que nous proposons, la méthode *de Compensation des Ecart de Contour* (méthode CEC). L'objectif de cette méthode est d'annuler les écarts générés par l'étape d'exécution de trajectoire (interpolation et asservissements).

Chapitre 2

Identification des écarts d'exécution et de structure

1 Introduction

Sous les hypothèses énoncées au Chapitre 1, nous nous intéressons dans ce chapitre aux écarts d'exécution et de structure (Figure 2.1). Les écarts d'exécution sont composés des écarts d'interpolation, notés $e_{2.1}$, entre la trajectoire d'entrée FAO de référence et la trajectoire reconstruite à partir des consignes délivrées aux cartes d'axes par l'interpolateur, et des écarts d'asservissement, notés $e_{2.2}$, entre la trajectoire de consigne et la trajectoire exécutée, résultant des positions réelles articulaires, pilotées par les asservissements. Les écarts entre la trajectoire exécutée et la trajectoire réelle sont les écarts de structure, sommes des écarts dus aux défauts de guidage, notés $e_{3.1}$, et défauts d'assemblage notés $e_{3.2}$. Ces défauts sont impactés par les sollicitations quasi statiques et dynamiques des chargements thermiques et mécaniques qui déforment la structure et les liaisons.

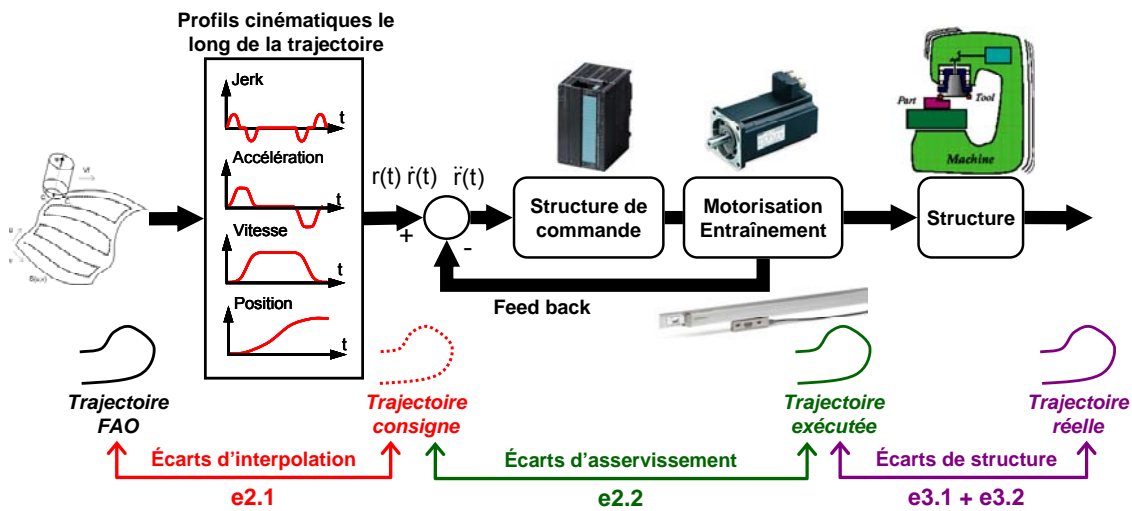


Figure 2.1. Ecarts d'exécution et de structure

D'une manière générale, la somme des écarts de structure $e_{3.1}+e_{3.2}$ est notée e_3 . Elle correspond aussi à la somme suivante :

$$e_3 = e_{3^s} + e_{3^d} + e_{3^t} \tag{2-1}$$

Avec :

- e_{3^s} : les écarts engendrés par les défauts de guidage et d'assemblage en intégrant les sollicitations mécaniques statiques de pesanteur,
- e_{3^t} : les écarts engendrés par la dérive thermique,
- e_{3^d} : les écarts engendrés par les sollicitations dynamiques (effets inertiels).

Concernant l'évaluation des écarts, certains auteurs se sont intéressés à analyser l'impact de l'ensemble des écarts du processus global d'élaboration à partir de l'usinage d'une pièce test [DUGAS 02], [THIEBAUT et al. 99], [PATELOUP et al. 10], [SCHMITZ et al. 08]. Une mesure des

surfaces usinées permet de quantifier les écarts entre la surface réelle et le modèle numérique nominal par comparaison directe. La contribution d'un écart pris individuellement est difficilement identifiable. Néanmoins, les caractéristiques géométriques de la pièce (continuités en tangence, en courbure par exemple), le choix du positionnement de la pièce dans l'espace de travail et les conditions de coupes permettent de mettre l'accent sur des erreurs particulières du processus global d'élaboration (Figure 2.2a).

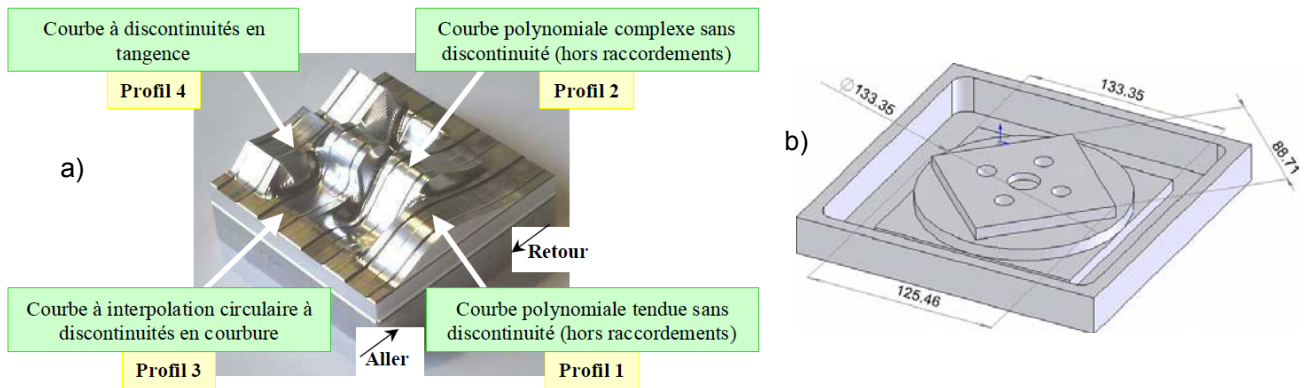


Figure 2.2. Pièces tests. a) pièce à 4 profils P1100 b) [SCHMITZ et al. 08]

L'avantage de telles méthodes réside dans leur simplicité de mise en œuvre. Cependant, les écarts générés à chaque étape du processus sont tous répercutés sur la surface usinée. La mise en œuvre de méthodes de mesures intermédiaires est nécessaire afin d'analyser l'importance relative de chacun des écarts.

L'approche que nous proposons s'appuie sur la mise en œuvre de moyens d'évaluation des écarts associés à chaque étape. Dans une première partie, les écarts engendrés par les étapes qui transforment la trajectoire FAO en trajectoire effective sont tout d'abord constatés via un moyen de mesure classique de type Ballbar. Cette méthode de mesure donne un premier aperçu de l'importance relative des écarts sur une trajectoire plane simple. Puis, nous nous focalisons sur les écarts d'exécution que nous évaluons grâce à des moyens de mesure internes à la CN. Les écarts de structure statiques sont appréhendés par une démarche d'identifications de paramètres d'un modèle de la littérature adapté à la structure du centre UGV support de l'étude. Enfin, nous mettons en avant les écarts de structure dynamiques au travers d'une démarche expérimentale basée sur la sollicitation dynamique de la machine complétée par une modélisation éléments finis. La démarche expérimentale a pour but de comprendre les modes de sollicitations de la structure sérielle pour avoir une première image de ses déformations possibles. La modélisation E.F. permet de compléter la vision des sollicitations et déformées, puis permettra à plus long terme de prédire l'évolution des modes de déformation en fonction de la configuration articulaire (position et orientation de l'outil dans l'espace de travail de la machine). Le chapitre se termine par une réflexion sur une méthode de dissociation des écarts en utilisant conjointement une mesure externe du déplacement outil/pièce en bout de chaîne et des moyens de mesure intermédiaires, internes à la CN afin d'identifier les écarts tels que nous les avons définis dans ces travaux.

2 Mesure ballbar sur trajectoires circulaires

2.1 Présentation du système de mesure et diagnostics Renishaw®

Le Ballbar télescopique DBB, pour *Double BallBar* est généralement utilisé pour contrôler de manière simple et rapide les performances de positionnement d'une machine-outil en suivant plusieurs normes (ISO, ASME, etc.). Le dispositif ballbar est constitué d'un transducteur qui fournit des signaux électriques convertis sous forme de données numériques. Le système permet de mesurer et d'analyser, grâce à un capteur inductif LVDT, les variations de la longueur nominale du transducteur équivalentes aux déplacements linéaires relatifs de deux sphères calibrées, avec une précision inférieure au demi-micromètre et une résolution de mesure de $0,1\mu\text{m}$ (Figure 2.3). Ainsi, ce système de mesure, facile à mettre en œuvre, nécessite de programmer des trajectoires qui ont pour caractéristique de conserver la longueur L constante.

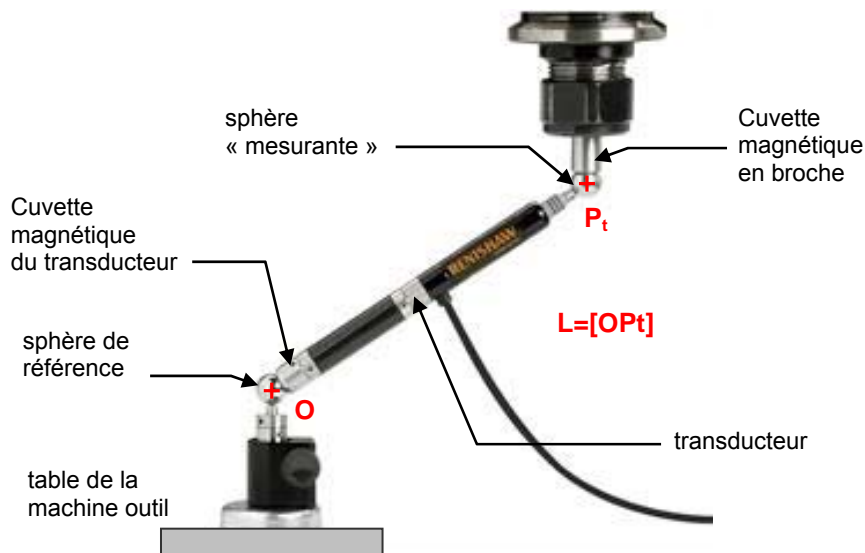


Figure 2.3. Système Ballbar Renishaw QC10

Les diagnostics Renishaw® sont effectués classiquement sur des trajectoires planes circulaires, décrites dans un format d'interpolation circulaire (G2, G3). Ces diagnostics permettent d'identifier des défauts liés à de la géométrie, à la dynamique et aux jeux. L'Annexe B présente de manière exhaustive les défauts qui peuvent être diagnostiqués ainsi que leur méthode d'identification par le logiciel de traitement. Les défauts diagnostiqués sont identifiés grâce à la forme particulière qu'ils génèrent sur la trajectoire circulaire initiale. Deux cercles sont exécutés : l'un dans un sens de rotation et le deuxième dans le sens inverse.

De nombreux paramètres et configurations sont modifiables (la vitesse d'avance, la longueur L du transducteur, la plan d'interpolation, la position de la sphère de référence...), mettant en évidence l'influence de différents phénomènes comme la pesanteur ou encore la cinématique de la machine. Néanmoins, les diagnostics effectués par le logiciel Renishaw® ne permettent pas de dissocier complètement tous les écarts, et particulièrement ceux d'exécution. En effet, les possibles erreurs numériques d'interpolation peuvent être assimilées à plusieurs défauts présentés en Annexe B et ainsi

fausser les résultats des diagnostics. Même si l'interpolateur, à partir d'un format de description circulaire, sont censés donner a priori des trajectoires de consigne circulaires, il sera intéressant de le vérifier.

2.2 Expérimentations sur centres d'usinage

Nous avons conduit des tests sur deux centres d'usinage : le centre d'usinage Mikron UCP710 et le centre d'usinage DMG HSC75 *linear* (Annexe A). Les tests Ballbar ont été réalisés dans le plan XY, avec une longueur de transducteur $L = 150\text{mm}$. Seul l'impact de la vitesse d'avance sur les diagnostics est présenté. Deux vitesses programmées sont retenues : une vitesse dite lente (1m/min) et une vitesse plus rapide (10m/min). Il est difficile d'extraire des résultats intéressants à plus haute vitesse, car la fréquence d'échantillonnage du système d'acquisition Ballbar® est limitée à 250 Hz , et les périodes d'échantillonnage des oscilloscopes de la CN ne peuvent descendre quant à elles au dessous de 6ms (Mikron) ou 1ms (DMG). Les essais sont réalisés avec un angle d'engagement de 45° , pour laisser une phase d'accélération et de décélération. Un cercle plus $\frac{1}{4}$ de cercle sont d'abord parcourus dans le sens trigonométrique, puis dans le sens horaire. La Figure 2.4 illustre la forme des trajectoires issues des valeurs de variation de longueur du transducteur enregistrées au cours des essais pour la vitesse de 10m/min . La forme différente de chacune des courbes laisse envisager des défauts prépondérants de nature différente pour chacun des deux centres d'usinage.

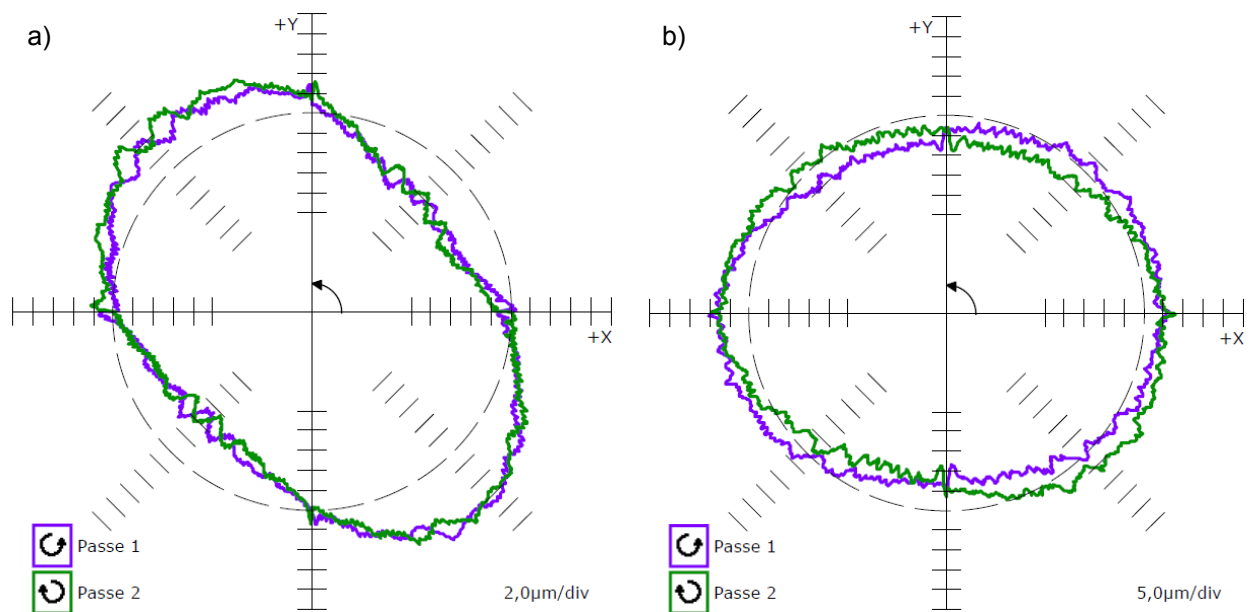


Figure 2.4. Illustration des relevés effectués à 10m/min a) DMG – b) Mikron

Les défauts identifiés, dont les proportions par rapport au défaut global de circularité sont les plus conséquentes, sont rassemblés dans le Tableau 2.1. Les valeurs sont mentionnées pour les deux vitesses programmées et pour chaque machine. Sur le centre DMG, le défaut le plus important est un défaut d'orthogonalité entre les deux axes et contribue à environ de la moitié du défaut de circularité. Une valeur similaire d'environ 50 à $55\mu\text{m/m}$ a pu être observée lors d'un essai réalisé au marbre et au comparateur. Les autres défauts sont négligeables (pas plus de $3\mu\text{m}$). Sur le centre Mikron, le défaut

prépondérant est un défaut de différence d'échelle (voir Annexe B), qui peut être assimilé à un défaut de guidage. Sa valeur reste la même d'un essai à l'autre, mais devient moins important en proportion par rapports aux autres défauts, en passant de 42% pour 1m/min à 29% pour 10m/min. D'autres défauts, comme les pics d'inversion augmentent de manière significative. Dans les deux cas, les défauts de différence de gain des asservissements de l'axe X et de l'axe Y sont négligeables et participent à moins de 3% du défaut de circularité globale diagnostiqué.

Défauts identifiés par le diagnostic Renishaw ®	DMG HSC75 linear		Mikron UCP710	
	1m/min	10m/min	1m/min	10m/min
Défaut de circularité (ensemble des défauts)	11,2 µm	13,1 µm	17,3 µm	21,6 µm
Équerrage	60,9 µm/m (55%)	64,5 µm/m (41%)	12,9 µm/m (7%)	11,8 µm/m (4%)
Pic d'inversion maxi axe X	0,5 µm (3%)	2,2 µm (9%)	1,3 µm (5%)	2,9 µm (7%)
Pic d'inversion maxi axe Y	0,4 µm (4%)	1,6 µm (7%)	2,3 µm (9%)	4,4 µm (11%)
Différence d'échelle	-1,4 µm (4%)	-2,8 µm (6)	22,4 µm (42%)	23,5 µm (29%)
Rectitude axe X	-2,2 µm (7%)	2,0 µm (4%)	-2,3 µm (4%)	-3,4 µm (4%)
Rectitude axe Y	1,4 µm (4%)	2,1 µm (4%)	4,2 µm (8%)	4,5 µm (6%)

Tableau 2.1. Valeurs des diagnostics

Le diagnostic Renishaw® suppose que la consigne délivrée par l'interpolateur de la CN soit bien un cercle. Nous avons voulu vérifier cette hypothèse grâce à un essai qui consiste à enregistrer les consignes et les positions venant des règles de mesure via les oscilloscopes de la commande numérique au cours de l'essai ballbar. Cette mesure par les servo-traces, possible grâce aux fonctionnalités de la CN sera détaillée plus longuement au §3.1. Un algorithme de recalage et de détection angulaire est mis en œuvre pour conserver les mêmes secteurs angulaires à vitesse constante que ceux de l'essai Ballbar. Seules les interpolations circulaires parcourues dans le sens horaire sont présentées, le sens opposé donnant des résultats similaires. Deux types d'écarts sont représentés dans le plan polaire :

- Les écarts d'interpolation $e_{2.1}$ entre trajectoire de consigne et trajectoire FAO,
- Les écarts d'exécution e_2 globaux entre trajectoire exécutée et trajectoire FAO, tracés en bleu.

Ces écarts sont déterminés en considérant le rayon nominal de la trajectoire FAO : R_{nom} . Au moyen de la relation (2-2), où X_m et Y_m désignent tour à tour les consignes en entrée de régulateur et les positions mesurées sur les codeurs linéaires de chaque axe. Les écarts e_p associés sont alors les écarts notés $e_{2.1}$ ou e_2 .

$$e_p = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} - R_{nom} \quad (2-2)$$

Les résultats associés aux essais sur le centre d'usinage DMG sont présentés sur la Figure 2.5a. Pour l'essai exécuté à 1m/min, les écarts d'interpolation ainsi que les écarts d'asservissement sont quasi nuls. En ce qui concerne l'essai à 10m/min, les écarts d'interpolation $e_{2.1}$ restent nuls ; par contre, des écarts d'asservissements sont générés, et la trajectoire exécutée se positionne alors à l'intérieur du cercle nominal. Cependant, ces écarts sont assez faibles et restent inférieurs à $4\mu\text{m}$. De plus, la trajectoire reconstruite à partir des valeurs des codeurs reste un cercle (Figure 2.5b)

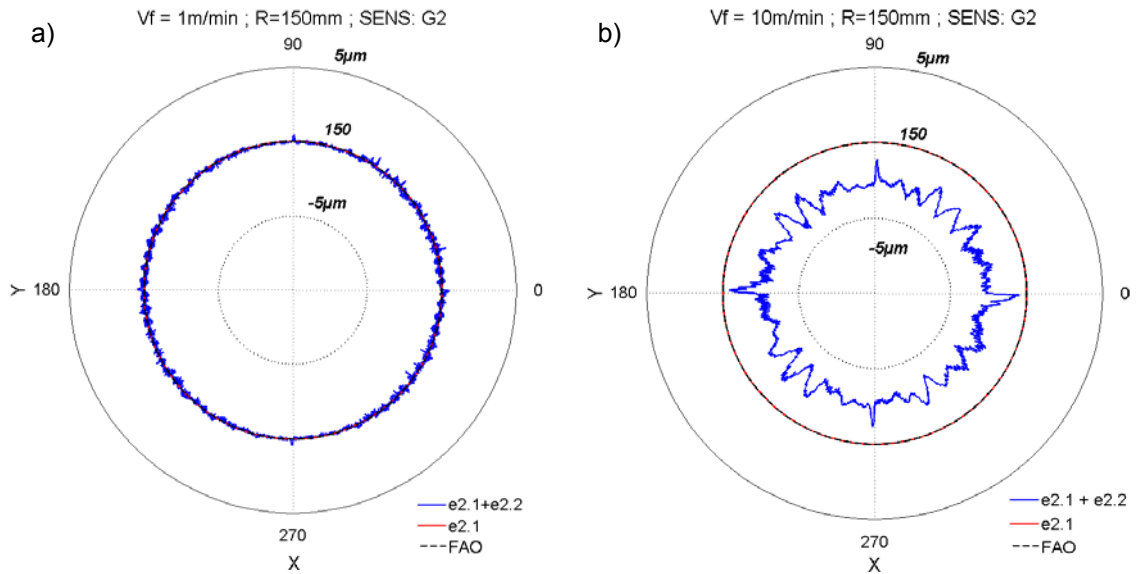


Figure 2.5. Représentation des écarts sur DMG HSC75 dans le plan polaire

Les relevés présentés sur la Figure 2.6 sont réalisés dans les mêmes conditions sur le centre Mikron UCP710. Quelle que soit la vitesse, les écarts d'interpolation ne sont plus nuls car la trajectoire de consigne générée n'est pas circulaire (les écarts maximaux avec le cercle nominal atteignent $10\mu\text{m}$). Le diagnostic Renishaw® peut alors donner des informations erronées par rapport à cette forme elliptique, non centrée. Si les écarts d'asservissements sont nuls à basse vitesse, ils sont plus importants pour une vitesse élevée. Ils restent à peu près constants tout le long du cercle parcouru à vitesse constante, la différence de rayons entre la courbe des écarts $e_{2.1}$ et la courbe des écarts e_2 variant entre 20 et $23\mu\text{m}$ (Figure 2.6b). Au final, les écarts entre la trajectoire reconstruite à partir des positions codeurs et le cercle nominal peuvent atteindre près de $30\mu\text{m}$. Le fait d'avoir des écarts d'asservissements constants tout le long de la trajectoire montre que les différences d'asservissements provenant d'une différence de gain entre les structures de commande de l'axe X et de l'axe Y sont négligeables voire nuls. De même, le défaut de perpendicularité affiché par le diagnostic n'est pas uniquement dû au défaut géométrique d'orientation entre les deux axes X et Y, mais est également fortement lié à la géométrie de la trajectoire de consigne générée par l'interpolateur. Sur la commande numérique étudiée, la géométrie résultant de l'interpolation dans le sens trigonométrique (G3) est différente de celle obtenue par interpolation dans le sens horaire (G2). Ce constat étant fait, il n'est pas possible de déterminer plus précisément la raison de ce dysfonctionnement.

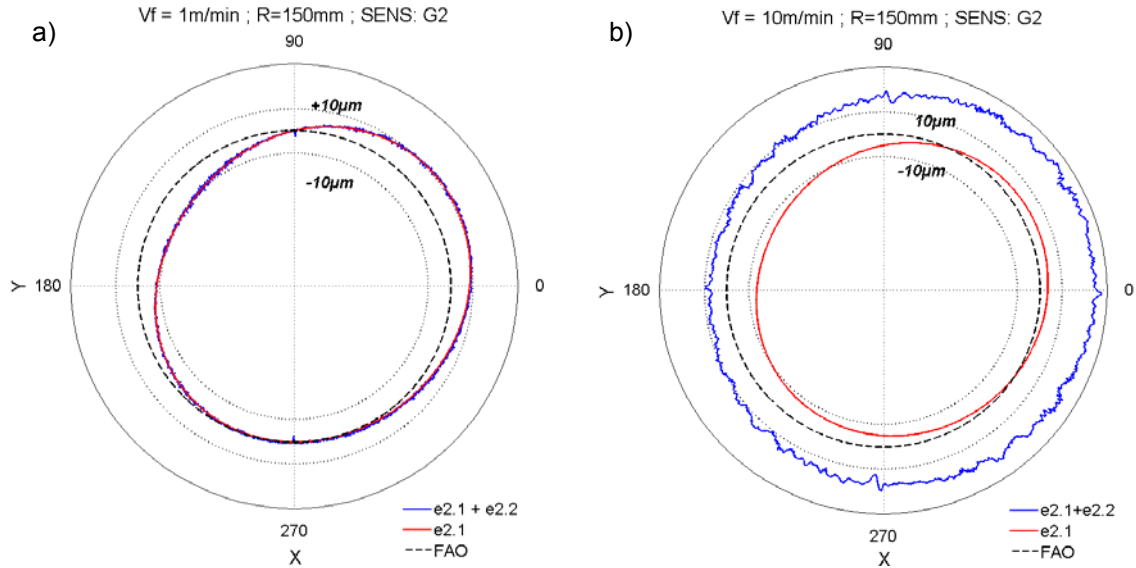


Figure 2.6. Représentation des écarts sur Mikron UCP710 dans le plan polaire

Sachant que le fichier généré par le logiciel d’analyse Renishaw® fournit la variation de longueur du transducteur autour de la valeur du rayon du cercle programmé, nous proposons de soustraire les positions mesurées avec les codeurs aux valeurs transmises par le transducteur. Les valeurs restantes s’apparentent alors aux écarts de structure. En ce qui concerne le centre UGV DMG HSC75 *linear*, les écarts d’exécution restant quasiment constants sur tout le cercle, les défauts diagnostiqués par le logiciel, ne sont a priori pas biaisés par les écarts numériques d’interpolation ou d’asservissement. Les écarts de structure lors de la génération d’un cercle peuvent alors être étudiés en fonction de la variation de vitesse. La Figure 2.7 montre que la vitesse a une influence quasi négligeable sur les écarts de structure, les écarts n’évoluant quasiment pas (à 1µm près) en fonction des vitesses programmées. Les écarts de structure sont donc essentiellement quasi statiques, dus au défaut d’équerrage entre les axes X et Y.

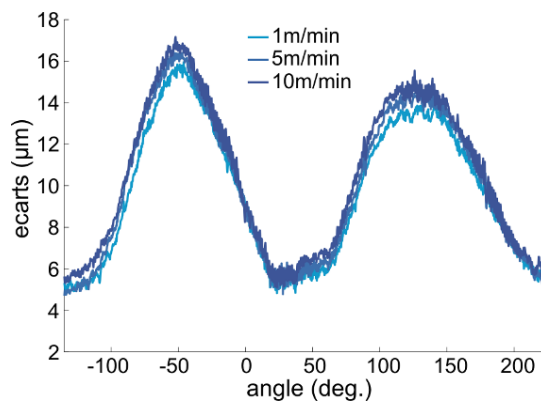


Figure 2.7. Ecarts restants – essai ballbar DMG

Concernant le centre UGV Mikron, la soustraction des écarts mesurés avec le ballbar aux écarts calculés à partir des positions codeurs donne la répartition des écarts dans le plan polaire (Figure 2.8). Comme pour le centre d’usinage DMG, la vitesse n’influe quasiment pas sur les résultats. Nous observons en effet un maximum de différence d’écarts de 1 à 2µm entre la courbe relative à la vitesse de 1m/min et celle relative à la vitesse de 10m/min. Ainsi, les écarts de structures sont essentiellement

générés par des défauts géométriques (erreurs quasi-statiques). Nous pouvons admettre que dans le cadre de l'essai Ballbar®, les trajectoires ne sollicitent pas suffisamment la structure de la machine. En effet, la trajectoire circulaire est relativement souple (courbure constante) et l'acquisition est effectuée pendant que la trajectoire est parcourue à vitesse constante.

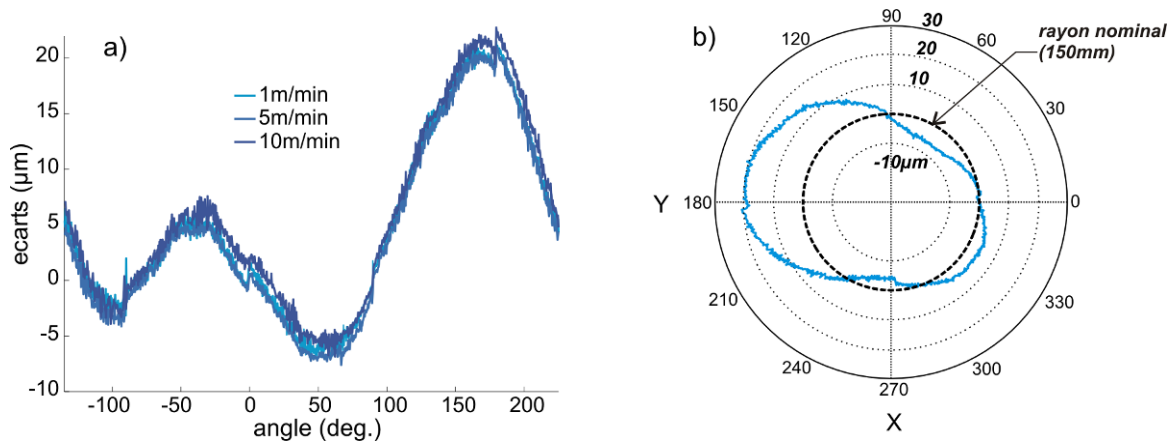


Figure 2.8. Ecarts restants – essai ballbar Mikron

La forme globale approchée de la courbe de la Figure 2.8b reste en majeure partie une ellipse de grand axe X. Ainsi, le défaut géométrique qui semble prépondérant est un défaut de différence d'échelle (Annexe B). Ce défaut peut provenir d'un bombé ou d'un effondrement de l'axe X, ou plus simplement de l'axe qui se déforme, ce qui semble peu probable au vu de la structure du bâti sur lequel repose l'axe. Nous pouvons retenir que soit les règles de mesure sont mal réglées ou soit l'axe présente un défaut de rectitude de premier ordre lui donnant une forme courbée concave ou convexe.

Pour dissocier ces deux aspects, un test simple d'usinage est réalisé sur la machine. Il s'agit de l'usinage en bout d'un plan avec une fraise hémisphérique selon une stratégie de balayage par plans parallèles suivant Y. Les conditions de coupe choisies (Figure 2.9a) n'imposent a priori pas de grandes accélérations et ne sollicitent pas la machine dynamiquement. Nous supposons de plus que les effets thermiques et notamment la dilatation de la broche n'affectent pas la géométrie usinée. La surface nominale plane est mesurée avec un capteur optique par microscopie confocale (Figure 2.9b). Sachant que la pièce test est placée au centre de la table de la machine, soit symétriquement par rapport à l'axe X et l'axe Y, le milieu de la pièce se trouve environ à la mi-course de l'axe X. Les résultats montrent effectivement une forme concave de l'axe X, les écarts mesurés pouvant atteindre entre les bords de la pièce et son milieu environ 10µm. Sur l'axe Y, la différence atteint tout au plus 2µm. Cet essai pourrait confirmer le défaut de guidage de l'axe X, qui conduit à la forme d'ellipse générée lors d'un test Ballbar effectué dans le plan XY.

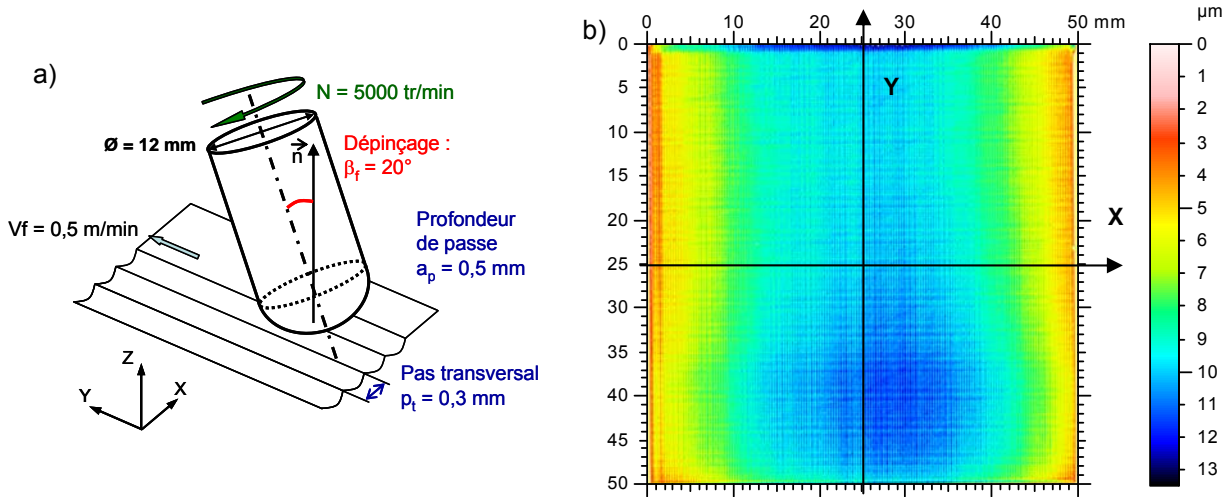


Figure 2.9. Résultat de mesure par microscopie confocale

2.3 Synthèse

Les premiers tests classiques de ballbar, simples à mettre en œuvre, nous ont permis une première analyse de l'importance des écarts associés à l'exécution d'une trajectoire et ceux associés aux défauts de structure. L'enregistrement des positions des règles de mesure via les oscilloscopes de la commande numérique au cours des essais ballbar ont permis de dissocier ces deux sources d'écarts. Sur les deux machines testées, les essais ont mis en avant que les écarts de structure, identifiés dans le cadre de trajectoires circulaires, sont essentiellement de nature quasi statique et associés aux défauts géométriques (assemblage et guidage). Les analyses effectuées au Ballbar ont par ailleurs montré l'importance des écarts d'exécution et leur incidence sur la forme globale de l'écart résultant dans le cas d'une trajectoire circulaire.

Nous nous sommes attachés dans le paragraphe suivant à confirmer l'importance des erreurs d'exécution pour des trajectoires quelconques. Les erreurs d'exécution sont quantifiées au travers des écarts de contour.

3 Evaluation des écarts d'exécution (e2)

Dans cette partie, l'objectif est de quantifier les écarts d'interpolation et d'asservissement générés par l'étape d'exécution. Dans les deux cas, les données mesurées via un système de mesure interne à la commande numérique (servo traces), sont relevées par axe. Les écarts sont alors quantifiés au contour entre les différentes trajectoires reconstruites à partir des données relevées.

Les expérimentations ont été conduites sur 3 centres d'usinage industriels, présentés en Annexe A :

- Mikron UCP710, sur la plateforme expérimentale du LURPA à l'ENS de Cachan,
- Deckel Maho Gildemeister, au laboratoire de fabrication du DGM à l'ENS de Cachan,

- Huron KX15, au Centre de Transfert de Technologie de l'IFMA.

3.1 Mesures via les servo-traces

Parmi les fonctionnalités offertes par les CN récentes, les traces de servo permettent de relever par axe les valeurs de plusieurs grandeurs (courants, positions, vitesses, accélérations,...). Ainsi, les consignes de position peuvent être enregistrées axe par axe à la fréquence d'échantillonnage en sortie d'interpolateur fin qui est la fréquence d'échantillonnage de la boucle de régulation en position. Les positions mesurées sur les codeurs ou règles sont obtenues avec la même fréquence d'échantillonnage. A titre d'exemple, sur une CN de type Siemens 840D les consignes relevées sont les Consignes en Entrée de Régulateur (CPER) et les positions réelles d'un système de mesure (règles). Une trajectoire calculée en FAO est interprétée par la CN puis exécutée sur la machine. Pendant l'exécution, les consignes interpolées par la CN et les positions mesurées sont enregistrées axe par axe (Figure 2.10).

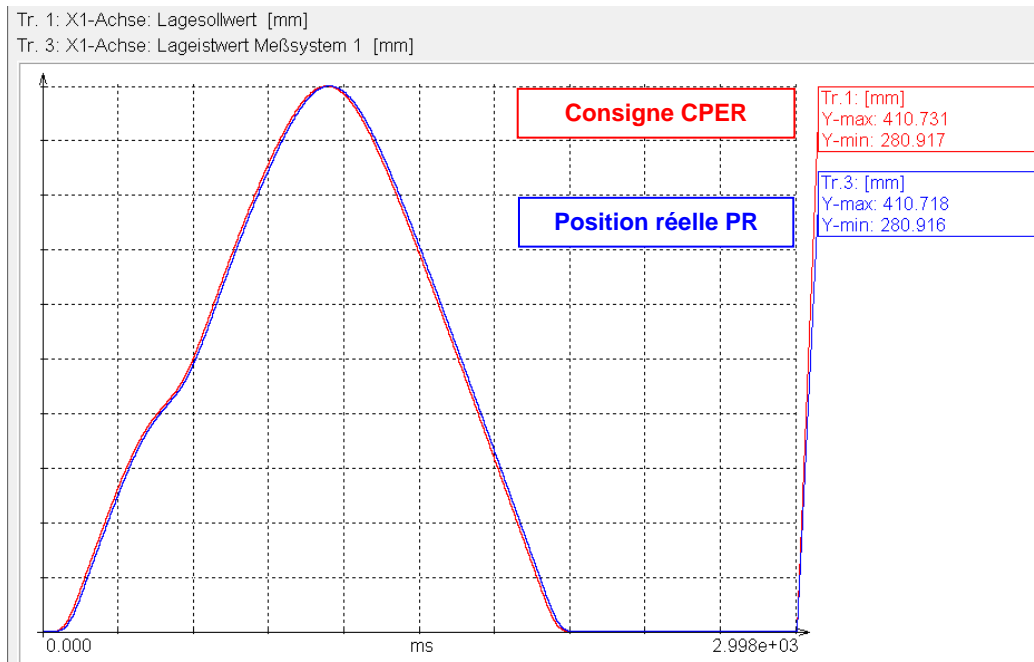


Figure 2.10. Relevés Siemens 840D

3.1.1 Définition des écarts d'interpolation e2.1

Les consignes mesurées via les oscilloscopes de la CN sont stockées axe par axe. Les consignes étant échantillonnées, un ensemble fini de coordonnées articulaires (X^* ; Y^*) est obtenu en fonction du temps (Figure 2.11a). La reconstruction de la trajectoire de consigne est obtenue grâce à la Transformation Géométrique Directe (TGD) permettant de passer de l'espace articulaire à l'espace des tâches. La trajectoire de consigne est donc un ensemble de points R_i . La Figure 2.11 illustre ces propos dans le cas d'une trajectoire plane. Au temps t_i , un écart à la trajectoire $e2.1(i)$ peut être défini représentant l'écart de contour entre la trajectoire de consigne et la trajectoire FAO calculé au point R_i . Cet écart est calculé perpendiculairement à la trajectoire.

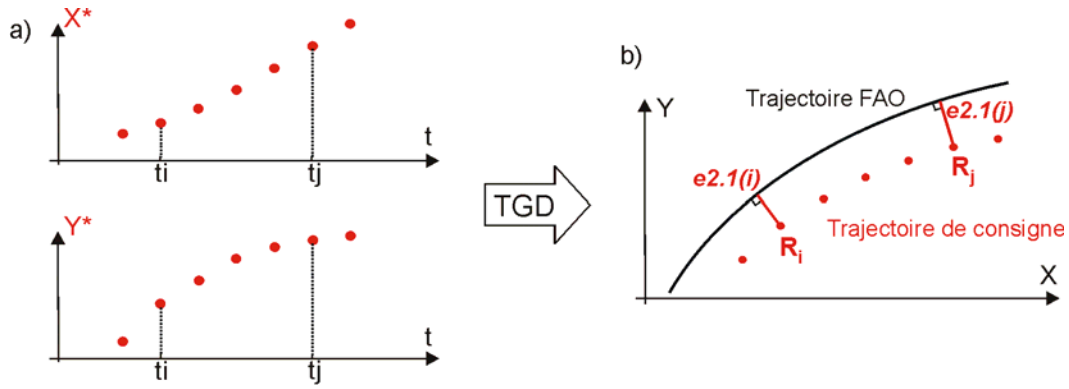


Figure 2.11. Ecarts d'interpolation au contour

3.1.2 Mesure des écarts d'asservissements e2.2

Comme pour les consignes, les positions articulaires sont mesurées via les oscilloscopes de la CN axe par axe. Lors de l'étude de la performance du suivi de trajectoires par les asservissements, deux types d'écarts, peuvent être considérées : les écarts (ou erreurs) de suivi et les écarts de contour entre trajectoire de consigne et trajectoire exécutée. Les erreurs de suivi expriment la différence entre la position mesurée sur la règle et sa consigne, et sont définies axe par axe en fonction du temps. Les écarts de contour, sont définis comme un écart normal entre la trajectoire de référence et la trajectoire exécutée.

Considérons sur la trajectoire exécutée, deux points P_i et P_j générés aux instants t_i et t_j (Figure 2.12). Les points R_i et R_j sont les points de la trajectoire de référence générés aux mêmes instants t_i et t_j . On notera les coordonnées du point P_i dans le plan XY : X_{P_i} suivant l'axe X et Y_{P_i} suivant l'axe Y .

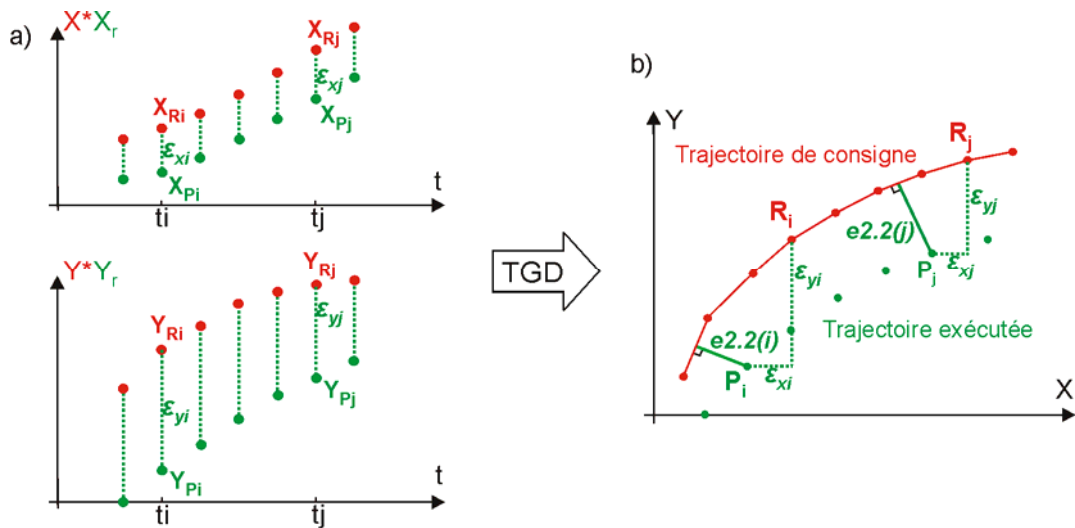


Figure 2.12. Ecarts de suivi et écarts d'asservissements au contour

Les erreurs de suivi représentent la différence entre la position réelle et la position de référence à un temps t donné pour un axe. Ainsi les écarts de suivi de l'axe X , respectivement de l'axe Y , notés ϵ_x , respectivement ϵ_y , sont calculés de la manière suivante :

$$\begin{cases} \varepsilon_{X_i} = X^*(ti) - X_r(ti) = X_{R_i} - X_{P_i} \\ \varepsilon_{Y_i} = Y^*(ti) - Y_r(ti) = Y_{R_i} - Y_{P_i} \end{cases} \quad (2-3)$$

Il serait possible de calculer une erreur de suivi globale comme la distance directe entre le point P_i et le point R_i , définie selon l'équation (2-4) :

$$\| \overrightarrow{P_i R_i} \| = \varepsilon_i = \sqrt{\varepsilon_{X_i}^2 + \varepsilon_{Y_i}^2} \quad (2-4)$$

L'écart d'asservissement au contour calculé au point P_i , noté $e2.2(i)$, est défini par la composante normale de l'erreur ε_i donnée en (2-4).

Cette définition de l'écart de contour peut être utilisée pour caractériser les écarts entre les trajectoires générées à chacune des étapes. Ainsi, l'écart d'interpolation $e2.1(i)$ représente l'écart de contour entre la trajectoire de consigne et la trajectoire FAO. De même, si l'écart de contour est calculé entre la trajectoire exécutée et la trajectoire de FAO, il représente alors entièrement les écarts d'exécution $e2(i)$. Les erreurs de contour ainsi définies rendent compte de la précision de l'usinage de la pièce [SENCER et al. 09a].

3.2 Calcul des écarts de contour

La méthode de calcul des écarts de contour proposée permet de calculer les écarts, pour tout type de trajectoires, planes ou 3D, quel que soit le format de description. Pour des raisons de lisibilité, les illustrations sont détaillées dans le cas de trajectoires planes. La généralisation aux trajectoires 5 axes nécessite de calculer en plus les erreurs d'orientation de l'axe de l'outil [SENCER et al. 09a]. Cette méthode permet de calculer des écarts entre deux trajectoires discrètes, une trajectoire dite de référence et une trajectoire dite générée.

3.2.1 Notion de fenêtre glissante

L'écart de contour est défini comme étant la plus petite distance entre le point P appartenant à la trajectoire générée et le point Q appartenant à la trajectoire de référence (TR) :

$$e_p = \min_{Q \in TR} \| P - Q \| \quad (2-5)$$

Cette définition est valable dans une fenêtre glissante le long de la trajectoire. En effet, si la trajectoire à suivre décrit une courbe de géométrie particulière, comme par exemple un bouclage, la distance minimale doit être calculée pour des points proches temporellement. Sur l'exemple de la Figure 2.13 (gauche), la distance la plus courte est relative à la première portion de la courbe (point Q_1), mais temporellement, le point P de la trajectoire générée est à associer au point Q_2 de la deuxième portion.

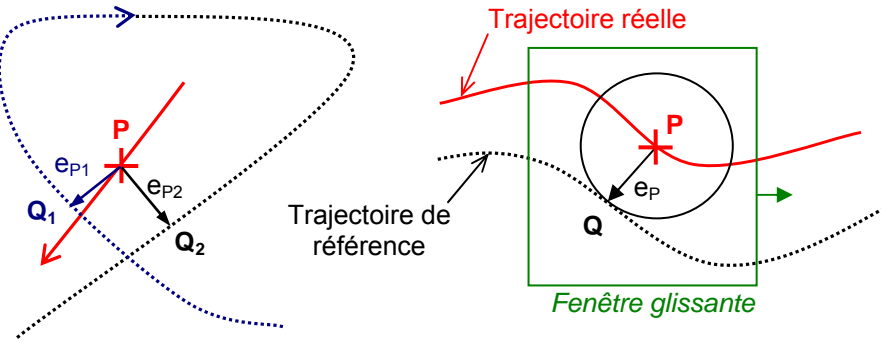


Figure 2.13. Principe général de calcul des erreurs de contour

Les points P et Q étant somme toute relativement proches, la stratégie de calcul est effectuée dans une fenêtre glissante qui, comme son nom l'indique se déplace au fur et à mesure que la trajectoire est décrite. L'appellation de fenêtre glissante fait référence à un intervalle comprenant un nombre fini d'échantillons sur lequel un ensemble de distances est calculé. Parmi les distances calculées, la plus petite est retenue pour définir l'écart de contour au point considéré (Figure 2.14).

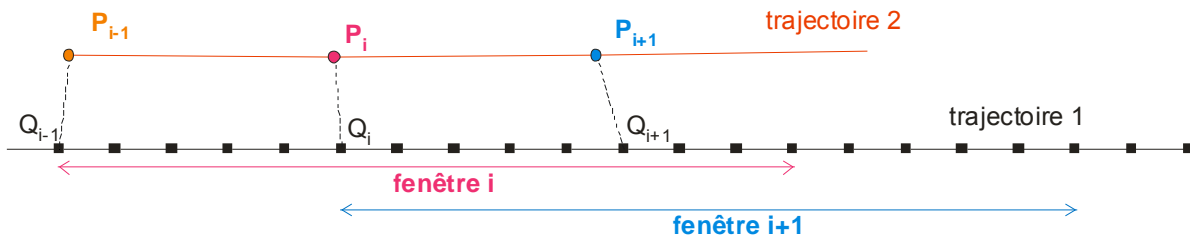


Figure 2.14. Fenêtre glissante

Le nombre de points est associé à la taille de la fenêtre, elle-même fonction de l'échantillonnage des trajectoires. Par ailleurs, il y a autant de fenêtres qu'il y a de points échantillonnés sur la trajectoire générée. La taille de la fenêtre glissante est directement liée au rapport entre le nombre de points de la trajectoire 1 et le nombre de points de la trajectoire 2.

3.2.2 Algorithme de calcul

La méthode que nous avons implémentée est la méthode décrite par [ERKORKMAZ et al. 06] qui repose sur une idée simple : retrouver la plus petite distance orthogonale entre deux courbes. La première courbe, décrite par un ensemble des points $\{Q_i\}$ constitue la référence ; la courbe générée est quant à elle décrite par l'ensemble des points $\{P_j\}$. Nous nous intéressons donc au calcul de l'écart e_P entre un point P , appartenant à l'ensemble des points $\{P_j\}$, et la courbe de référence. Dans le cas spécifié ici, le point Q_i est le point le plus proche du point P dans la fenêtre glissante associée. Ainsi, l'écart de contour, calculé vectoriellement et noté e_P peut être calculé en considérant l'un des trois cas cités ci-dessous (Figure 2.15) :

- Cas 1 : utilisation du segment de référence le plus proche précédent, soit $Q_{i-1}Q_i$,
- Cas 2 : utilisation du segment de référence le plus proche suivant, soit Q_iQ_{i+1} ,

- Cas 3 : utilisation du point de référence le point de référence le plus proche, soit Q_i .

Dans les cas 1 et 2, l'écart au contour est obtenu en calculant la distance entre le point P courant et son projeté orthogonal sur le segment de référence, soit Q . Dans le cas 3, c'est le vecteur \overline{QP} qui définit l'écart de contour e_P .

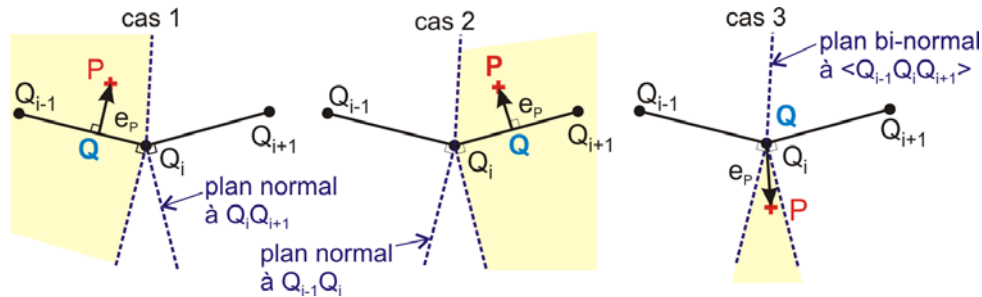


Figure 2.15. Différents cas de la méthode

Chacun des cas précédemment décrit définit une zone délimitée par les plans normaux aux segments de la trajectoire de référence et le plan bi-normal à l'angle $(Q_{i-1}Q_i ; Q_iQ_{i+1})$. En pratique, après avoir trouvé le point Q_i le plus proche par la méthode de la fenêtre glissante, une série de tests permet de savoir à quelle zone appartient le point P courant, et ainsi de définir Q le point le plus proche de P . L'écart est alors donné directement par :

$$\overline{e_P} = \overline{QP} \quad (2-6)$$

Une convention est retenue pour le signe des écarts calculés (Figure 2.16) afin d'orienter les écarts par rapport à la matière. Un écart en un point appartenant à une trajectoire générée sera défini positif, s'il est orienté vers la matière de la pièce usinée par rapport à une trajectoire de référence. Cette convention de signes est également valable pour les courbures : si le centre de courbure est vers la matière, la courbure est positive. Elle est négative dans le cas contraire.

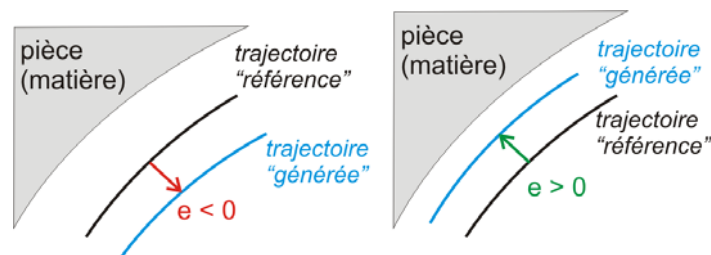


Figure 2.16. Convention sur le signe des écarts calculés

La méthode de calcul des écarts est mise en œuvre pour différentes configurations, selon la nature de l'écart à évaluer (Tableau 2.2). Les écarts sont évalués en fonction d'une abscisse curviligne, celle-ci étant calculée sur la trajectoire générée.

Noms	e2.1	e2.2	e2
Description	Ecarts d'interpolation	Ecarts d'asservissement	Ecarts d'exécution
Trajectoire référence	FAO	Consigne	FAO
Trajectoire générée	Consigne	Positions exécutées (articulaires)	Positions exécutées (articulaires)
Abscisse curviligne	Consigne	Positions exécutées (articulaires)	Positions exécutées (articulaires)

Tableau 2.2. Trajectoires références et générées

3.3 Application sur des trajectoires particulières

L'objectif de cette partie est de quantifier sur quelques cas tests l'impact des écarts d'interpolation et des écarts d'asservissements sur la trajectoire exécutée. Les tests ont été réalisés sur plusieurs centres industriels, présentés à l'Annexe A. Ces essais ont permis d'analyser en particulier l'importance des écarts d'exécution générés par une CN industrielle, ainsi que l'influence de certains paramètres de réglages de l'interpolateur et des asservissements. Deux types de trajectoires sont testées : une trajectoire B-Spline, continue C^2 , décrite sous un format B-Spline et une trajectoire de type passage de coin, discontinue C^1 , générant classiquement d'importantes erreurs d'exécution. Les trajectoires sont planes, ce qui permet une bonne analyse des phénomènes. Seuls deux axes sont mis en mouvement, ce qui limite les éventuels effets de couplage et réduit l'influence des axes limitants.

3.3.1 Trajectoire B-Spline « régulière » du plan

2.3.1.a. Définition de la trajectoire

La trajectoire est définie par son degré $p = 3$, son polygône de contrôle CP et sa séquence nodale U présentés en (2-7).

$$\begin{aligned}
 CP &= \begin{bmatrix} -100 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -50 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -50 \\ 50 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -50 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 50 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -50 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -100 \\ -50 \end{bmatrix} \\
 U &= [0; 0; 0; 0; 1/3; 1/2; 2/3; 1; 1; 1; 1]
 \end{aligned}
 \tag{2-7}$$

La Figure 2.17 présente la trajectoire ainsi que l'évolution de la courbure le long de la trajectoire en fonction de l'abscisse curviligne. Le Tableau 2.3 regroupe les positions et les valeurs des extrema locaux de courbures identifiées.

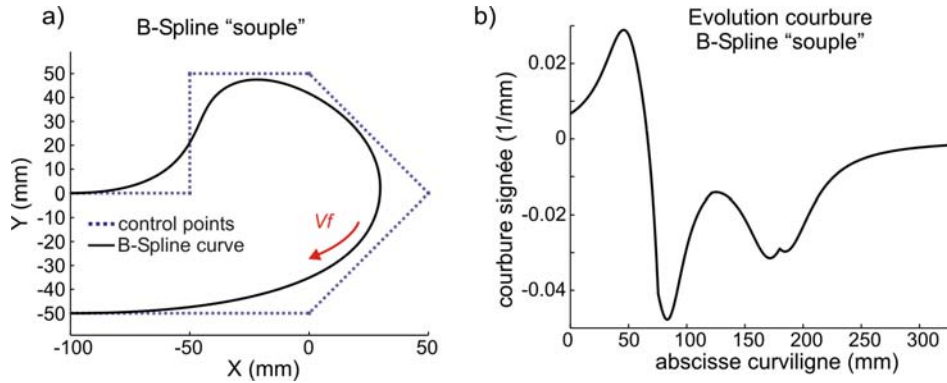


Figure 2.17. Définition de la B-Spline n°1 et évolution de la courbure

Extremum local	s (mm)	Valeur (mm^{-1})
1er	46	0,0289
2ème	83	0,0478
3ème	172	0,0315

Tableau 2.3. Extremums de la courbure (B-Spline souple)

Le programme d'usinage décrivant l'usinage de la trajectoire B-Spline avec une vitesse d'avance programmée de 10m/min est présenté en Figure 2.18. La notation *PL* est utilisée dans le programme d'usinage à chaque ligne où figure un pôle du polygone de contrôle. La valeur du paramètre *PL* représente la variation du nœud avec la ligne précédente.

```

N10 G0 X-100 Y0 Z0
N20 M0
N100 BSPLINE SD=3 F10000
N110 X-50 Y0 Z0 PL=0.000000
N120 X-50 Y50 Z0 PL=33.333333
N130 X0 Y50 Z0 PL=16.666667
N140 X50 Y0 Z0 PL=16.666667
N150 X0 Y-50 Z0 PL=33.333333
N160 X-100 Y-50 Z0 PL=0.000000
    
```

Figure 2.18. Programme en interpolation B-Spline (Sinumerik 840D)

3.3.1.a. Influence du couple MO / CN

Afin de montrer que chaque centre d'usinage industriel est couplé de manière bien spécifique à sa commande numérique, le programme, décrit sur la Figure 2.18, a été exécuté sur les 3 centres d'usinage. Les paramètres de la C.N. sont laissés avec leurs réglages par défaut dans le cadre d'un usinage de finition (anticipations activées). Les écarts de suivi sont tracés, en fonction du temps, pour chacun des axes X et Y mis en mouvement. Les écarts de contour sont calculés et leur évolution est reportée en fonction de l'abscisse curviligne. La Figure 2.19 présente les résultats associés au centre d'usinage Mikron UCP710, la Figure 2.20 correspond au centre d'usinage Huron KX15 et enfin, la Figure 2.21 présente ceux obtenus pour la machine DMG HSC75 *linear*. Contrairement aux deux précédentes, équipées de moteurs rotatifs avec mécanisme vis-écrou pour assurer la transformation de mouvement, cette dernière est équipée de moteurs linéaires synchrones. Les consignes relevées sont

les consignes délivrées par la commande numérique aux entrées des régulateurs (CPER : Consigne de Position en Entrée de Régulateur) qui sont calculées en dernier étage du processus de l'interpolation de la CN industrielle. Les positions mesurées sont prélevées via la CN sur les codeurs linéaires des règles de mesure.

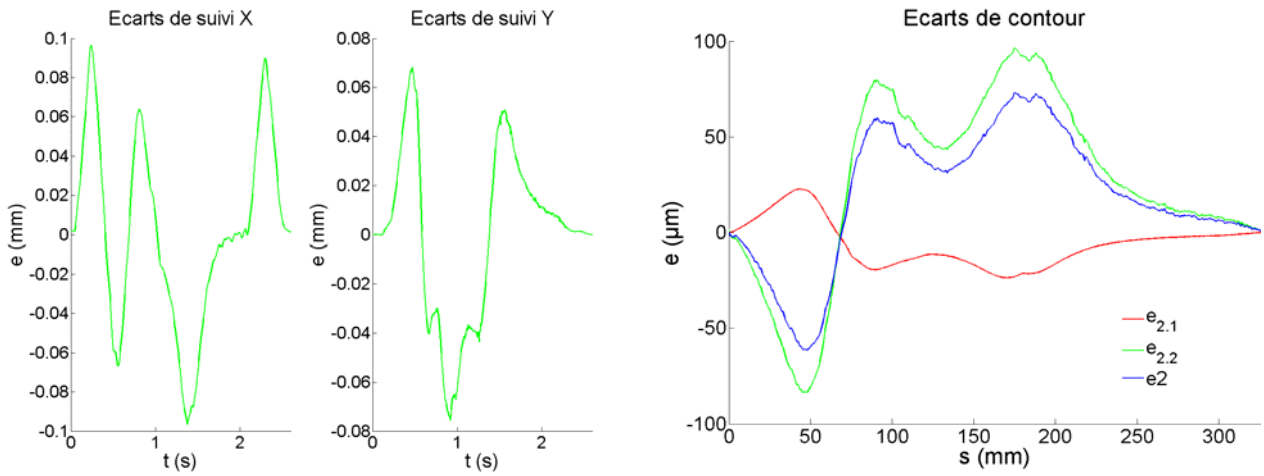


Figure 2.19. Ecart de suivi et de contour sur courbe B-Spline (Mikron UCP710)

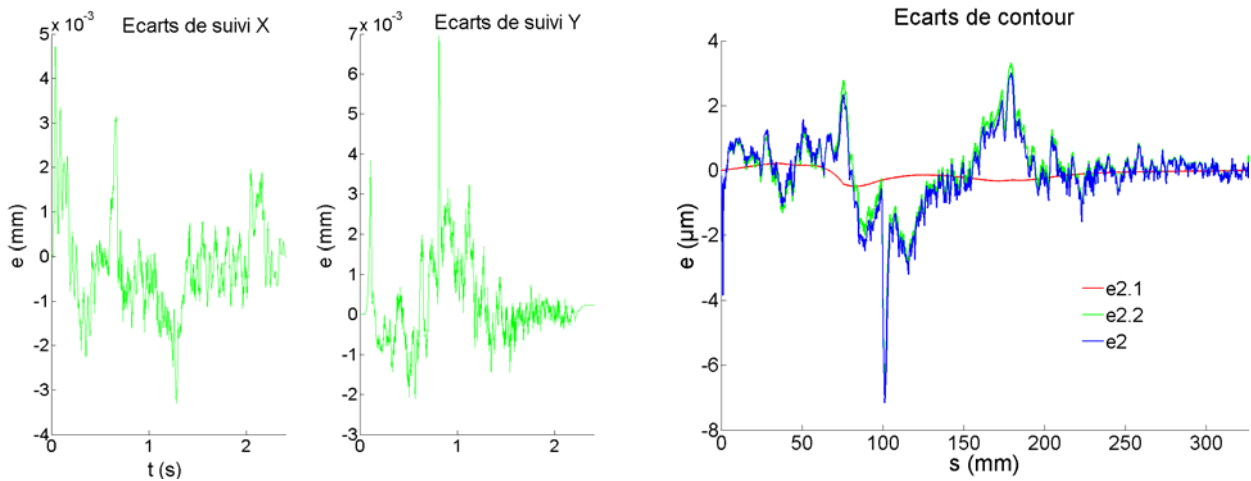


Figure 2.20. Ecart de suivi et de contour sur courbe B-Spline (Huron KX15)

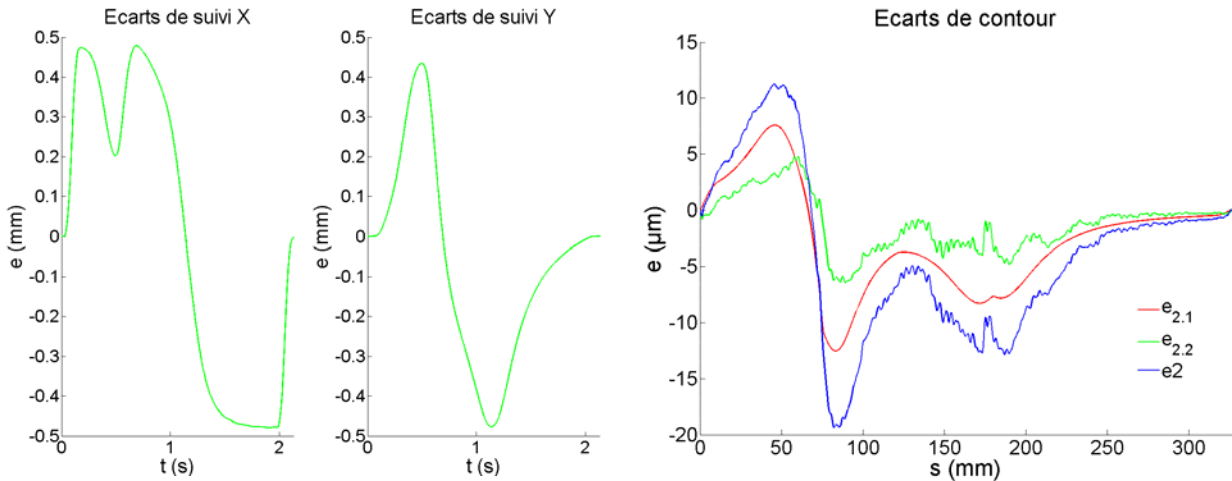


Figure 2.21. Ecart de suivi et de contour sur courbe B-Spline (DMG HSC75 linear)

Les résultats varient d'une machine à l'autre. En effet, la machine Huron donne les meilleurs résultats en terme d'écarts de suivi (au plus $7\mu\text{m}$), mais aussi en termes d'écarts de contour, puisque les écarts globaux d'exécution n'excèdent pas le centième de mm. Comparés aux autres machines, les écarts d'interpolation sont très faibles ($1\mu\text{m}$ au maximum). Pour ce type de géométrie et de format de description, l'interpolateur délivre des consignes quasiment confondues avec la trajectoire FAO. En ce qui concerne les deux autres centres d'usinage, les écarts d'interpolation sont orientés de la même façon (vers le centre de courbure de la trajectoire), mais avec des amplitudes beaucoup plus importantes : légèrement plus de $20\mu\text{m}$ pour le centre Mikron et $12\mu\text{m}$ pour le centre DMG. Les erreurs de suivi ont des distributions différentes. Les écarts observés sur le centre Mikron ne dépassent pas le dixième de mm tandis qu'ils atteignent $0,5\text{mm}$ sur le centre DMG. Cependant les écarts d'asservissement $e2.2$ sont plus de 10 fois plus faibles sur la DMG.

Dans tous les cas de configuration, les extremums locaux des écarts sont situés aux mêmes abscisses curvilignes pour lesquelles la courbure présente elle-aussi des extremums locaux. Sur les trois centres d'usinage, le signe des écarts $e2.1$ montre que la trajectoire de consigne est toujours dirigée vers les centres de courbure de la trajectoire programmée. Si cela n'est pas perceptible sur le centre Huron KX15, nous voyons sur le centre Mikron UCP710 que les écarts d'asservissements $e2.2$ sont de signes opposés aux écarts d'interpolation $e2.1$. Ceci est dû au mode de réglage des asservissements avec les anticipations activées. Cependant, les amplitudes des écarts d'asservissement étant plus importantes que celles des écarts d'interpolation, les écarts d'exécution restent orientés dans une direction opposée à celle du centre de courbure. C'est le cas contraire qui se passe sur le centre DMG, pour lequel les écarts d'asservissement et les écarts d'interpolation sont de même signe. Des écarts d'asservissement dirigés dans le même sens que les écarts d'interpolation montrent l'absence de boucle(s) d'anticipation(s), ou munies de gains insuffisants pour apporter l'effet anticipatif escompté (et donc annuler les erreurs de traînage).

3.3.1.b. Anticipations désactivées

Les essais sont réalisés dans les mêmes conditions que précédemment ($V_f = 10\text{m/min}$), à l'exception près que le programme force la CN à désactiver les anticipations (mode FFWOF – FeedForward OFF). La Figure 2.22 illustre les résultats pour le centre Huron KX15. Dans ce cas, les écarts de suivi comme les écarts d'asservissement, sont très importants : les écarts de suivi dépassent 3mm . Les erreurs de traînage ne peuvent pas être nulles à cause du gain dans la boucle de position qui a une valeur finie. Ces erreurs très importantes sont répercutées sur les écarts de contour pour lesquels les valeurs maximales atteignent $0,17\text{mm}$. Par contre, le passage d'anticipations activées à désactivées n'entraîne pas pour cette trajectoire de modifications au niveau des écarts de consigne, qui restent identiques par rapport à la situation précédente. Les mêmes observations peuvent être formulées sur le centre d'usinage Mikron UCP710, alors que les écarts de suivi et de contour restent les mêmes pour le centre DMG avec ou sans anticipations.

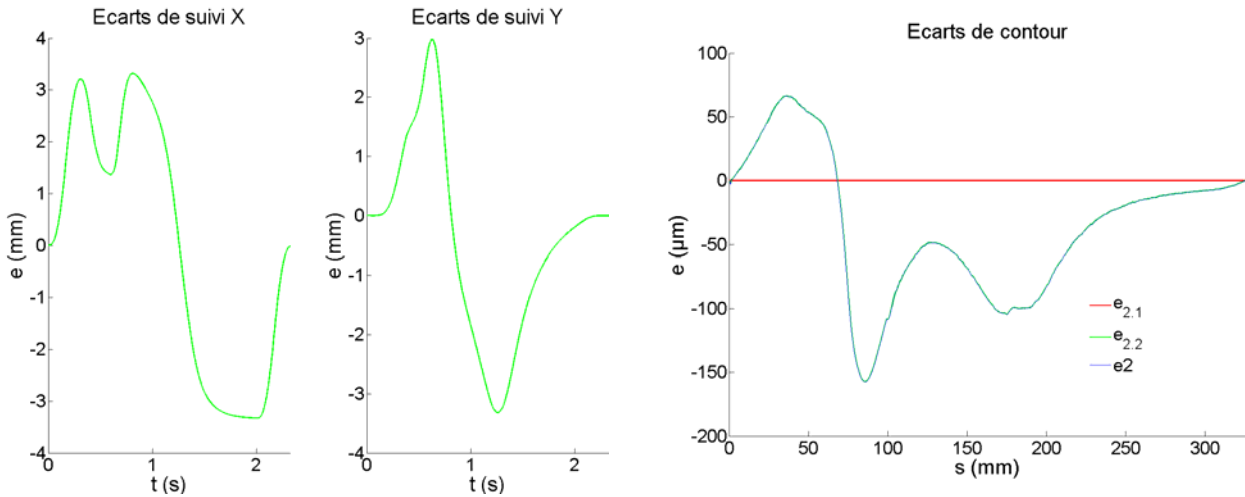


Figure 2.22. Ecart de suivi et de contour sur courbe B-Spline – anticipations désactivées (Huron KX15)

3.3.1.c. Influence de la vitesse (Mikron UCP710)

L’objectif est de comparer la distribution des écarts entre l’exécution de la trajectoire à vitesse élevée de 10 m/min et pour une vitesse plus faible de 5 m/min. L’évolution de la vitesse le long de l’abscisse curviligne dans les deux cas est présentée sur la Figure 2.23. En dehors des phases d’accélération et de décélération, la vitesse programmée est atteinte tout le long de la trajectoire pour le cas à 5m/min. et pratiquement partout, excepté dans la zone à plus forte courbure (minimum de 6,7m/min) dans le cas 10m/min.

La Figure 2.24 illustre ces propos sur le centre d’usinage Mikron, où les vitesses d’avance programmées sont de 10m/min et 5m/min. La Figure 2.24a montre l’évolution des écarts de consigne $e_{2.1}$ lors du passage de la vitesse d’avance de 10m/min à 5m/min. Les écarts résultant sont deux fois plus faibles en moyenne avec un extremum de 10µm à 5m/min. La répartition des écarts d’asservissements $e_{2.2}$ (Figure 2.24b) et celle des écarts d’exécution (Figure 2.24c) ont fortement changé. Les mêmes observations pourraient être faites sur les deux autres machines, même si dans le cas de la Huron KX15, les changements sont de moins grande importance.

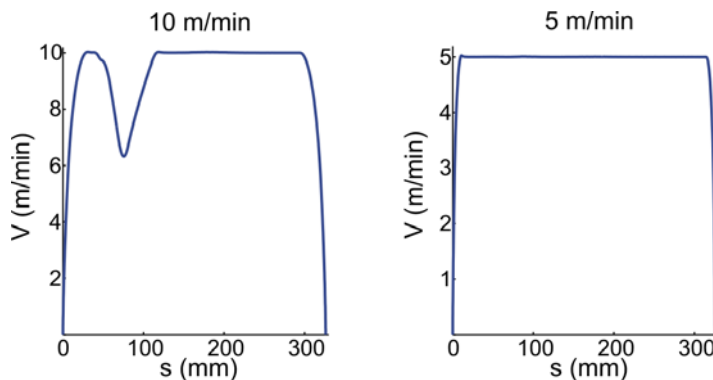


Figure 2.23. Vitesses B-Spline souple

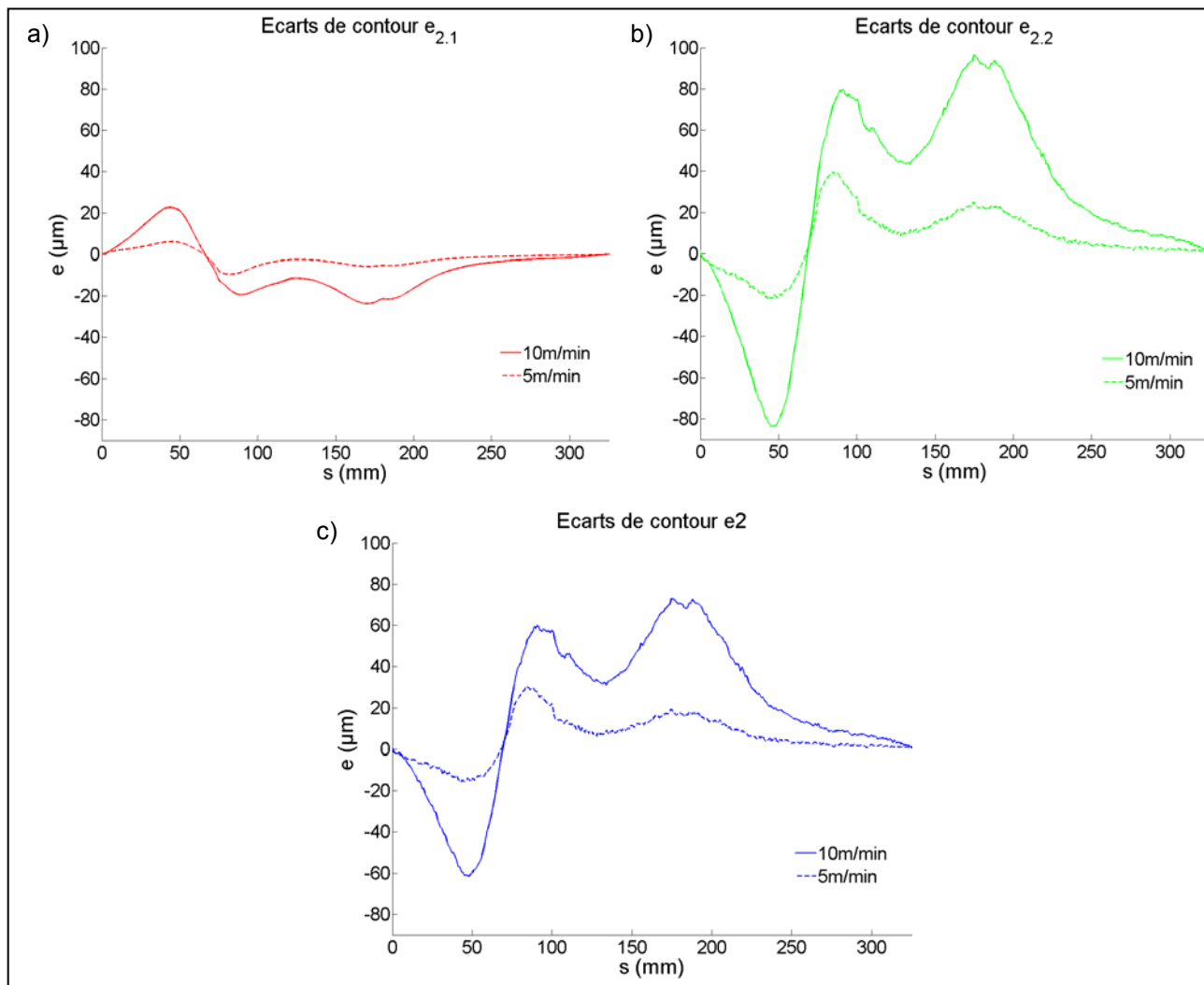


Figure 2.24. Influence de la vitesse d'avance sur les écarts de contour (Mikron UCP710)

De façon générale, les extremums d'écarts varient selon que la trajectoire est exécutée à 5 ou 10m/min (Tableau 2.4). Ces extremums correspondent à la position des 3 extremums locaux pour les courbures (Figure 2.17b). Ainsi, les écarts générés sont fortement liés à la vitesse et à la courbure. Or la vitesse exécutée est aussi liée à la courbure pour respecter les contraintes cinématique maximale de chaque axe. La courbure est en effet un facteur essentiel, qui fait diminuer la productivité ou augmenter l'écart si l'on souhaite garder une grande vitesse. Les écarts sont fortement impactés par les variations de vitesse, puisqu'une baisse de la vitesse entraîne une diminution des écarts. Cependant, à vitesse constante, l'amplitude des écarts varie dans le même sens que la courbure.

Ecarts	e2.1				e2.2				e2			
	5m/min		10m/min		5m/min		10m/min		5m/min		10m/min	
Extr.	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)
1er	44	5,2	43	21,8	46	-23,2	48	-86,4	48	-18,4	92	-66,4
2ème	81	-10,4	90	-19,9	85	38,8	92	80,2	87	28,8	93	61
3ème	169	-4,4	171	-22,3	175	27	176	97	175	21	178	75,5

Tableau 2.4. Comparaison des extremums locaux des différents écarts

Les écarts $e2$ sont directement calculés entre la trajectoire exécutée et la trajectoire FAO. Nous pouvons montrer que la somme $e2.1+e2.2$, pour laquelle les écarts $e2.1$ sont ré-estimés sur l'abscisse curviligne de la trajectoire exécutée, est confondue avec $e2$, dans la mesure où la longueur totale des diverses trajectoires (consigne et exécutée) sont très proches. La comparaison peut alors être effectuée sur les 2 essais (avance programmée de 10 m/min et respectivement 5 m/min). La valeur absolue de la différence entre la somme ($e2.1+e2.2$) et l'écart total $e2$, rapportée sur l'abscisse curviligne calculée sur la trajectoire exécutée, est donnée sur la Figure 2.25. D'après ces différences, l'égalité (2-8) est bien vérifiée avec la méthode de calcul des écarts présentée au §3.2.2.

$$e2.1 + e2.2 = e2 \tag{2-8}$$

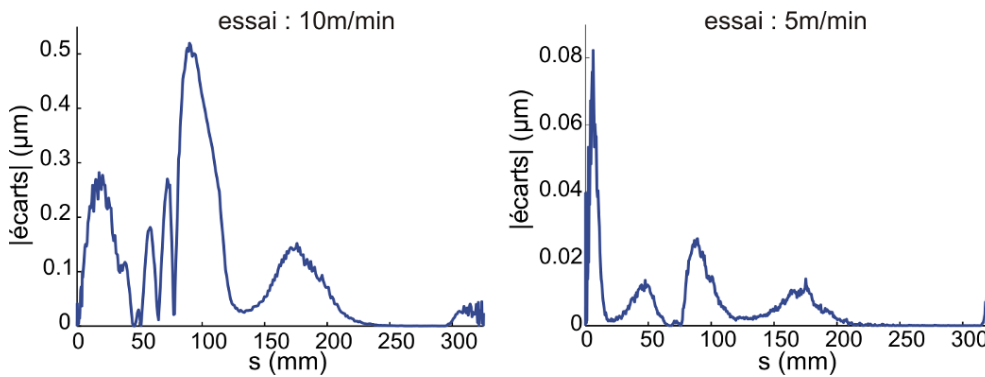


Figure 2.25. Différence absolue entre $e2.1+e2.2$ et $e2$

3.3.2 Passage de coin

La méthode de calcul des écarts de contour est appliquée sur une trajectoire discontinue en tangence (passage d'un coin en angle droit du plan présenté sur la Figure 2.26).

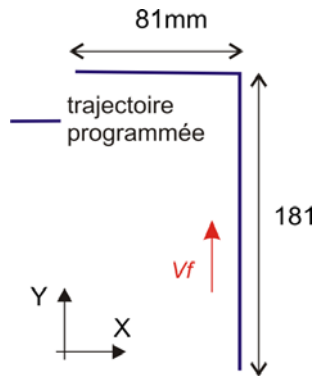


Figure 2.26. Passage d'une discontinuité en tangence

La vitesse d'avance programmée V_f est de 10m/min. L'objectif est de constater l'impact de quelques paramètres (G642, anticipation, tolérance de suivi définie axe par axe) sur la distribution des écarts. Les tests ont été réalisés sur le centre d'usinage Mikron UCP710. La Figure 2.27a présente les écarts de contour calculés pour un coin exécuté avec le mode G642 et une tolérance de suivi réglée à 0,01mm par axe sans anticipation (FFWOF). La Figure 2.27b propose la même chose avec activation par défaut des anticipations. La Figure 2.27c donne ces écarts pour une tolérance de 0,05mm. La

Figure 2.27d montre les écarts de contour pour une désactivation du paramètre G642. Ce dernier cas permet de passer la discontinuité avec une vitesse plus importante plus rapidement, sans maîtriser la tolérance de suivi. Pour les 3 premiers cas, les écarts de consignes montrent que la tolérance de suivi est bien respectée (0,01 puis 0,05mm). L'incidence sur le signe des écarts entre l'activation et la désactivation des anticipations est la même que dans le cas de la trajectoire décrite au format Spline. Le signe des écarts d'asservissements $e_{2.2}$ est en effet toujours opposé au signe des écarts de consigne $e_{2.1}$. Par contre, selon la valeur de la tolérance de suivi, les écarts globaux d'exécution sont distribués de manière différente. Dans le cadre du passage du coin, nous avons montré que le changement de valeur de certains paramètres impactent fortement la distribution des écarts d'interpolation et d'asservissement. Dans le dernier cas (Figure 2.27d), la désactivation du mode G642 génère des écarts d'interpolation $e_{2.1}$ du même ordre de grandeur qu'avec action du G642 programmé avec une tolérance de suivi par axe de 0,01mm ; cependant les écarts d'asservissements deux fois plus élevés, à cause d'une vitesse de passage plus importante.

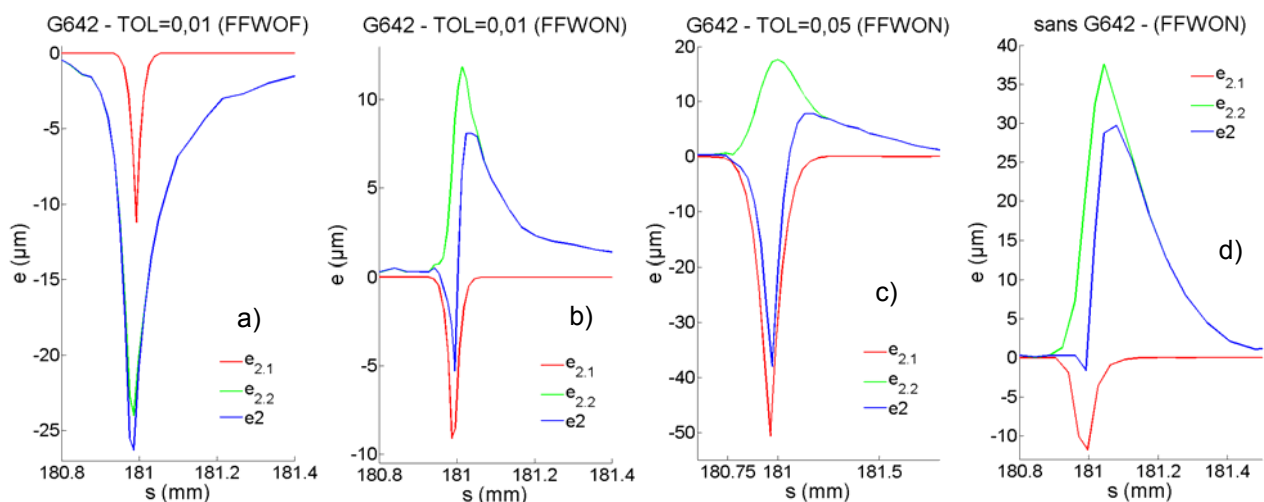


Figure 2.27. Passage de coin – Mikron UCP710

Cette étude met en avant que le changement de valeur de certains paramètres impacte fortement la distribution des écarts d'interpolation et d'asservissement. Nous retiendrons en particulier les paramètres suivants comme étant influents sur la valeur des différents écarts et leurs répartitions le long de la trajectoire : présence de boucles d'anticipation et valeurs des tolérances de suivi par axe.

3.4 Synthèse

L'utilisation des moyens de mesures internes à la machine, via les fonctionnalités de la commande numérique permet dans un premier temps d'extraire les positions articulaires à l'issue de chaque étape de l'exécution. La transformation géométrique des coordonnées articulaires permet de déterminer les orientations et les positions de l'outil sur les trajectoires. Les écarts sont alors estimés par la méthode de calcul des écarts de contour. Comme attendu, les écarts sont associés à un couple machine/CN. Si les écarts d'exécution sont très faibles dans le cas de du centre Huron KX15, ils sont non négligeables, notamment à grande vitesse pour le centre d'usinage MIKRON du laboratoire. L'utilisation des

moyens internes de la CN permet de plus de séparer les écarts de contour d'interpolation et d'asservissement. Ces derniers s'avèrent être non négligeables, et fortement influencés par les vitesses d'exécution et les paramètres de réglage internes de la CN. Les écarts d'interpolation dépendent quant à eux de la courbure des trajectoires et de la vitesse d'avance programmée.

Ainsi, dans l'objectif d'amélioration de la structure d'asservissement pour réduire les écarts associés ou de compensation par une approche globale, la prédiction des écarts d'exécution est envisagée. Pour analyser chaque source d'écart, leur évaluation doit être conduite de manière séparée. La prédiction des écarts d'interpolation peut être effectuée au travers de modélisations sur les comportements d'un interpolateur de CN, [DUGAS 02], [PATELOUP 05], [LAVERNHE 06]. La prédiction des écarts d'asservissement nécessite de modéliser la structure d'asservissement. Ainsi, un modèle pour la prédiction des écarts d'asservissement est proposé au chapitre 3. Ce modèle générique est applicable à tout type de machine et sert de support à la méthode de compensation des écarts que nous proposons au chapitre 4.

4 Evaluation des écarts de structure sous sollicitations quasi-statiques (e_{3^s})

Cette partie propose d'évaluer les écarts dus aux défauts de guidage et d'assemblage sans sollicitations dynamiques. Comme nous l'avons constaté au paragraphe 1, ces écarts sont importants. Nous adoptons l'hypothèse selon laquelle la variation des écarts due à la dérive thermique est négligeable. Cette hypothèse est généralement admise lors du déroulement d'essais expérimentaux, dans la mesure où les cycles de changement de températures sont longs devant la durée d'un essai de l'ordre de la minute. Néanmoins, l'effet de la température peut être modélisé et les corrections sur les défauts mesurés en quasi-statique est possible ([ANDOLFATTO et al. 11]). L'ensemble des hypothèses et conventions établies conduisent alors aux égalités suivantes :

$$\begin{cases} e_{3.1} = e_{3,1}^s \\ e_{3.2} = e_{3,2}^s \end{cases} \quad (2-9)$$

Les écarts $e_{3.2}^s$ sont générés par les défauts géométriques d'assemblage, tels que les défauts d'orientation ou de position relative entre axes. Les écarts $e_{3.1}^s$ sont générés par les défauts géométriques des guidages et regroupent les défauts de rectitude, les défauts angulaires et les justesses. Les erreurs cycliques, et les possibles erreurs de jeu peuvent aussi être assimilées à des défauts de guidage.

Schwenke, propose toute une gamme de techniques expérimentales pour mesurer les erreurs géométriques dues aux défauts d'assemblage et aux défauts de guidage, afin d'établir une cartographie globale de ces erreurs géométriques dans l'espace machine utilisant deux types de méthodes [SCHWENKE et al. 08] : une méthode de mesure directe et une méthode de mesure indirecte. Les

méthodes directes permettent de mesurer les déplacements d'un seul axe, pour identifier spécifiquement une erreur géométrique particulière. Elles sont réalisées par des moyens optiques (systèmes interférométriques laser) ne nécessitant pas d'artefact. Les mesures indirectes se font dans le cadre du déplacement de plusieurs axes, et requièrent l'utilisation d'artefacts souvent calibrés. Ce sont les méthodes de mesure de type indirecte qui sont utilisées dans nos travaux pour identifier les défauts d'assemblage qui permettent d'avoir une bonne représentativité de l'ensemble des défauts géométriques d'une machine [TSUTSUMI et al. 04].

La mesure par moyen externe compare la position effective de l'outil par rapport à une origine liée à la table de la machine avec la position décrite dans le programme FAO. L'écart volumétrique e_V est alors mesuré entre les deux positions. Des modèles reliant les défauts géométriques d'assemblage aux écarts volumétriques permettent de quantifier ces défauts par identification. La mesure peut être réalisée à l'aide de nombreux moyens de mesures. Nous proposons de tester dans un premier temps la mesure à l'aide d'un laser tracker souvent utilisé pour évaluer les défauts associés aux machines outils. Les tests n'étant pas concluant vis-à-vis de l'incertitude de mesure, l'utilisation d'un Ballbar® est retenue. Un modèle est mis en œuvre pour relier les défauts d'assemblage aux écarts volumétriques. Les paramètres caractérisant les défauts d'assemblage du modèle proposé sont alors identifiés avant d'évaluer l'importance de ces défauts.

4.1 Mesures par ballbar et laser tracker

4.1.1 Laser Tracker

Les mesures sont réalisées à l'aide d'un laser tracker dont le principe de mesure repose sur l'interférométrie laser. La mesure est effectuée dans un système de coordonnées sphériques, dans lequel trois grandeurs sont mesurées (Figure 2.28) : la distance radiale ρ (ou rayon) entre la bille catadioptrique et la source laser, l'angle azimut ϕ (ou longitude) et l'angle d'élévation θ (ou colatitude). La distance est mesurée grâce à un système d'interféromètre laser et les deux angles avec des codeurs rotatifs situés dans le mécanisme du laser tracker. Le passage des coordonnées sphériques aux coordonnées cartésiennes $\{x, y, z\}$ est donné par les formules classiques (2-10) :

$$\begin{cases} x = \rho \cdot \cos \theta \cdot \cos \phi \\ y = \rho \cdot \sin \theta \cdot \cos \phi \\ z = \rho \cdot \sin \phi \end{cases} \quad (2-10)$$

Le laser tracker est placé à l'extérieur, généralement sur le sol. Le catadioptrique sphérique (réflecteur) qui renvoie le rayon laser est positionné sur le porte-outil.

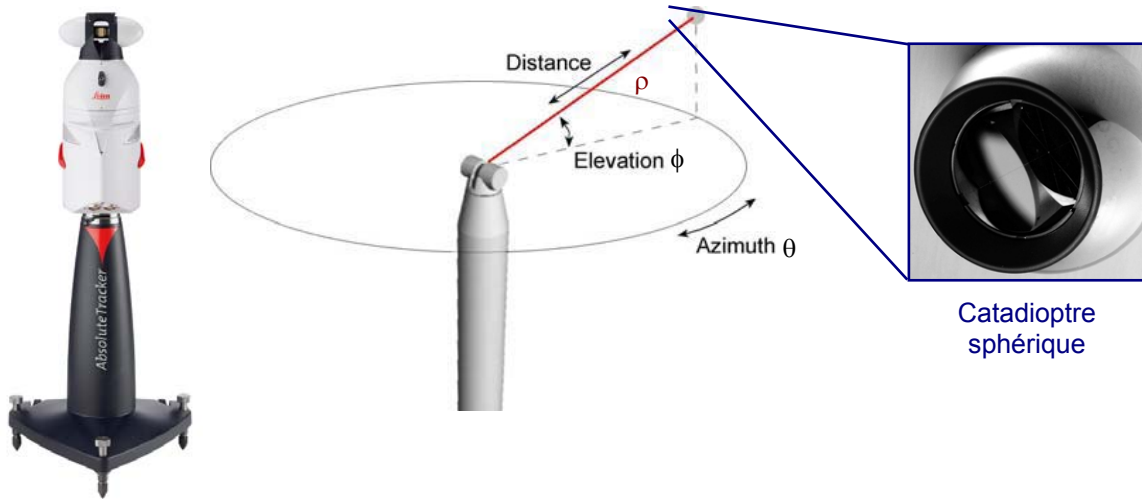


Figure 2.28. Principe de fonctionnement du laser tracker

Le laser tracker utilisé est le laser tracker Leica® de l'I.F.M.A. Nous nous plaçons dans le cas d'utilisation optimale de l'appareil avec la mesure interférométrique, qui ne nécessite pas de couplage avec la mesure absolue par lasermètre, moins précise, qui est seulement requise en cas de risque de coupure du faisceau laser pendant de la mesure. Le laser tracker est positionné au plus proche de la zone étudiée (moins de 5m) et avec une évolution de la cible comprise dans une fenêtre inférieure à 2m. Les incertitudes de mesures sont essentiellement dues à la position exacte du centre de rotation. Dans les conditions d'utilisation présentées ici, l'incertitude globale de la mesure est donnée à $\pm 5\mu\text{m}$.

Le laser tracker mesure à la volée la position du catadioptré sphérique. Un boîtier de traitement numérique transforme directement les coordonnées sphériques en coordonnées cartésiennes dans un repère lié au laser tracker (noté repère LT). Il est donc nécessaire d'effectuer un calibrage pour transformer ces coordonnées dans un repère lié à la machine. Ainsi une mesure initiale de 5 points en statique, de coordonnées exprimées dans le repère pièce est effectuée. La matrice homogène de passage du repère LT au repère pièce est alors établie après optimisation par les moindres carrés. Les essais ont été conduits sur la machine UGV 5 axes à structure sérielle HURON KX15 (Annexe A). L'inconvénient est que la broche est portée par seulement 2 axes de translation Y et Z. L'axe X porte les deux axes de rotation A et C. Nous proposons de réaliser uniquement des essais dans le plan YZ, en montant en broche le catadioptré sphérique.

Le premier objectif est de qualifier le comportement du laser tracker en mesure purement statique en enregistrant sur une durée donnée de quelques secondes un point immobile. Dans le repère pièce, le point programmé a pour coordonnées (0 ; 50 ; -100). L'enregistrement est effectué sur un peu plus de 9 secondes. La fréquence d'échantillonnage utilisée est la fréquence d'échantillonnage maximale d'acquisition du système, soit 250Hz. Les positions, après transformation géométrique, sont tracées sur la Figure 2.29. On constate que la position mesurée ne reste pas constante et évolue dans le temps. Sur les axes X et Z, les valeurs oscillent avec une amplitude de plusieurs micromètres (5 à $8\mu\text{m}$), et sur l'axe Y cette amplitude atteint quasiment 2 centièmes de mm. Sur les 3 directions, le signal contient une fréquence de 25Hz, qui pourrait correspondre à la fréquence propre des groupes

motopompes de la climatisation de la machine en activité qui génèrent des vibrations. La machine est directement posée sur la dalle en béton du sol sur laquelle est aussi posé le laser tracker. Il est alors soumis aux vibrations de la machine et dans une moindre mesure, aux vibrations engendrées par les autres machines de la plateforme expérimentale.

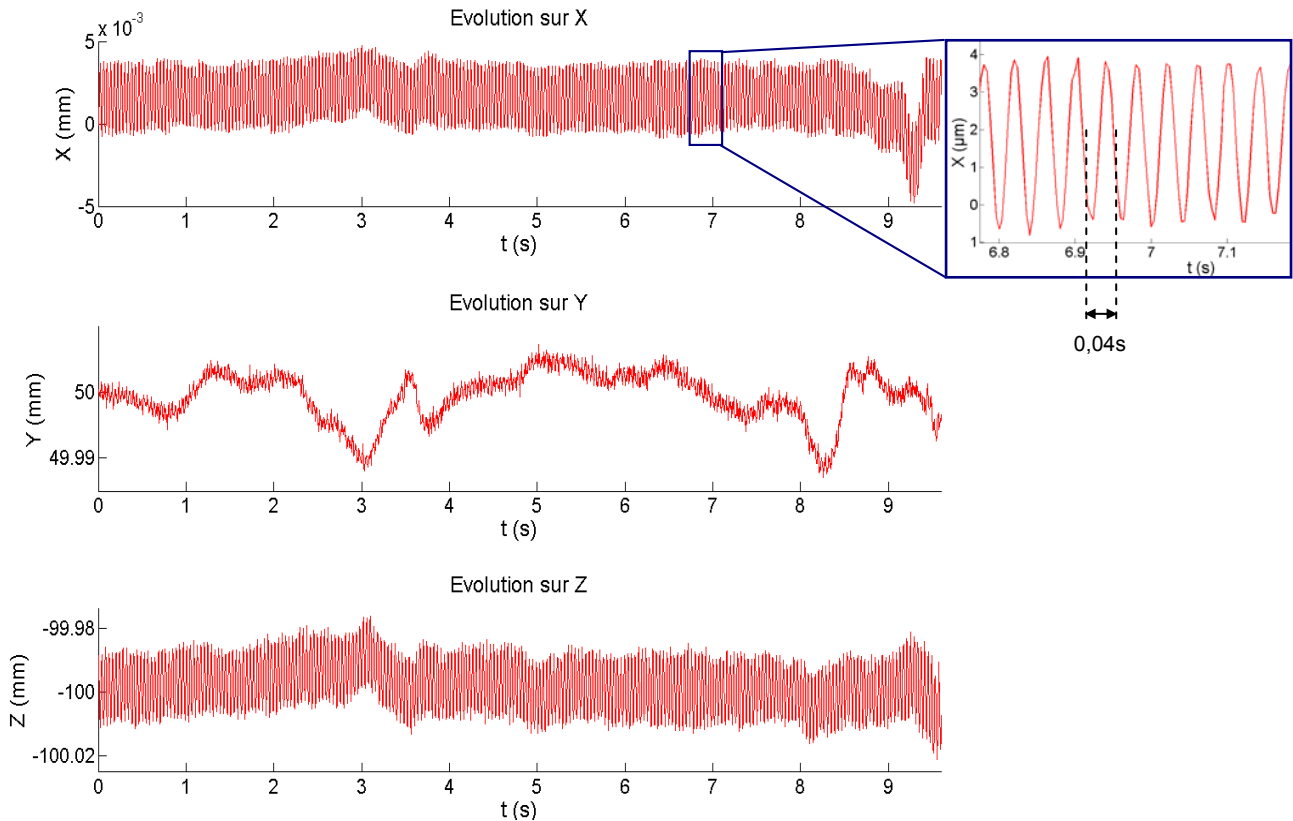


Figure 2.29. Evolution temporelle de la mesure statique LT

Une autre représentation des déviations est proposée sur la Figure 2.30, avec des cartographies dans chacun des 3 plans XY, YZ et XZ et dans l'espace, de l'ensemble des valeurs capturées. En accord avec la Figure 2.29, la densité du nuage de point est plus étendue dans la direction Y. En plus d'une grande étendue, la mesure par rapport au point théorique ne garantit pas une grande justesse, notamment sur l'axe X, où la moyenne de valeurs n'est pas centrée sur 0. Ainsi, même l'application d'un filtre coupe bande autour de la fréquence de 25 Hz ne permettrait pas d'obtenir des valeurs exploitables.

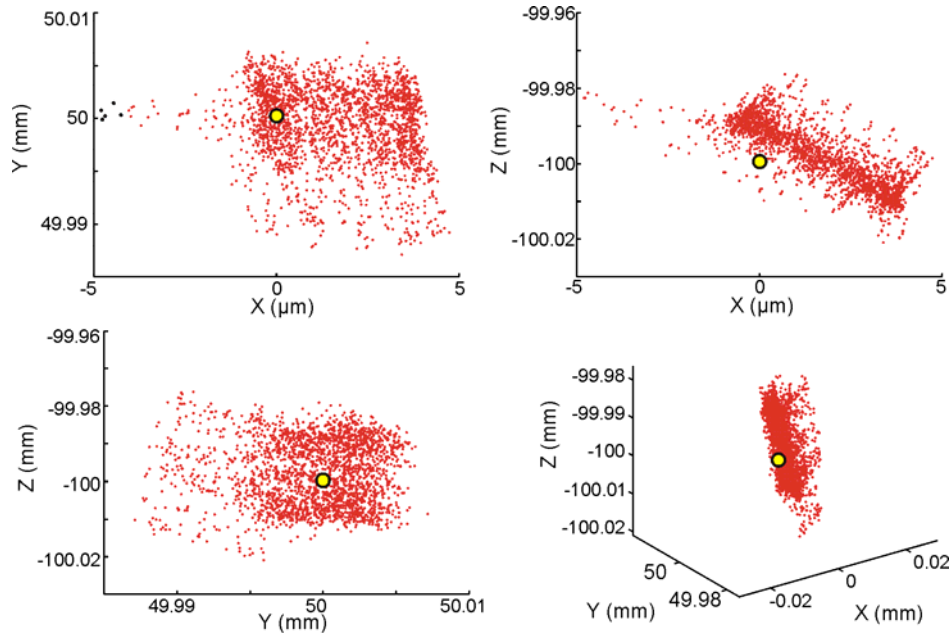


Figure 2.30. Evolutions plane et spatiale de la mesure statique LT

Dans les conditions d'utilisation proposées, le laser-tracker n'est pas une solution acceptable pour déterminer les écarts volumétriques d'une machine à structure sérielle. La mesure par laser tracker présente cependant des valeurs d'incertitude compatibles avec la mesure des défauts associées aux machines outil à structure parallèle, comme la Tripteor X7 de PCI [PATELOUP et al. 10].

4.1.2 Ballbar® : mesure quasi-statique

Le ballbar utilisé est celui présenté sur la Figure 2.3. L'objectif étant de faire une utilisation du ballbar en capteur de mesure de longueur point à point, la machine est programmée pour atteindre n configurations articulaires où le point P_t , centre de la sphère du ballbar au niveau de l'outil est contraint de rester confondu avec un point P_w , lié à la pièce (Figure 2.31). L'objectif est d'utiliser le ballbar comme un capteur « *Capball* » constitués de trois capteurs capacitifs [ZARGARBASHI et al. 09], [ANDOLFATTO 10], faisant une mesure de déplacements suivant 3 directions de l'espace. Cependant, le transducteur ballbar ne permettant qu'une mesure suivant une direction donnée, 3 orientations de ballbar sont alors nécessaires pour avoir un déplacement volumétrique. Ainsi, nous proposons de mesurer la déviation du point P_t suivant les 3 directions de la base B_w attachée à la pièce. Les n configurations articulaires sont donc répétées pour les 3 orientations de Ballbar® disposées selon 3 configurations de mesure schématisées sur la Figure 2.31.

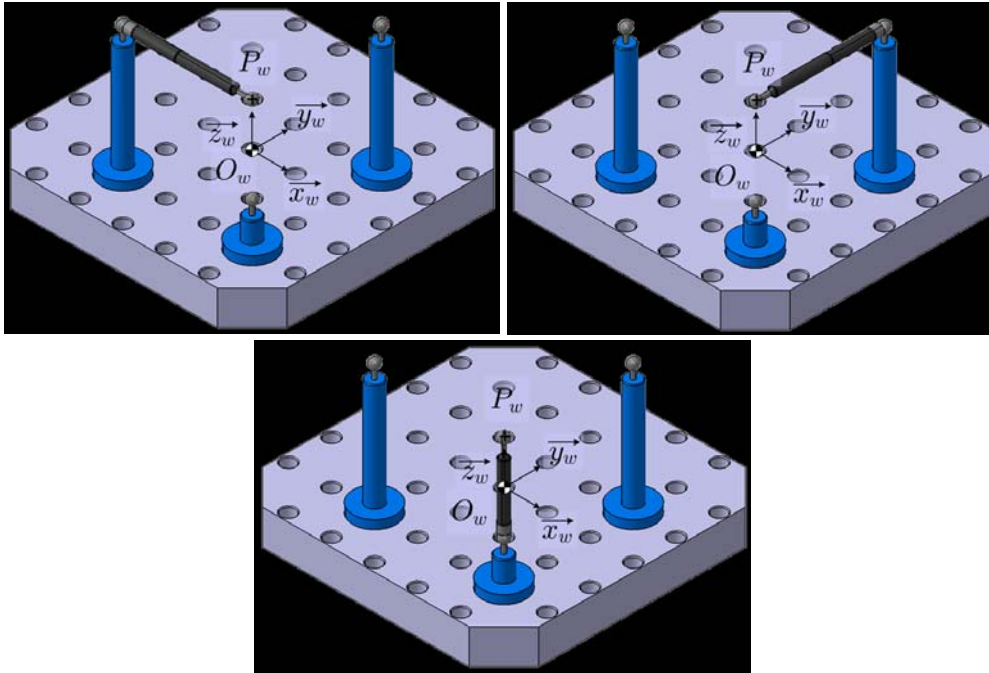


Figure 2.31. Les 3 configurations de mesure

Avant de présenter les expérimentations menées afin de déterminer les écarts de structures dus aux défauts d'assemblage, il est nécessaire de détailler la méthode utilisée pour caractériser ces défauts d'assemblage.

4.2 Modélisation des défauts d'assemblage

Le modèle que nous présentons s'appuie sur une modélisation de la machine qui intègre les défauts d'assemblage dans la transformation géométrique [ABBASZADEH-MIR et al. 02], [ZARGARBASHI et al. 06]. Cette modélisation est mise en œuvre sur le centre d'usinage Mikron UCP710. Les défauts d'assemblage sont modélisés par un torseur de petits déplacements introduit à chaque liaison entre solide. Les torseurs sont supposés invariants vis-à-vis des coordonnées articulaires (les défauts de forme des axes ne sont pas pris en compte, seuls les défauts de direction et d'orientation sont considérés). Les notations de la Figure 2.32 sont alors adoptées.

Chaque liaison est écartée de sa position et de son orientation théorique exacte. Cet écart est modélisé par un torseur de petits déplacements associé à une liaison i ($i = \{x, y, z, a, c, w, t\}$) et sera noté δ_i . Les défauts associés aux liaisons t (outil), et respectivement w (pièce), sont liés aux défauts de mise en position de l'outil, respectivement de la sphère de référence. Ils sont inclus au modèle car ils interviennent dans la résolution des équations et dans l'enregistrement des mesures. Ainsi, les écarts en position et en orientation de l'outil par rapport à la pièce dus aux défauts d'assemblage sont égaux à la somme de tous les torseurs δ_i réduits au point extrémité de l'outil, P_t .

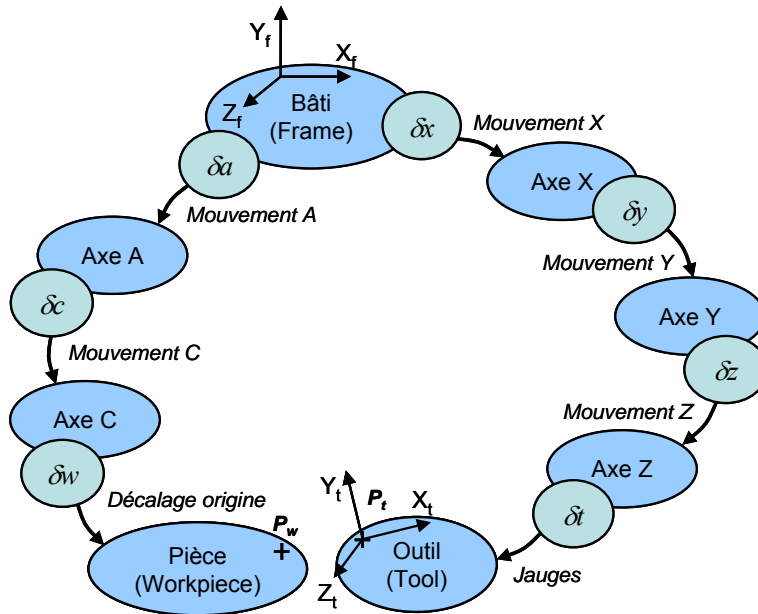


Figure 2.32. Défauts d'assemblage pour le centre d'usinage Mikron UCP710

Chaque torseur est composé de 6 composantes, et est exprimé au point O_i , centre de la liaison, dans la base de projection associée à cette liaison B_i (2-11) :

$$\{\delta i\} = \begin{Bmatrix} \delta \alpha_i & \delta x_i \\ \delta \beta_i & \delta y_i \\ \delta \gamma_i & \delta z_i \end{Bmatrix}_{(O_i, B_i)} \Leftrightarrow {}^i \delta i_{O_i} = (\delta x_i \ \delta y_i \ \delta z_i \ \delta \alpha_i \ \delta \beta_i \ \delta \gamma_i)^T \quad (2-11)$$

${}^i \delta i_{O_i}$ est la notation algébrique du torseur $\{\delta i\}$. Ce torseur doit être transporté au point P_i dans la base B_w , associée à la pièce selon la relation (2-12) :

$${}^w \delta i_P = C_{w \rightarrow i} \cdot {}^i \delta i_{O_i} \quad (2-12)$$

Les relations de composition et d'inversion présentées dans l'Annexe C, permettent d'exprimer $C_{w \rightarrow i}$, la matrice de transport qui est notée C_{i_k} , à chaque configuration articulaire k , pour alléger les notations. La somme des 7 torseurs de petits déplacements mis en place notée δx_k peut finalement s'écrire sous forme matricielle (1-16). Cet assemblage de matrice de transport représente la contribution de chaque composante des torseurs introduits au défaut global, dans la configuration articulaire k . Il est noté Jg_k . L'assemblage des torseurs des petits déplacements conduit à un vecteur à 42 composantes traduisant les petits déplacements exprimés dans leur base d'origine.

$$\delta x_k = (C_x \ C_y \ C_z \ C_a \ C_c \ C_w \ C_t) \cdot \begin{pmatrix} \delta x \\ \delta y \\ \delta z \\ \delta a \\ \delta c \\ \delta w \\ \delta t \end{pmatrix} ; \quad Jg_k = (C_x \ C_y \ C_z \ C_a \ C_c \ C_w \ C_t) \quad (2-13)$$

Parmi ces 42 composantes, seules 14 composantes sont retenues, d'après la méthode mise en place dans [ABBASZADEH-MIR et al. 02]. Ces 14 paramètres sont composés de 8 paramètres associés aux défauts géométriques d'assemblage et 6 paramètres de montage associés aux défauts de mise en position des deux sphères du ballbar. Abbaszadeh-Mir montre en effet qu'un premier ensemble de 8 paramètres suffit pour décrire de manière exhaustive les défauts d'assemblage d'une machine 5 axes avec deux axes de type XYZAC :

- $\delta\gamma_y$: défaut de perpendicularité du mouvement de l'axe Y par rapport à l'axe X,
- $\delta\alpha_z$ et $\delta\beta_z$: défauts de perpendicularité de l'axe Z autour de X et Y,
- $\delta\beta_a$ et $\delta\gamma_a$: défauts de parallélisme de l'axe de rotation de l'axe A par rapport à l'axe X,
- $\delta\alpha_c$ et $\delta\beta_c$: défauts de perpendicularité de l'axe de rotation de l'axe C (le plateau) par rapport à l'axe de rotation de l'axe A (le berceau),
- δy_c : erreur sur la distance entre l'axe de rotation du plateau et l'axe de rotation du berceau.

Cet ensemble minimal de paramètres conduit à la construction d'un vecteur δq_m à 8 composantes :

$$\delta q_m = (\delta\gamma_y \ \delta\alpha_z \ \delta\beta_z \ \delta\beta_a \ \delta\gamma_a \ \delta\alpha_c \ \delta\beta_c \ \delta y_c)^T \quad (2-14)$$

A ces paramètres, il est nécessaire d'ajouter 3 paramètres associés au positionnement de la sphère de référence et 3 paramètres associés au positionnement de la sphère montée en broche. Ces 6 composantes appelées « de montage » caractérisent les défauts de mise en position côté sphère de référence et côté porte outil. Les défauts de mise en position de la sphère de mise en position représentent un écart par rapport à sa position théorique et sont notés $(\delta x_w, \delta y_w, \delta z_w)$ en projection dans la base associée à la sphère de référence. Quant aux défauts de mise en position de l'outil, ils sont définis pas 3 composantes exprimées dans la base associée au bâti : $(\delta x_t, \delta y_t, \delta z_t)$. Un vecteur regroupant ces 6 paramètres peut alors être défini dans l'équation (2-15) :

$$\delta q_r = (\delta x_w \ \delta y_w \ \delta z_w \ \delta x_t \ \delta y_t \ \delta z_t)^T \quad (2-15)$$

Au final, l'assemblage des deux vecteurs précédemment définis conduit à un vecteur global réduit des défauts, composé des 14 paramètres, noté δq :

$$\delta q = \begin{pmatrix} \delta q_m \\ \delta q_r \end{pmatrix} \quad (2-16)$$

Pour une configuration articulaire k , la matrice Jacobienne réduite, notée J_k est finalement obtenue en ne conservant de la matrice Jg_k que les 14 colonnes, correspondant aux composantes du torseur δq . La matrice J_k relie l'ensemble des composantes des torseurs de petits déplacements δq à la déviation totale de l'outil par rapport à sa position théorique exacte dans cette configuration articulaire δx_k :

$$\delta x_k = J_k \cdot \delta q \quad (2-17)$$

L'objectif est alors de relever les erreurs de positionnement du point Pt par rapport à sa position théorique pour un nombre n de configurations articulaires, suivant les 3 directions de la base liée au repère pièce. La mesure de ces écarts volumétriques permet d'identifier les 14 paramètres de δq . Cette identification suppose que le nombre de configurations articulaires soit supérieur ou égal à 5. L'ensemble des configurations articulaires génère une trajectoire d'identification qui permet d'élaborer une matrice Jacobienne d'identification, notée J_{id} . Les écarts volumétriques mesurés en chaque point de la trajectoire d'identification permettent de construire le vecteur des écarts mesurés δx_{id} . L'assemblage de ces deux éléments conduit à l'équation (2-18) :

$$\begin{pmatrix} J_1 \\ \vdots \\ J_k \\ \vdots \\ J_n \end{pmatrix} \cdot \delta q = \begin{pmatrix} \delta q_1 \\ \vdots \\ \delta q_k \\ \vdots \\ \delta q_n \end{pmatrix} \Leftrightarrow J_{id} \cdot \delta q = \delta x_{id} \quad (2-18)$$

Les n configurations articulaires qui constituent la trajectoire d'identification doivent permettre d'obtenir un rang de J_{id} égal à 14 pour résoudre le problème et identifier les 14 défauts d'assemblage obtenus en inversant le problème avec le calcul de la matrice pseudo inverse de Moore-Penrose¹ de J_{id} notée J_{id}^+ (2-19) :

$$\delta q = J_{id}^+ \cdot \delta x_{id} \quad (2-19)$$

¹ La pseudo inverse de Moore-Penrose calculée permet d'établir une solution qui minimise la norme $\|J_{id}^+ \cdot \delta x_{id} - \delta q\|$ [PENROSE 56]. Cela revient à appliquer une méthode de minimisation par les moindres carrés.

4.3 Application : identification des défauts et calcul des écarts

4.3.1 Génération de trajectoire

La trajectoire d'identification, décrite à travers les n configurations articulaires, doit être choisie de manière à conserver un point constant P_w dans le repère attaché à la pièce tout en maximisant le volume de l'enveloppe décrit dans l'espace articulaire par ce même point. Plus le volume décrit sera grand, plus le résultat de mesure caractérisera une grande partie des courses des axes de la machine.

La trajectoire est programmée directement dans l'espace articulaire, en calculant par transformation géométrique inverse les valeurs des positions des axes X , Y , Z , A et C à chaque configuration articulaire k (Annexe D). Les évolutions des axes A et C , sont arbitrairement choisies en restant dans les courses admissibles de l'axe A . Leur évolution en fonction d'un échantillonnage fin est tracée sur la Figure 2.33 – gauche et l'évolution du point P_t dans l'espace machine est donnée sur la Figure 2.33 – droite. La trajectoire est exécutée point à point et la mesure est statique : une pause est systématiquement effectuée à chaque point de la trajectoire parcourue ; la position relevée est calculée à partir de la valeur moyenne des positions mesurées sur lors de l'arrêt dans la configuration k .

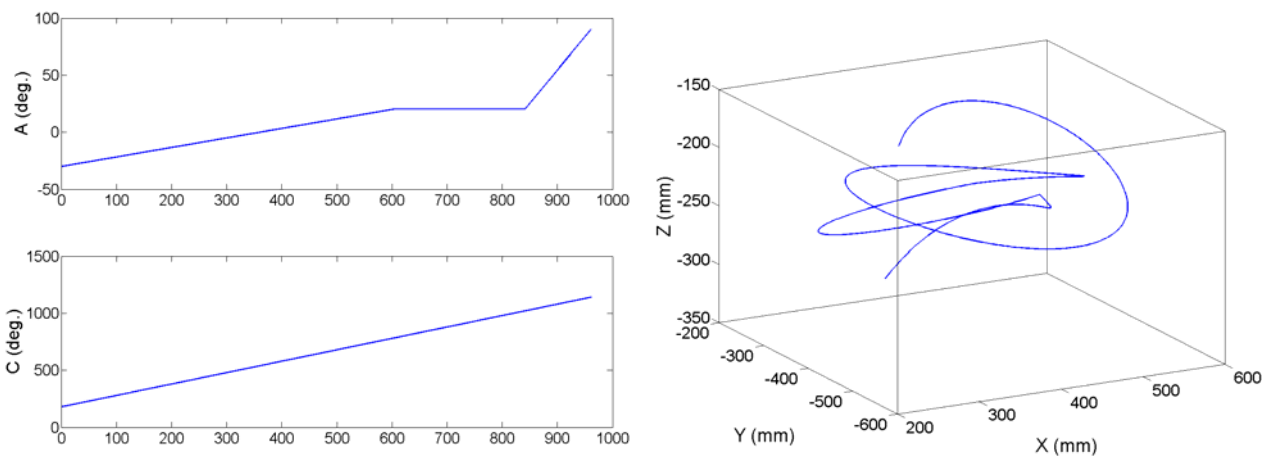


Figure 2.33. Définition de la trajectoire

4.3.2 Protocole expérimental et résultats

Par analogie à une mesure de type Capball [ZARGARBASHI et al. 09], l'essai est répété 3 fois, selon les 3 configurations présentées en Figure 2.32 pour avoir des écarts suivant 3 directions de l'espace. La Figure 2.34 montre les résultats des déviations issues de la mesure pour les 3 configurations (X_w : première configuration, Y_w : deuxième configuration, Z_w : troisième configuration). Chaque courbe présente ainsi les déviations mesurées entre le point P_t et le point P_w , pour chaque configuration de mesure, dans le repère lié à la pièce.

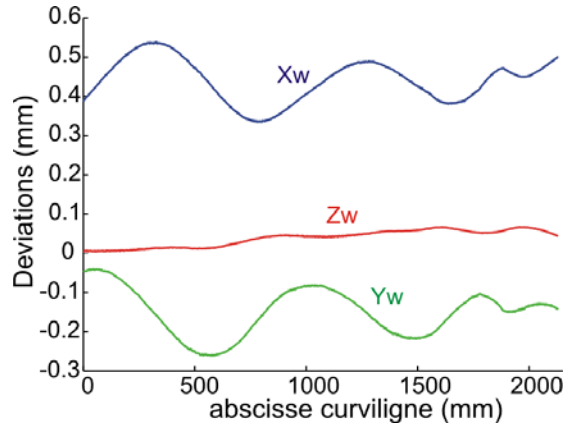


Figure 2.34. Variations de longueurs du ballbar pour les 3 configurations.

La résolution du système matriciel (2-18), réalisée avec la matrice pseudo inverse de Moore-Penrose J_{id}^+ conduit aux composantes du vecteur δq (Tableau 2.5). Ces valeurs correspondent à des grandeurs classiquement rencontrées dans les travaux s'intéressant à l'identification des défauts d'assemblage sur des machines 5 axes à structure sérielles. Ces valeurs sont également compatibles avec les résultats des diagnostics Ballbar en 2 axes. Un test sur trajectoire circulaire point à point pourrait corroborer ces résultats.

8 paramètres de défauts d'assemblage	$\delta\gamma_v$	-1,5 $\mu\text{m}/\text{m}$
	$\delta\alpha_z$	-36,7 $\mu\text{m}/\text{m}$
	$\delta\beta_z$	45,6 $\mu\text{m}/\text{m}$
	$\delta\beta_a$	-21,7 $\mu\text{m}/\text{m}$
	$\delta\gamma_a$	-77,6 $\mu\text{m}/\text{m}$
	δy_c	-466,6 μm
	$\delta\alpha_c$	103,7 $\mu\text{m}/\text{m}$
	$\delta\beta_c$	53,3 $\mu\text{m}/\text{m}$
6 paramètres de défauts de mise en position	δx_w	434,2 μm
	δy_w	-97,2 μm
	δz_w	-42,4 μm
	δx_t	76,3 μm
	δy_t	-17,6 μm
	δz_t	69,7 μm

Tableau 2.5. Valeurs identifiées des paramètres du modèle

La simulation des déviations suivant les 3 directions (X_w , Y_w et Z_w) attachées au repère pièce est effectuée grâce à l'équation (1-18) et aux valeurs des paramètres régissant le modèle (Tableau 2.5). Les résidus des déviations (différences entre écarts simulés par le modèle identifié et écarts mesurés) sont évalués pour chaque configuration articulaire. Ils sont tracés en fonction de l'abscisse curviligne sur la Figure 2.35b. Si les 6 défauts de mise en positions sont compensés, les écarts dus aux seuls défauts d'assemblage, sont simulés et tracés sur la Figure 2.35a. Les écarts entre les positions du programme et les positions effectives simulées avec le modèle de défauts d'assemblage ne sont pas négligeables et sont pratiquement 10 fois supérieurs aux résidus. Ces résidus regroupent les incertitudes de mesure (sachant que la résolution du ballbar est au plus de 0,5 μm), ainsi que les erreurs

généralisés pas les défauts de guidage. Pour dissocier les défauts d'assemblage des défauts de guidage, ces derniers peuvent être identifiés indépendamment axe par axe [SCHWENKE et al. 05], [SCHWENKE et al. 09].

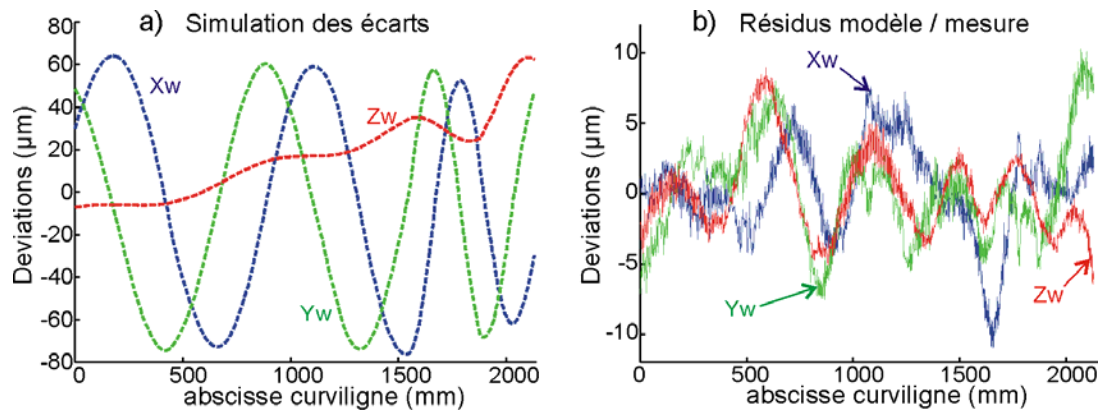


Figure 2.35. Résultats d'essai ballbar 5 axes

4.4 Synthèse

La détermination seule des écarts de structure sous chargements quasi statiques est possible, dans le cas où la mesure est effectuée avec des déplacements en point à point. Une méthode de modélisation des défauts d'assemblage en quasi statique a été mise en œuvre, intégrant l'identification complète des paramètres du modèle. Les défauts d'assemblage engendrent sur la trajectoire effective des écarts volumétriques en bout d'outil importants, dans les mêmes ordres de grandeurs que les écarts d'exécution. La modélisation des défauts de guidage (rectitudes et défauts angulaires) pourrait être envisagée [TSUTSUMI et al. 04], [SLAMANI et al. 11]. Ainsi, l'utilisation de la combinaison de ces modèles conduirait à la prédiction du positionnement exact de la pointe de l'outil en l'absence de sollicitations dynamiques.

5 Evaluation des écarts de structure sous sollicitations dynamiques (e3^d)

Cette étude s'inscrit dans le projet OPTraj développé en collaboration avec le LMT Cachan, dans le cadre de l'institut FARMAN [FARMAN].

Pour évaluer les écarts géométriques pouvant apparaître sur une pièce associés au déplacement outil/pièce induit par les déformations des solides, des liaisons de la machine au cours du mouvement et pour optimiser le comportement en UGV en tenant compte de la dynamique de la structure machine, nous proposons deux voies d'investigation : la première concerne une approche par expérimentation et la deuxième, une approche par modélisation.

L'approche par expérimentation consiste à évaluer et matérialiser les défauts générés par la dynamique, en s'appuyant sur une mesure de niveaux vibratoires grâce à des accéléromètres. Deux méthodes sont retenues :

- mesurer les niveaux vibratoires sur le système à une excitation contrôlée et complète. Ce qui correspond à étudier la réponse du système à un essai de type impact au marteau,
- mesurer les niveaux vibratoires à une excitation réaliste de type trajectoire d'usinage.

L'approche par modélisation a pour objectif de prédire les écarts engendrés et à long terme d'être capable de contenir les écarts géométriques et utiliser le système dans un domaine maîtrisé afin de limiter ces écarts. Pour cela, la méthode consiste en l'élaboration d'un modèle représentatif de la dynamique de la structure, puis un modèle représentatif des écarts engendrés par les sollicitations dynamiques. Parmi les nombreux types de modélisation existants ([BOUZGARROU 01], [BONNEMAINS 09], [ZHANG et al. 03], [ALTINTAS et al. 05]), une modélisation de type hybride est retenue (Eléments Finis E.F., liaisons élastiques, poutres, masses concentrées). Le modèle établi est spécifique car il doit répondre à la problématique de la modélisation d'une machine outil complète pourvue d'une géométrie complexe et comportant de nombreux éléments. Certains auteurs proposent de caractériser le comportement anisotropique de machines à architecture parallèle, au travers de l'évaluation de la rigidité globale et étudient l'effet de ce comportement sous sollicitations d'usinage [CHANAL 06], [BONNEMAINS 09]. Sans quantifier spécifiquement la rigidité et le caractère anisotropique d'une machine, nous souhaitons établir une démarche globale liant cinématique, sollicitations dynamiques et évaluation des défauts. Pour cela, la modélisation n'est pas seulement E.F. et comporte différents modèles reliés entre eux pour être aussi simple que possible, mais suffisamment représentatif de la complexité de la géométrie et du nombre de composants d'une architecture sérielle. Nous cherchons ensuite à caractériser les modes de déformations de la structure, axe par axe pour expliciter la déviation générée en bout d'outil. L'analyse modale obtenue par simulation est alors comparée à la mesure. Cette analyse est nécessaire pour évaluer les modes pouvant intervenir en basse fréquence lors de l'exécution d'une trajectoire. Les chargements en accélérations sur le modèle et la résolution du problème par obtention des champs de déplacements dans la base modale permettent d'obtenir les déviations en bout d'outil par rapport à la trajectoire exécutée. Cette partie a pour but d'évaluer la faisabilité d'une telle démarche sur un centre UGV industriel.

L'étude est appliquée au centre d'usinage Mikron UCP710 du laboratoire, dont les caractéristiques géométriques et cinématiques sont rappelées en Annexe A.

5.1 Evaluation expérimentale des défauts dynamiques de structure

Concernant la première approche par expérimentation, la mesure des niveaux vibratoires de l'ensemble de la structure est effectuée selon deux méthodologies. La première consiste à exciter la machine de manière complète et contrôlée par un impact ponctuel de type marteau.

5.1.1 Fonctions de Réponses en Fréquences (FRF)

Pour ce faire, plusieurs campagnes d'essais ont été réalisées. Elles consistent à exciter la machine par un impact ponctuel en faisant varier la direction d'impact et en mesurant la réponse au moyen d'un groupe de 3 capteurs. Afin d'avoir une vue complète de la réponse sur chaque corps, les accéléromètres sont positionnés selon un quadrillage. La Figure 2.36a présente ce quadrillage pour les axes Y (le béliier) et Z (le coulant). Il est important de noter que d'un point de vue pratique, l'ensemble de la structure de la machine ne peut pas être mesurée, à cause des accessibilités.

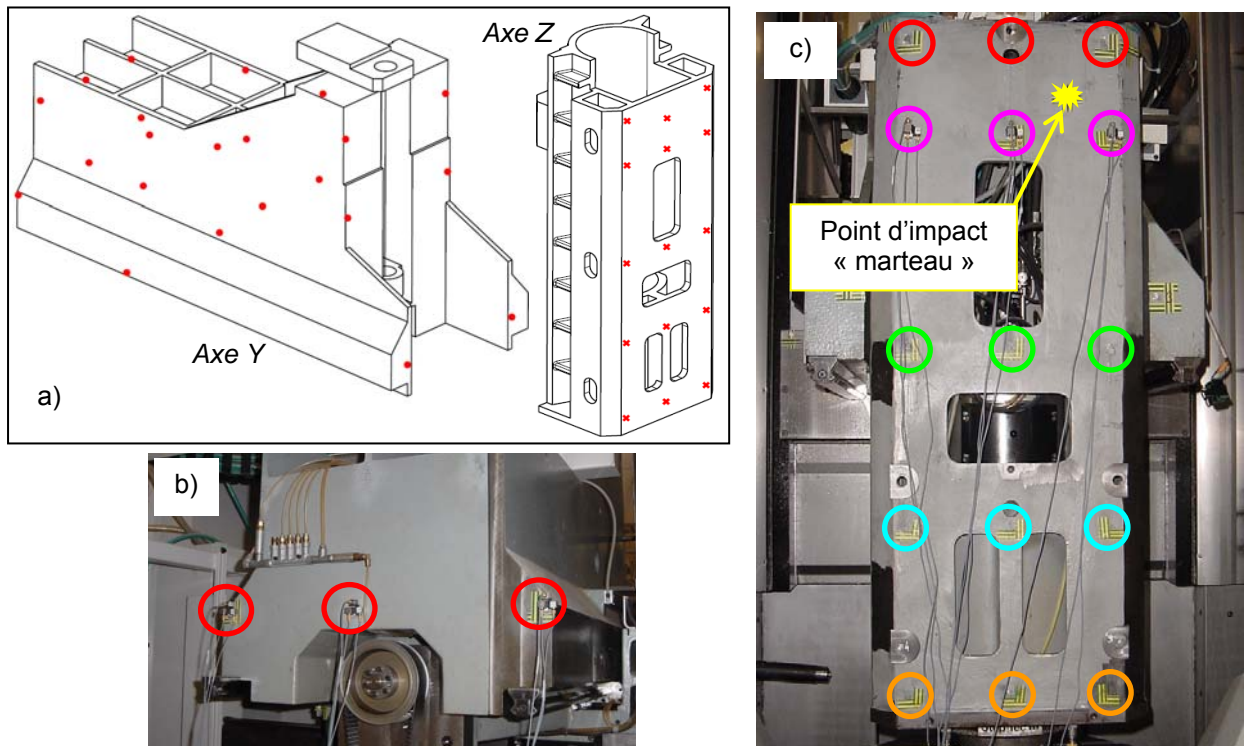


Figure 2.36. Quadrillage des axes Y et Z avec les groupes d'accéléromètres

Les accéléromètres mesurant les réponses de la structure sont des capteurs piézoélectriques en mesure unidirectionnelle. De façon à obtenir en chaque point de mesure une réponse tridimensionnelle, trois accéléromètres sont assemblés en tri-axes sur une pièce rapportée de forme parallélépipédique. Ceci permet ainsi une mesure suivant les 3 directions de l'espace dans une base liée au groupe d'accéléromètres (X_a , Y_a , Z_a). La Figure 2.37 illustre l'assemblage d'un groupe d'accéléromètres et montre comment se positionne la base tri-axes des accéléromètres par rapport à la base liée à la machine (X , Y , Z), dans le cas d'un collage du groupe d'accéléromètres sur l'axe Z.

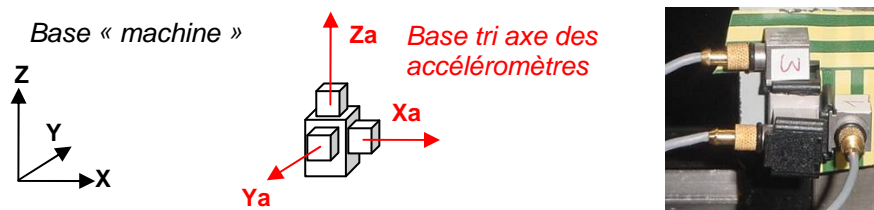


Figure 2.37. Constitution d'un groupe d'accéléromètres

Une Fonction de Réponse en Fréquence (F.R.F) est obtenue par accéléromètre, ce qui conduit à 9 FRF pour chaque essai présenté sur la Figure 2.36. Chaque F.R.F est obtenue à partir de la valeur moyenne établie à partir des FRF calculées sur 5 impacts au marteau. La Figure 2.38 présente la F.R.F dans le cas d'une mesure effectuée selon la direction X, d'un capteur placé sur la face avant du coulant (axe Z). Sur la plage [0-400Hz], une quinzaine de modes propres peut être observée. Les valeurs des premiers modes propres sont cohérentes avec des valeurs obtenues dans la littérature pour des machines sérielles [ZATARAIN et al. 98]. Nous constatons que pour des configurations articulaires proches, les FRF varient de façon non négligeable. Ainsi, le comportement de la structure de la machine est sensible à la position de la broche dans l'espace de travail.

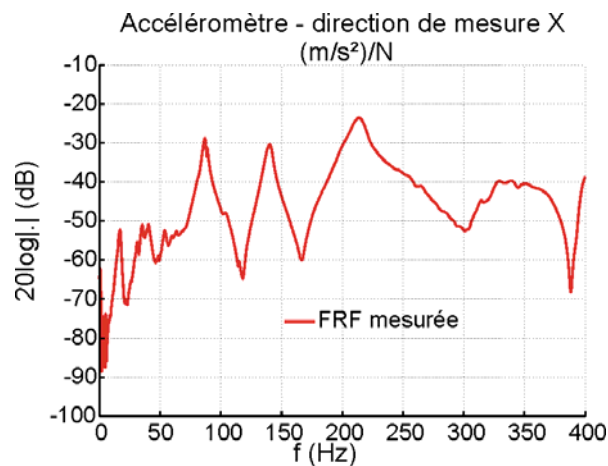


Figure 2.38. Exemple de FRF mesurée

Cette première approche expérimentale montre la difficulté sur ce type de machine outil d'effectuer des mesures avec des accéléromètres. Néanmoins, cette série d'essais met en avant un ensemble de fréquences propres. Nous pouvons donc retenir une richesse modale d'une trentaine de modes sur la bande de basses fréquences [0-500Hz].

5.1.2 Comportement dynamique pour des trajectoires d'usinage

Les essais sont menés sur les deux trajectoires testées précédemment : la B-Spline décrite au §3.3.1 (Figure 2.17) et le passage du coin, décrit au §3.3.2 (Figure 2.26).

5.1.2.a. Mise en œuvre expérimentale et traitement

Quatre groupes d'accéléromètres (Figure 2.37) sont disposés selon les positions de la Figure 2.39. Le groupe 1 est fixé en bout de broche, au plus près de l'outil. Les groupes numérotés 2, 3 et 4 sont fixés sur la table de la machine, au niveau de l'emplacement de la pièce et constituent la référence. Ce placement des accéléromètres permet de comparer les excitations en bout d'outil avec celles de la table et donne l'accélération relative de l'outil par rapport à la pièce.

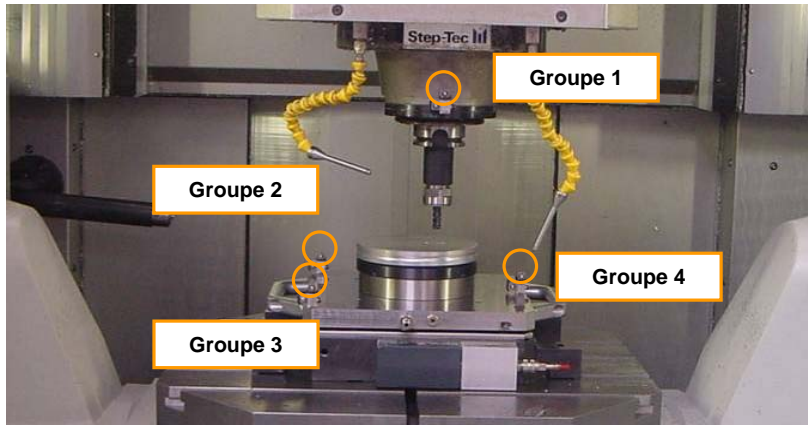


Figure 2.39. Placement des groupes d'accéléromètres dans le cadre d'exécution de trajectoires

L'objectif est de suivre l'évolution du contenu fréquentiel de l'accélération de l'outil en fonction de sa position lorsque celui-ci est en mouvement. A la suite de l'exécution de la trajectoire et de l'enregistrement les mesures doivent être filtrées ou des valeurs moyennes RMS sur une durée donnée doivent être calculées. Ainsi, une représentation permettant de suivre l'évolution du spectre fréquentiel pour un accéléromètre en fonction de la position de l'outil sur la trajectoire est adoptée. Le principe du calcul et de la représentation est détaillé sur la Figure 2.40.

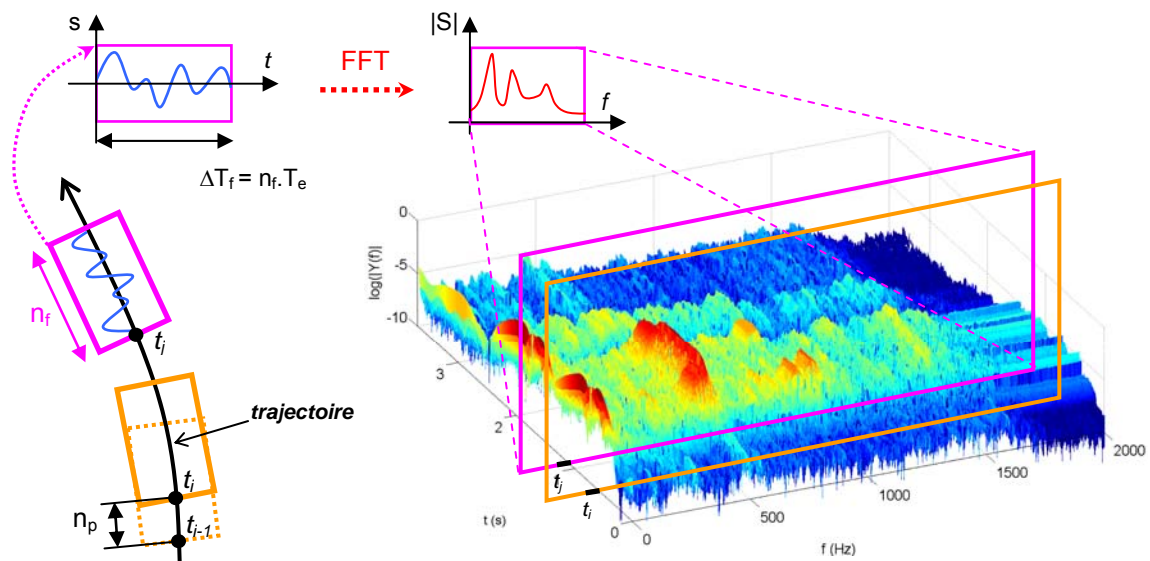


Figure 2.40. Représentation du contenu fréquentiel en fonction de la position de l'outil

A partir d'une fenêtre de longueur n_f , correspondant à un nombre d'échantillons et directement liée à la durée de la période d'échantillonnage T_e de l'enregistrement, la transformée de Fourier rapide FFT est calculée. L'opération est effectuée tout le long de la trajectoire sur un nombre N de fenêtres, chacune d'elles étant séparée par un pas de temps, défini sur plusieurs périodes d'échantillonnage du signal brut. Le nombre de ces périodes d'échantillonnage est défini par le nombre n_p . La succession de ces fenêtres est reportée sur un graphique 3D contenant la fréquence en abscisse, le temps en ordonnée et le logarithme de l'amplitude de l'accélération suivant la troisième direction. Cette représentation permet ainsi de suivre quelles sont les fréquences excitées le long de la trajectoire, et de suivre l'évolution du spectre fréquentiel en fonction de l'abscisse curviligne.

5.1.2.b. Analyse du passage de coin

Nous nous intéressons ici principalement à l'étude de l'influence de la vitesse d'avance. Dans un premier temps, l'évolution d'une accélération RMS est tracée en fonction du temps selon les 3 directions des axes de la machine pour chaque groupe d'accéléromètres. Le calcul de l'accélération RMS (a_{RMS}) sur une fenêtre de durée $\Delta T_f = n_f \cdot T_e$ est rappelé :

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{\Delta T_f} \int_{\Delta T_f} (a(t))^2 dt} \quad (2-20)$$

La Figure 2.42 présente les résultats dans le cas du passage du coin avec une vitesse de 12m/min. Quel que soit le groupe d'accéléromètres considéré, un maximum d'accélération RMS est observé pour le mouvement de l'axe Y aux alentours de 0,5s, qui correspond quasiment au maximum de l'accélération de l'axe Y, dont l'évolution, calculée à partir de la dérivée de la vitesse mesurée est donnée sur la Figure 2.41.

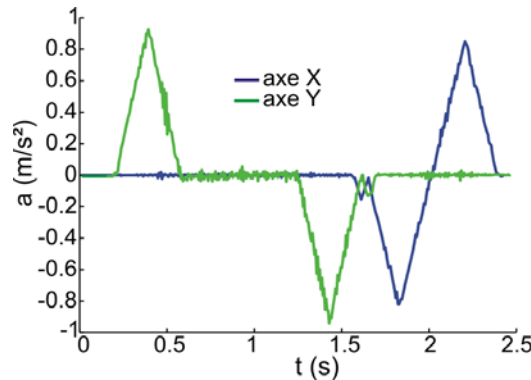


Figure 2.41. Accélérations des axes X et Y

Dans tous les cas la sollicitation des deux seuls axes X et Y de la machine entraînent dans leurs mouvements des accélérations non nulles pour les groupes d'accéléromètres placés sur la table de la machine. Cela démontre qu'il existe un mouvement global de l'ensemble des corps de la machine lorsque qu'un mouvement a lieu sur un de ces axes. Ces accélérations enregistrées peuvent être dues à des vibrations, à des mouvements locaux des axes ; mais aussi à des déformations ou mouvements globaux de la machine par rapport au sol.

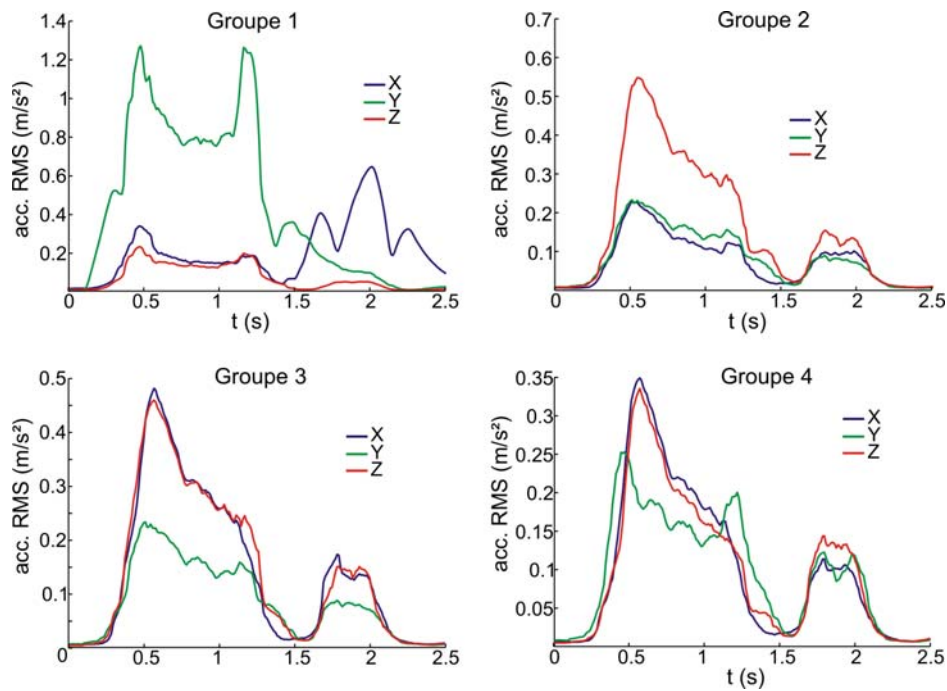


Figure 2.42. Comparaison des accélérations RMS

La Figure 2.43 présente l'évolution du contenu fréquentiel pour les accéléromètres du groupe 1 attaché à la broche pour un essai réalisé à la vitesse programmée de 10 m/min et des paramètres de la CN réglés par défaut. La représentation est effectuée dans le plan selon un code couleur pour les niveaux logarithmiques de l'accélération. La durée de l'enregistrement est de 4s pour une fréquence d'échantillonnage de 4096Hz. Les valeurs n_f et n_p ($n_f=512$; $n_p=50$) sont choisies de façon à avoir une bonne visualisation du contenu fréquentiel (résolution sur les abscisses pour n_f et résolution sur les ordonnées pour n_p).

Les abscisses de 0 à 181mm correspondent au mouvement de l'axe Y et celles de 181 à 262mm au mouvement de l'axe X (Figure 2.44). L'évolution de la vitesse est représentée en fonction de l'abscisse curviligne sur la Figure 2.45b. Des deux axes X et Y en mouvement, l'axe Y semble être celui qui sollicite le plus la structure. Lorsqu'il est en mouvement, les niveaux accélérométriques ont une amplitude plus élevée que lorsque l'axe X est en mouvement. Les fréquences les plus excitées sont essentiellement des moyennes fréquences. En particulier, la fréquence de 500Hz, lorsque l'axe Y évolue à vitesse constante est bien marquée dans les 3 directions de mesure ; mais aussi des fréquences plus élevées, sous formes de raies à 1000Hz et près de 1500Hz (bien visibles suivant Z). Lors des phases d'accélération et de décélération des deux axes, nous retrouvons sur chaque axe des très basses fréquences, équivalentes à la composante continue. L'excitation de ces moyennes fréquences (500 à 2000Hz) ne sont sûrement pas seulement dues aux vibrations et déformations seules de la structure de la machine outil. En effet, lors de la mise en mouvement des axes, tous les composants intervenant au niveau des liaisons (billes de roulements, vis à billes, glissières à rouleaux) génèrent, par contact, des vibrations sur le reste de la structure dont les fréquences sont directement liées à leurs vitesses de déplacement. Nous pouvons effectivement faire une corrélation entre la vitesse (Figure 2.45b) et la forme globale des fréquences les plus excitées.

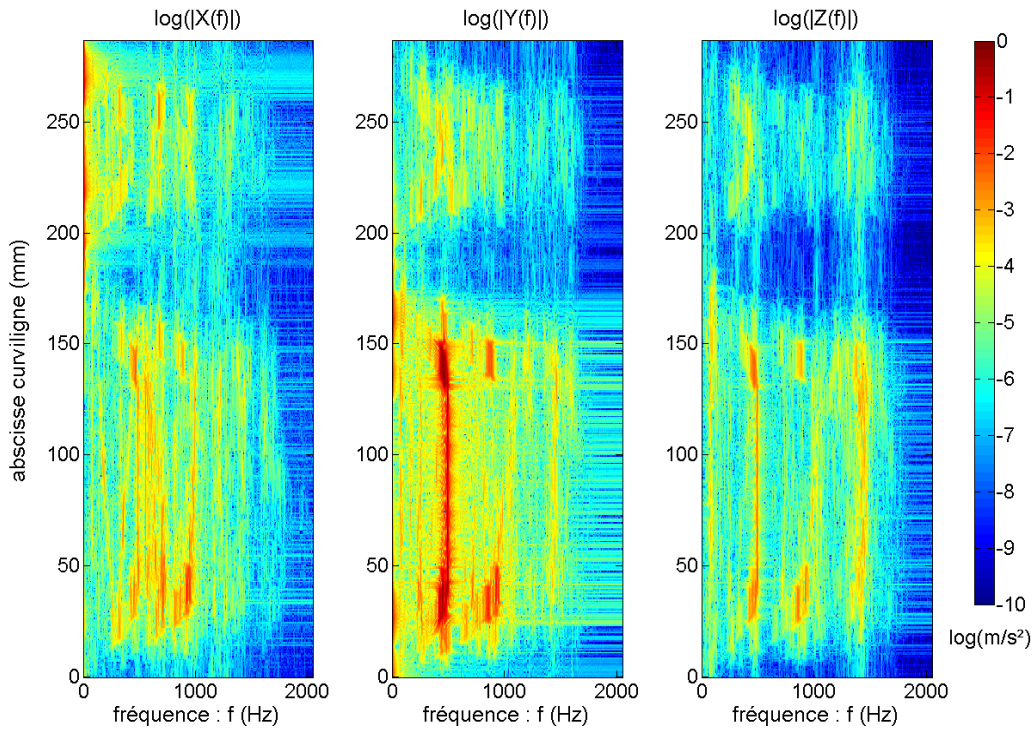


Figure 2.43. Comparaison des 3 accéléromètres du groupe 1 (V=10m/min)

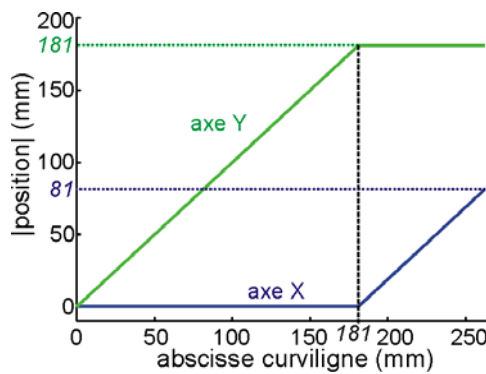


Figure 2.44. Evolution des positions des axes X et Y

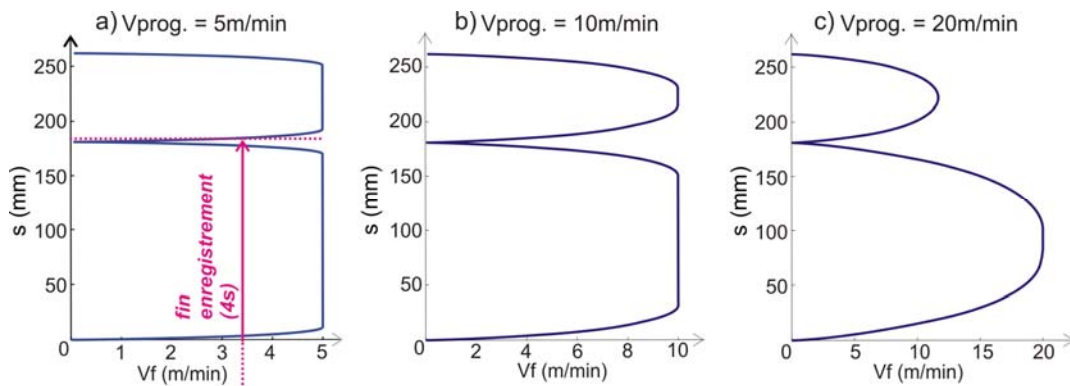


Figure 2.45. Représentation verticale de l'évolution de la vitesse pour le passage de coin

Afin d'observer l'influence de la vitesse, trois valeurs ont été comparées : 5m/min, 10m/min et 20m/min (Figure 2.45). Les comparaisons concernent l'accéléromètre mesurant l'accélération suivant la direction Y (Figure 2.46). Un premier constat montre que plus la vitesse est élevée plus la structure est excitée sur une bande de fréquences large. En effet, à 5 m/min, les 3 bandes de fréquences situées à

70Hz, 230Hz et 460Hz sont les plus sollicitées alors qu'à 20 m/min, la bande de fréquences est très élargie et il y a une excitation non négligeable sur l'ensemble des fréquences variant de 600 à 950 Hz. Les excitations des fréquences 230Hz et 460Hz sont toujours très remarquées. Ainsi, les fréquences excitées sont d'autant plus élevées que la vitesse l'est aussi. L'axe n'ayant pas le temps d'atteindre la vitesse consigne de 20m/min, l'allure des fréquences excitées est en forme d'arc, à l'image de l'évolution de la vitesse (Figure 2.45c). Les évolutions des excitations en termes de fréquence sont visibles pour les vitesses élevées (10 et 20 m/min). Cela peut être cohérent vis à vis de la source de l'excitation sachant qu'il faut plus de temps d'accélération de l'axe avant d'atteindre la vitesse programmée. Pour la vitesse de 5m/min, la vitesse programmée est atteinte rapidement, et en conséquence, la principale fréquence excitée, toujours située vers 500Hz, reste identique lorsque la vitesse est constante.

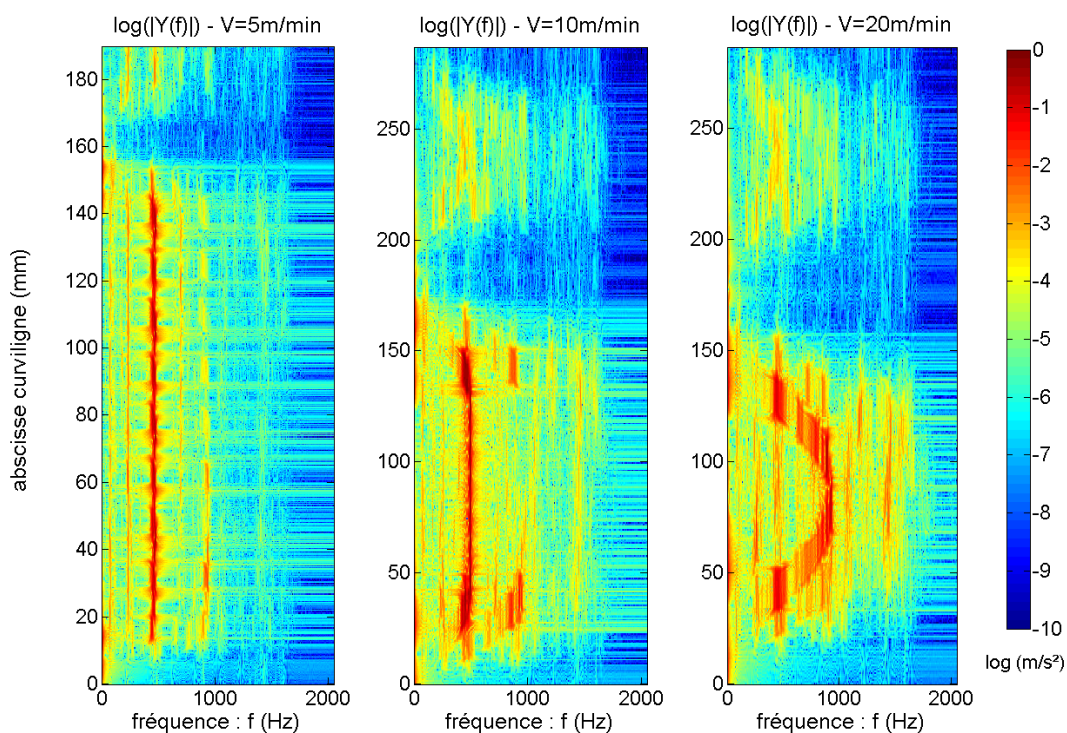


Figure 2.46. Influence de la vitesse – accéléromètre Y

D'après cette analyse qualitative, nous pouvons admettre que les fréquences excitées varient fortement en fonction de la vitesse. Les principales fréquences excitées sont d'un ordre élevé, et ne correspondent pas automatiquement à des modes propres de la structure de la machine, qui sont plutôt situés à des basses fréquences (0 – 500Hz), comme le suggère [ALTINTAS et al. 05], et comme les essais d'impacts marteau l'ont également démontré. Les moyennes fréquences semblent être corrélées aux vibrations générées par les éléments roulants des différents composants mécaniques servant au guidage des liaisons pilotées.

5.1.2.c. Analyse du passage de la courbe B-Spline

Les essais sont effectués avec une vitesse d'avance de 10m/min, l'objectif est d'analyser l'influence du format de description sur l'évolution du contenu fréquentiel en fonction de l'abscisse curviligne.

La trajectoire B-Spline est décrite via un format de description polynômial de type B-Spline. La vitesse d'avance programmée est de 10 m/min. Comme précédemment, la fréquence d'échantillonnage retenue pour l'acquisition est de 4096Hz. La durée de l'enregistrement est de 8s. Les paramètres pour le calcul du spectre sont identiques : $n_p=50$ et $n_f=512$. Les résultats relatifs aux 3 accéléromètres du groupe 1, sont présentés sur la Figure 2.47.

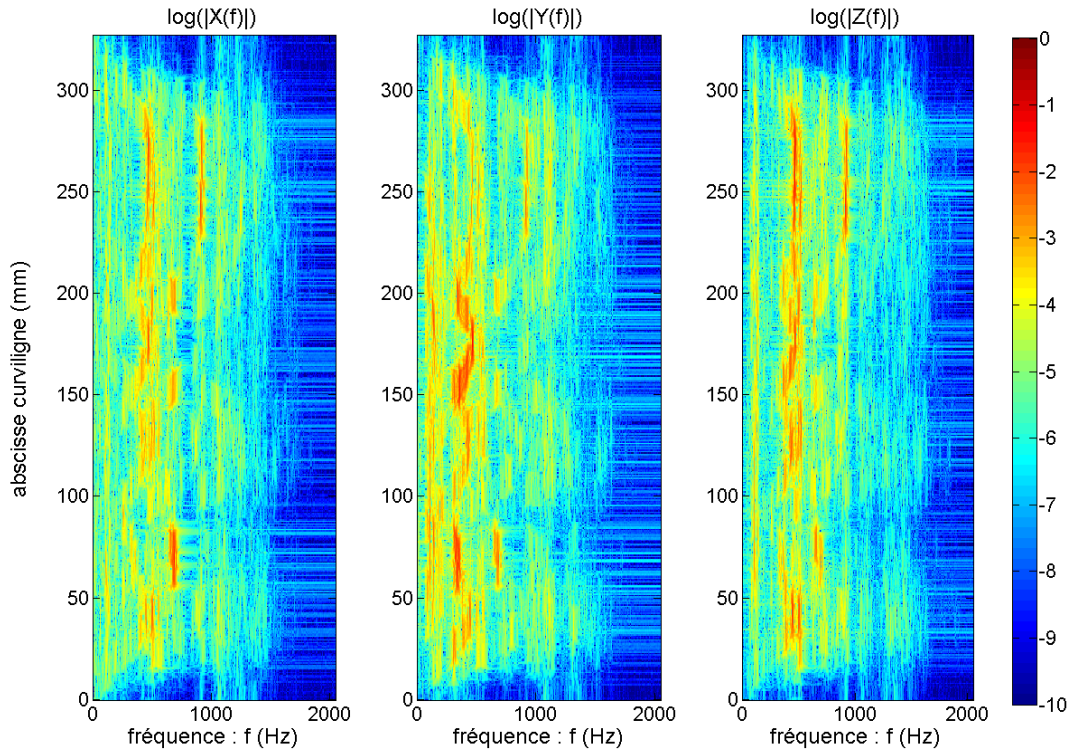


Figure 2.47. Evolution du spectre dans le cas d'un format de description polynômial (SPLINE-Siemens)

Si la vitesse tangentielle mesurée le long de la trajectoire reste pratiquement constante partout, les vitesses axiales des deux axes X et Y varient en passant de valeurs positives à négatives (Figure 2.48). Cet aspect est visible sur les trois accéléromètres, où les fréquences les plus excitées évoluent constamment en fonction de l'abscisse curviligne. Ces fréquences restent toujours dans le domaine des moyennes fréquences (de l'ordre de 200 à 1200Hz, ici). Comme dans le cas du passage du coin, les trois accéléromètres enregistrent des vibrations, mais avec des amplitudes moins importantes (l'échelle logarithmique est la même que précédemment). Les valeurs des fréquences les plus excitées s'expliquent par les mêmes raisons qui ont été évoquées pour le passage du coin : composants internes des liaisons pilotées, qui sont sources de vibrations moyennes fréquences. La même trajectoire décrite dans un format circulaire (G2, G3), selon la méthode bi arcs décrite dans [YANG 02] donne les mêmes évolutions.

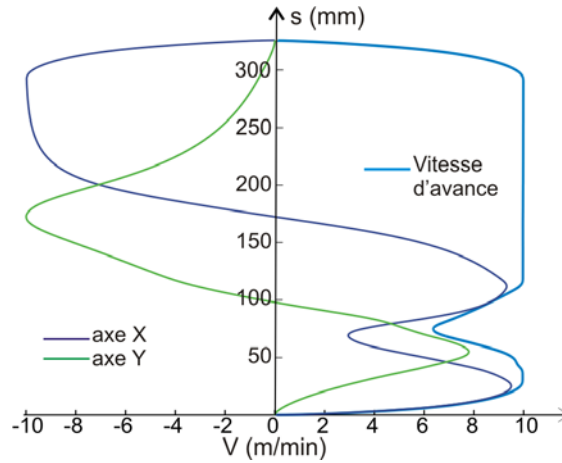


Figure 2.48. Evolutions des vitesses pour la trajectoire B-Spline (format de description B-Spline)

Nous proposons, afin d'évaluer qualitativement l'impact du format de description de la trajectoire d'exécuter la trajectoire avec un format de description linéaire en considérant deux configurations. La première avec une description en 80 segments et la deuxième avec une description en 40 segments. Les vitesses d'avance de chaque configuration sont présentées sur la Figure 2.49. L'évolution des réponses fréquentielles est présentée pour les directions de mesures X et Y, correspondant aux directions des deux axes mis en mouvement (Figure 2.50). Le franchissement des discontinuités entre chaque segment, généré dans le programme d'usinage, pour ne pas dépasser les contraintes cinématiques de la machine génèrent des vitesses faibles, tout particulièrement dans le cas de l'interpolation à 40 segments pour laquelle seulement 190mm sur la trajectoire ont été parcourus en pendant le temps d'enregistrement (Figure 2.49). Ainsi, les niveaux vibratoires les plus importants se situent à plus basses fréquences avec des amplitudes beaucoup plus faibles, que dans le cas où la trajectoire a été exécutée avec un format de description B-Spline.

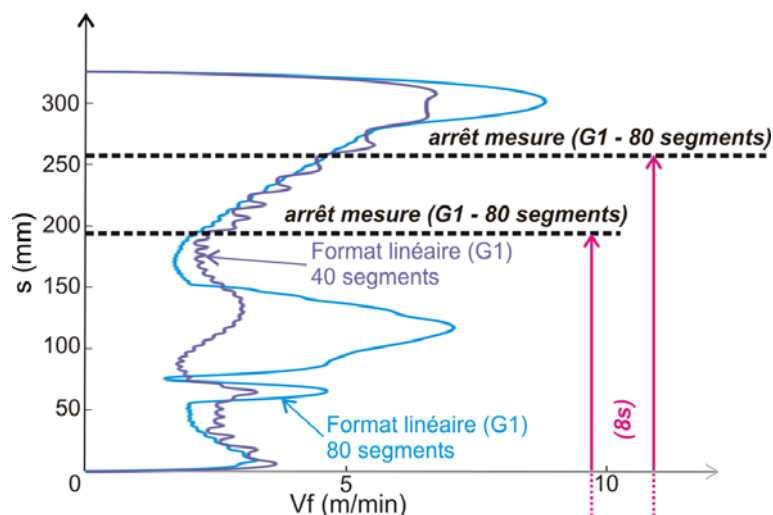


Figure 2.49. Evolutions des vitesses pour la trajectoire B-Spline (formats de description linéaire)

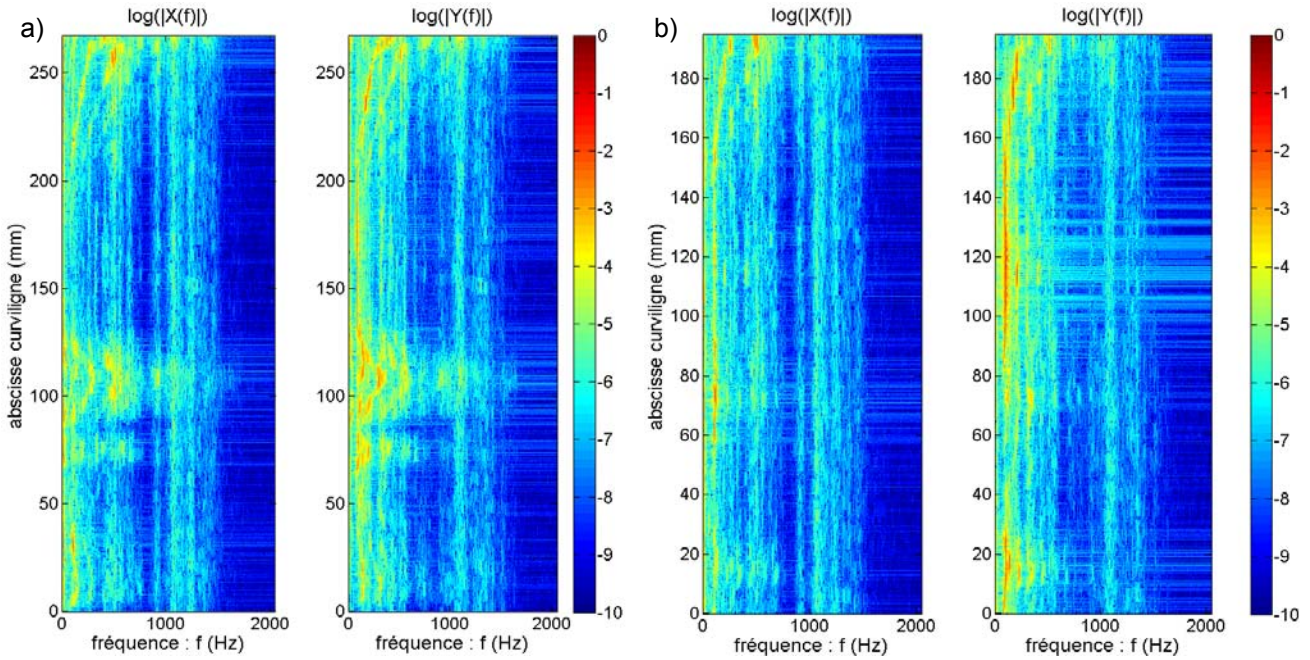


Figure 2.50. Evolution du spectre dans le cas d'un format de description linéaire (G1)
 a) 80 segments – b) 40 segments

En conclusion, le format de description impacte significativement les niveaux vibratoires de la structure, même s'il n'y a pas trop de corrélations directes entre les deux. Il sera retenu pour ces essais de mesure de niveaux vibratoires en réponse à une sollicitation par exécution de trajectoire, que l'ensemble de la structure est sollicitée, car tous les accéléromètres, y compris ceux qui ne sont pas solidaires de la broche qui est mise en mouvement (groupes 2, 3, et 4), renvoient également des accélérations non nulles. Cependant, dans la plupart des cas, les fréquences les plus excitées sont plus élevées (moyennes fréquences) que les fréquences liées aux modes propres de la structure (basses fréquences). Par ailleurs, parmi les paramètres qui peuvent influencer le comportement de la structure en cours d'exécution de trajectoires recensés sur la Figure 2.51 (vitesse et format de description, jerks et accélérations maximales, gains des boucles de régulation, activation ou non des anticipations), plusieurs expériences ont démontré que les deux paramètres qui ont une importance significative sur l'évolution du spectre sont la vitesse et le format de description.

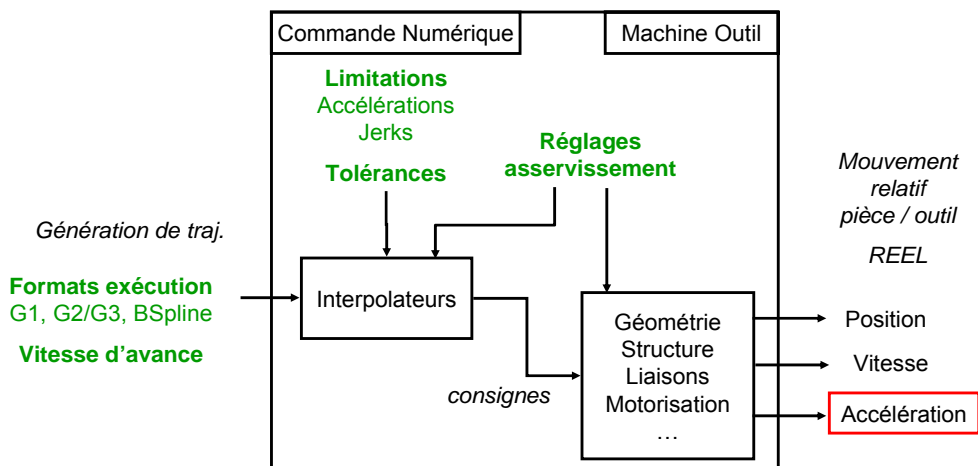


Figure 2.51. Paramètres réglables influant l'exécution de la trajectoire

5.2 Modélisation pour la prédiction des écarts [PREVOST et al. 11]

L'approche par modélisation a pour objectif d'établir un modèle permettant la prédiction des écarts sous un chargement donné en « accélération ». L'étude porte ainsi sur l'évaluation des déformations de la machine, en ne considérant dans un premier temps uniquement les 3 mouvements de translation associés aux axes X, Y et Z. Dans la suite, les notations du schéma de la Figure 2.52 sont utilisées. Le bâti constitue l'ensemble « base » noté (S_1) ; l'axe X, l'ensemble « portique », noté (S_2) ; l'axe Y, l'ensemble « bélier », noté (S_3) et l'axe Z, l'ensemble « coulant », noté (S_4) .

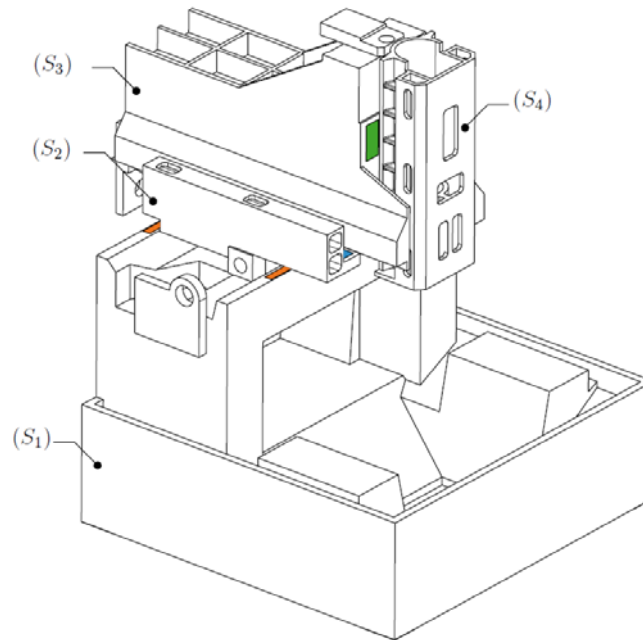


Figure 2.52. Architecture de la machine et nom des axes

Nous proposons dans cette section de présenter la démarche de choix et de modélisation mise en place pour les structures UGV dites sérielles. Le modèle est ensuite, après validation, exploité pour évaluer le comportement dynamique de la structure et le déplacement résultant de la pointe outil, lors d'une excitation donnée par le suivi de trajectoire.

5.2.1 Modélisation dynamique de structure et des défauts associés

Les différentes techniques de modélisation des structures pour la simulation des écarts géométriques sous chargement dynamique peuvent être regroupées en quatre catégories, avec chacune ses avantages et inconvénients : de type masses concentrées, de type multi-corps solides reliées par des liaisons souples, de type Eléments Finis (E.F) ou de type hybride mélangeant les 3 précédentes [ZHANG et al. 03], [ALTINTAS et al. 05], [ZAEH et al. 07]. Des travaux cherchent à réduire le nombre d'éléments composant les modèles, pour simuler le comportement dynamique de la machine en fonction de différentes positions spatiales qu'elle peut prendre [DE FONSECA 98], tandis que d'autres auteurs cherchent à modéliser en détail certains composants de la machine, comme les vis à billes, par exemple, qui interviennent dans les liaisons [ZAEH et al. 04].

Dans notre cas, une modélisation de type hybride est retenue. La complexité géométrique des solides et la souplesse induite par les nombreuses liaisons nécessite une approche hybride associant la déformation des corps par E.F. et la modélisation de toutes les liaisons. Ainsi, le modèle est constitué de :

- une modélisation E.F. pour chaque sous ensemble de solide correspondant aux axes,
- des liaisons élastiques linéaires au niveau de chaque patin de liaison glissière,
- un modèle poutre pour chaque entraînement par vis à billes,
- des masses concentrées pour les composants et éléments spécifiques de la structure.

La modélisation des solides S_1 , S_2 , S_3 et S_4 est réalisée avec le logiciel de CAO CatiaV5® sur une géométrie mesurée. Les positions relatives des axes et des patins des liaisons glissières sont paramétrées pour représenter l'ensemble des configurations machine correspondant au volume de travail. Les volumes sont maillés à l'aide de tétraèdres (Figure 2.53). L'interpolation utilisée est de type linéaire.

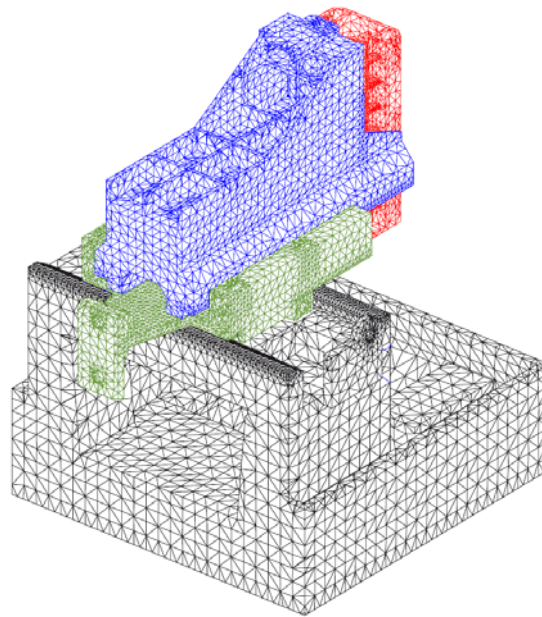


Figure 2.53. Modèle éléments finis réalisé

Chaque liaison glissière de direction \vec{n}_{ij} est réalisée par 6 patins à rouleaux pré-chargés disposés sur deux rails parallèles. Chacun de ces patins peut être modélisé localement comme une liaison sphère-cylindre élastique entre les axes (Figure 2.54). Chaque liaison glissière est donc composée de 6 liaisons sphère-cylindre élastiques placées en parallèle. Du point de vue éléments finis, ces liaisons élastiques entre les degrés de libertés sont imposées avec une vision maître-esclave. Dans la zone du patin situé sur l'axe (S_i), les degrés de liberté des nœuds P_i sont associés à un nœud maître M_i de sorte que (2-21) :

$$\overline{u(Pi)} = \overline{u(Mi)} + PiMi \wedge \overline{\theta(Mi)} \quad (2-21)$$

dans laquelle les six degrés de libertés du nœud maître Mi sont décrits par les vecteurs déplacements $\overline{u(Mi)}$ et rotation $\overline{\theta(Mi)}$. La même relation est imposée entre les nœuds de l'axe (S_j) et le nœud Mj . Enfin, les nœuds maîtres Mi et Mj sont liés par des éléments élastiques linéaires permettant de transmettre un effort selon les axes orthogonaux à la direction de la liaison glissière $\overline{n_{ij}}$, mais aucun moment.

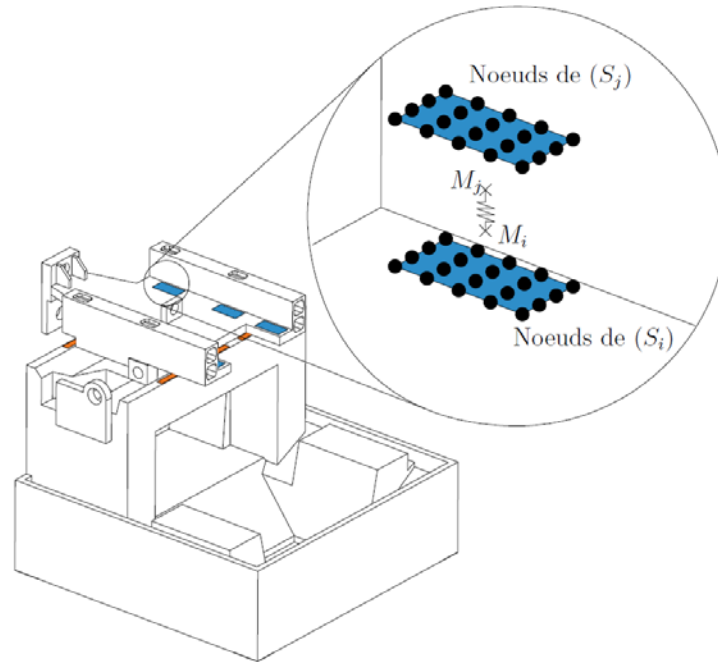


Figure 2.54. Construction d'une liaison sphère cylindre élastique entre les solides (S_i) et (S_j)

Chaque vis à billes est modélisée comme une poutre (Figure 2.55) et maillée à l'aide d'éléments linéaires. Les liaisons entre chaque vis à billes (V_{ij}) et les deux axes, (S_i) et (S_j), qu'elle relie sont considérées comme rigides. La liaison hélicoïdale entre l'écrou et la vis est modélisée comme une rotule (faible longueur de guidage) de sorte qu'il n'y ait pas de couplage entre la rotation de la vis et la translation de l'écrou. Les surfaces d'appui dans les pièces volumiques sont rigidifiées, et le vecteur déplacement d'un nœud Pi de cette surface est tel que, pour une liaison rotule (2-22) :

$$\overline{u(Pi)} = \overline{u(Mi)} \quad (2-22)$$

Avec Mi le nœud centre de la liaison sur la vis, dont les six degrés de liberté sont décrits par les vecteurs déplacement $\overline{u(Mi)}$ et rotation $\overline{\theta(Mi)}$.



Figure 2.55. Modélisation des liaisons entre les axes (S_i) et (S_j) et la vis à billes (V_{ij})

La broche logée dans l'axe Z, la table (non représentée) et les moteurs actionnant les vis à billes sont modélisés par une « rigidification » de leur support et une masse. Les inerties de ces différents éléments ne sont pas prises en compte. La liaison de la machine avec le sol est réalisée à l'aide de patins isolants. Ces patins sont modélisés par une « rigidification » de la zone du bâti en contact avec eux et un appui élastique possédant trois raideurs en translation et aucune raideur en rotation.

5.2.2 Analyse modale et validation du modèle

Une fois le modèle défini, et pour un jeu de paramètres structuraux donnés, les modes de la structure complète sont calculés dans une bande de fréquence comprise entre 0 et 400 Hz. Les modes observés dans cette bande de fréquence peuvent être classés en 4 catégories (Figure 2.56) :

- les modes déformant uniquement les appuis élastiques : Figure 2.56a,
- les modes globaux déformant la structure : Figure 2.56b,
- les modes locaux déformant une partie d'un des axes (supports moteur notamment) : Figure 2.56c,
- les modes locaux déformant les vis à billes (modes doubles généralement) : Figure 2.56d.

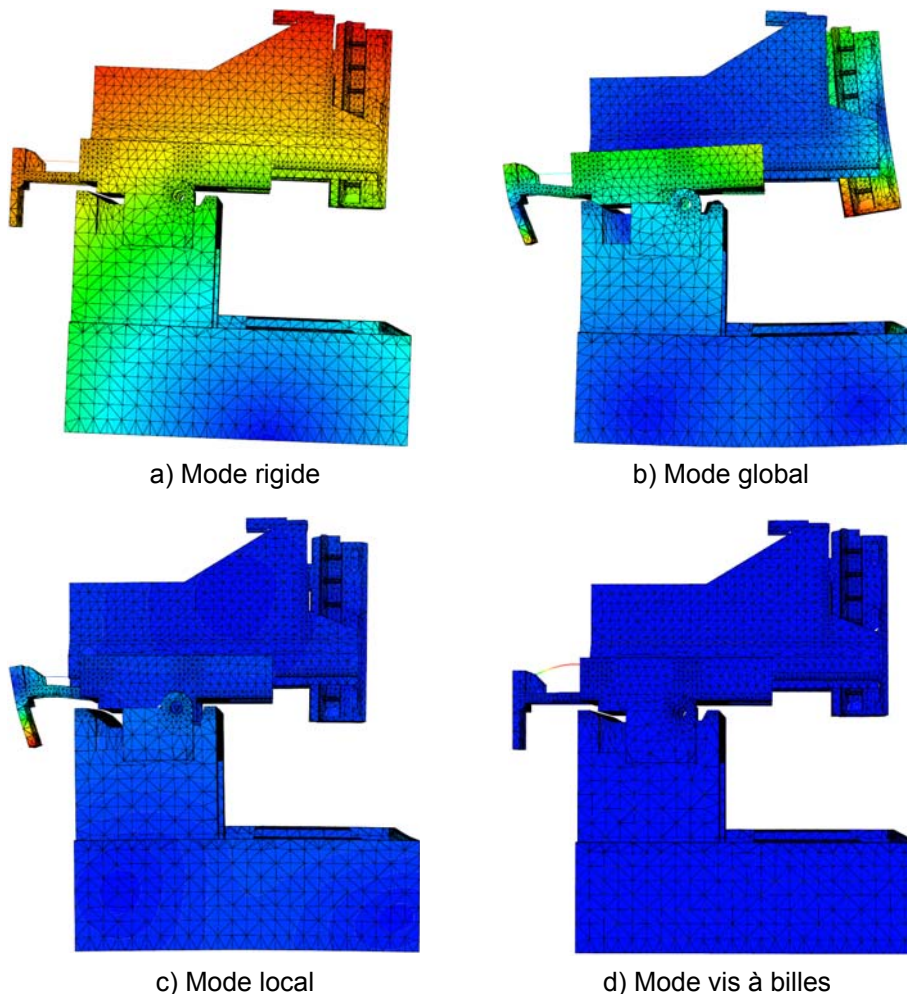


Figure 2.56. Exemples de modes calculés sur la structure complète

Une étude de convergence a été effectuée. Elle montre que lorsque l'on calcule les principaux modes globaux déformant la structure en fonction de la taille de maille, les fréquences propres varient très peu à partir d'une taille de maille de 20mm qui est donc suffisante pour mener les différents calculs. 30000 degrés de liberté (ddl) composent le modèle final. Dans la bande de fréquence [0-400Hz], 30 modes ont été calculés. Comme nous l'avons constaté par expérimentation, tous les modes propres de cette bande de fréquence ne sont pas excités lors de l'exécution de trajectoire. Les expérimentations l'ont déjà montré. Ceci est du au fait que la structure de commande industrielle de chaque axe est pourvue de nombreux filtres numériques, coupe bande ou passe bas (Annexe I). Ces filtres agissent directement sur les consignes de vitesse et de courant appliquées au moteur. Généralement, la structure globale de l'asservissement réalise un filtre passe bas lissant le mouvement effectif de chaque axe ([PREVOST 08]).

5.2.3 Modélisation des écarts liés à la dynamique

Afin d'évaluer les déviations centre outil engendrées par la déformation de la structure, les sollicitations choisies doivent représenter le comportement cinématique pour des trajectoires sollicitant fortement les axes, c'est à dire possédant des vitesses et accélérations élevées. Le passage de coin étudié précédemment permet, d'atteindre des niveaux d'accélération élevés, pour un profil cinématique limité par le jerk.

5.2.3.a. Modélisation du chargement

En supposant que le comportement dynamique de la machine varie peu sur l'espace de travail balayé lors de chacune des phases d'accélération, chaque solide (S_i) correspondant aux axes est soumis à un champ d'accélération donné orienté par la trajectoire outil/pièce et imposé par la motorisation des axes. On a donc (2-23) :

$$\overrightarrow{\Gamma(S_i / S_1)} = \sum_{j=2}^i \ddot{u}_{d,j-1} \vec{n}_{j-1} \quad \forall i \in \{2, 3, 4\} \quad (2-23)$$

Le champ de déplacement recherché est la somme d'un ensemble de mouvements de corps rigides et d'un champ déformant la structure et peut être écrit de la façon suivante :

$$\overrightarrow{U(M, t)} = \overrightarrow{u(M, t)} + \sum_{j=2}^i \ddot{u}_{d,j-1} \vec{n}_{j-1} \quad \forall i \in \{2, 3, 4\} \quad (2-24)$$

L'équation d'équilibre éléments finis donne (2-25) :

$$[K]\{U(t)\} + [C]\{\dot{U}(t)\} + [M]\{\ddot{U}(t)\} = \{0\} \quad (2-25)$$

L'équation (2-25) donne au final en la combinant avec l'équation (2-24) :

$$[K]\{u(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [M]\{\ddot{u}(t)\} = -[M]\{\ddot{u}_d(t)\} \quad (2-26)$$

$\{\ddot{u}_d(t)\}$ est le champ d'accélération défini sur chacun des axes (S2), (S3), (S4) par les vecteurs $\overline{\Gamma(S_i/S_1)}$. L'hypothèse est faite ici que les termes $[C]\{\dot{u}(t)\}$ sont négligeables devant les termes d'inertie. Afin de réduire le coût de calcul associé à la résolution du système différentiel (2-26), le champ de déplacement $\{u(t)\}$ est cherché dans la base modale $[\Phi]$ de dimensions $n_{ddl} \times n_{modes}$, sous la forme :

$$\{u(t)\} = [\Phi]\{q(t)\} \quad (2-27)$$

L'équation d'équilibre formulée en (2-26), peut alors être réécrite sous sa forme réduite :

$$[K_r]\{q(t)\} + [C_r]\{\dot{q}(t)\} + [M_r]\{\ddot{q}(t)\} = -[\Phi]^T [M]\{\ddot{u}_d(t)\} \quad (2-28)$$

Les quantités $[X_r]$ sont définies par la relation (2-29) :

$$\{X_r\} = [\Phi]^T \{X\} [\Phi] \quad (2-29)$$

Dans le cas où $[C]$ est une combinaison de $[K]$ et $[M]$, et puisque les modes sont orthogonaux, un total de n_{modes} équations différentielles découplées est à résoudre. En introduisant une discrétisation temporelle ayant pour but de représenter la variation temporelle du second membre et la solution elle-même, la résolution est effectuée dans un schéma d'intégration explicite sur chaque pas de temps. Une fois que les termes $\{q(t)\}$ sont calculés, le champ de déplacement $\{u(t)\}$ est obtenu via la relation (2-25).

5.2.3.b. Ecart et cartographie des défauts

La modélisation du chargement est appliquée dans le cadre du passage du coin. Nous nous intéressons au passage immédiat du point anguleux, qui équivaut à une étude d'une durée de 0,8s. La portion de trajectoire, ainsi que les accélérations de chacun des deux axes sont présentées sur la Figure 2.57.

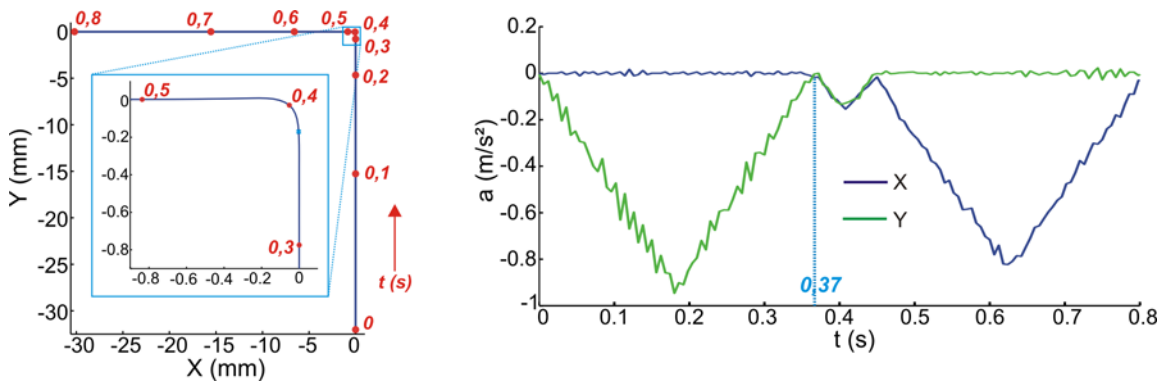


Figure 2.57. Géométrie de la trajectoire et chargements en accélération correspondants

Au voisinage d'une configuration articulaire donnée, le calcul donne les évolutions temporelles des déplacements du point centre de l'outil lié rigidement à la broche et d'un point géométriquement

identique au précédent mais lié rigidement à la table. Le déplacement relatif de ces deux points donne alors l'image de l'écart outil/pièce au niveau de la trajectoire. L'écart en déplacement de ces points, projeté sur les axes X et Y et superposé aux déplacements des axes mesurés via les règles de mesure conduit finalement à la trajectoire réelle du centre de l'outil dans le plan (X ; Y). L'écart entre ces déplacements est tracé sur la Figure 2.58.

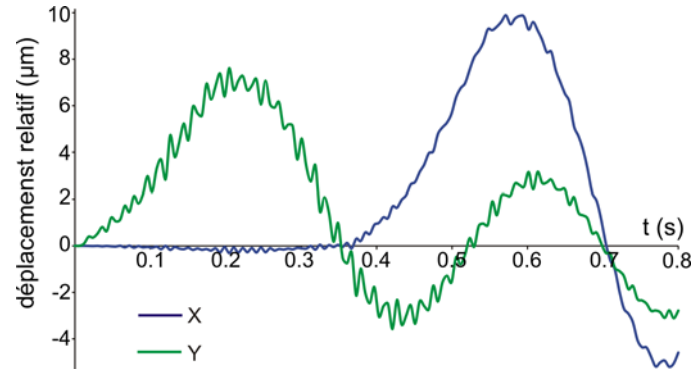


Figure 2.58. Projection des écarts centre-outil simulés pour un passage de coin

Les oscillations de la courbe verte correspondent à la décélération de l'axe Y à l'arrivée du coin, puis à $t = 0,35s$, l'axe X démarre en accélérant (courbe bleue) alors que les oscillations de l'axe X sont amorties progressivement. Il est alors possible d'évaluer le défaut maximal engendré par la déformation de la structure en faisant varier la position de la broche dans l'espace de travail de la machine. La Figure 2.59-gauche présente l'évolution de la déviation maximale suivant X de la trajectoire réelle vis à vis de la trajectoire issue des positions codeurs. La Figure 2.59-droite présente la même évolution, mais suivant Y. Le défaut calculé sur X ou Y dépend peu de la position de l'axe X. Par l'influence de la position de l'axe Y est beaucoup importante. Ces résultats semblent cohérents avec la structure sérielle de la machine sur laquelle l'axe Y est en porte à faux.

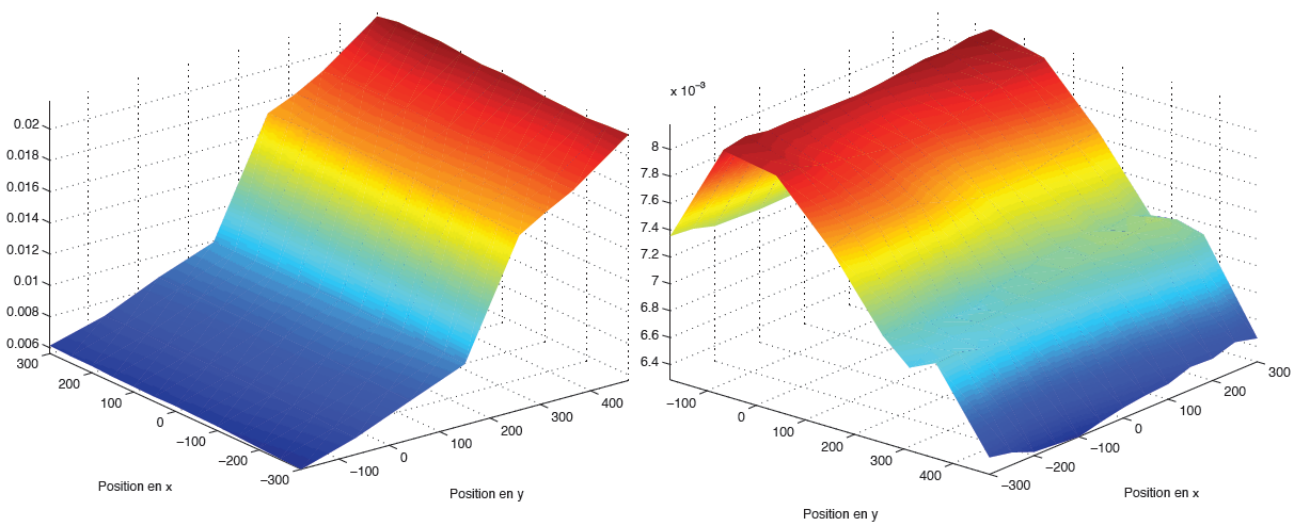


Figure 2.59. Composantes x et du défaut maximal en fonction de la position dans l'espace de travail XY

5.2.4 Bilan sur le modèle

La modélisation hybride des composants de la structure du centre Mikron UCP710 proposée permet de mettre en évidence un certain nombre de modes propres dans la plage [0-400Hz] en simulant les modes globaux et mouvements des corps associés. En rapport avec les lois de commande utilisées pour l'exécution de trajectoire, la résolution du problème dynamique dans la base modale permet de simuler le déplacement de la pointe de l'outil au cours du temps. Il est alors possible de déterminer, dans l'espace de travail de la machine, où se situe le plus grand défaut de positionnement de l'outil par rapport à la pièce à usiner. Il faut néanmoins noter que le modèle utilisé mériterait d'être recalé à partir d'essais complémentaires statiques et/ou dynamiques sur la structure réelle ou sur des composants. En effet, les paramètres de rigidité des patins, des liaisons glissières, ou des liaisons entre vis et axes sont relativement mal connus. Par ailleurs, les niveaux d'amortissement modaux sont eux aussi à déterminer expérimentalement. La Figure 2.60 illustre les différences des FRF obtenues avec le modèle avec celles mesurées pour un accéléromètre. Si le nombre de modes propres est cohérent avec les valeurs mesurées, nous pouvons constater un certain déphasage entre les fréquences propres. Le type de modélisation choisi semble cohérent, dans la mesure où les premiers résultats obtenus sans recalage sont corrects. Le raffinement de ce modèle nécessite maintenant une meilleure connaissance ou détermination des paramètres de masse, rigidité et amortissement.

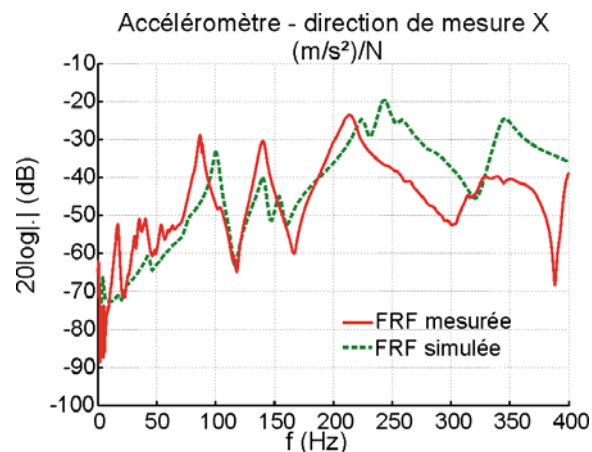


Figure 2.60. Comparaison de FRF mesurée et obtenue par le modèle

Ainsi avec une connaissance plus fine des paramètres liés aux matériaux, il serait possible de relier le comportement dynamique basse fréquence de la structure avec plusieurs traitements amonts, tels que la géométrie de la trajectoire, les lois de commandes utilisées pour l'interpolation en temps réel et les asservissements des axes qui sont autant de points d'entrée pour régler le comportement de la machine. D'autre part, un tel modèle peut également être utilisé au niveau de la conception des centres UGV pour dimensionner au plus juste la géométrie et les masses des axes tout en gardant une structure suffisamment rigide pour atteindre des caractéristiques cinématiques élevées sans se déformer. Le modèle développé concerne le centre UGV du laboratoire. Ce modèle comporte donc des paramètres spécifiques à la machine (géométrie, paramètres structuraux). Les résultats obtenus par l'utilisation de ce modèle (ordre de grandeur des écarts et leur évolution dans l'espace de travail),

atteste la validité de la démarche. Pour effectuer cette application sur un autre centre d'usinage, il est nécessaire de réévaluer les paramètres intrinsèques à chaque machine, mais la méthode (modélisation hybride, identification, principe de prédiction des écarts...) et les modèles de comportement élémentaires (liaisons, entraînements...) peuvent être conservés.

5.3 Synthèse

Nous avons pu constater au travers de cette étude que l'évaluation des écarts de structure sous sollicitations dynamiques demeure difficile. Pour des systèmes très rigides, comme une machine outil à structure sérielle, l'évaluation directe, à partir d'accéléromètres n'est pas possible. En effet, la grandeur mesurée étant une accélération, l'évolution de la position peut être évaluée par une double intégration des signaux acquis, avec nécessité d'utiliser un autre moyen de mesure pour coupler les résultats de mesure [CANO et al. 08]. Néanmoins, l'influence de quelques paramètres, comme la vitesse d'avance ou le format de description de la trajectoire, sur les vibrations de la structure en mouvement a pu être constatée. L'autre voie d'exploration avec la mise en œuvre d'un modèle représentatif de la dynamique de la structure nécessite une connaissance approfondie d'un nombre élevé de paramètres, sachant que pour appliquer la démarche à une autre machine, il est possible de construire un modèle similaire à partir de la nouvelle géométrie, des nouveaux paramètres, etc. En outre, de nombreux essais expérimentaux pour entre autre caractériser avec un maximum de précision les modes propres de la structure doivent être mis en œuvre. Nous nous intéressons dans la suite à l'étude des défauts au travers d'une évaluation globale ayant pour intérêt de constater directement l'impact de l'association de tous les écarts sur la trajectoire en bout d'outil. La distinction des différentes sources d'écarts est réalisable en combinant plusieurs essais.

6 Dissociation des défauts à partir d'une mesure globale

Dans ce cas la mesure n'est plus effectuée point à point, mais en mouvement continu avec des variations de vitesses sur les axes mis en mouvement. Les écarts identifiés incluent toutes les composantes de la chaîne d'exécution et le comportement statique et quasi-statique de la structure. Dans le cas de mesures sur des trajectoires, celles-ci doivent être adaptées au système de mesure mis en œuvre, pour inclure les axes de rotation dans le cas de machines à plus de trois axes de translation. D'autant que sur les centres d'usinage 5 axes, ce sont les deux axes de rotation qui génèrent le plus d'écarts de structure statiques ou dynamiques. Un système de mesure, tel le R-Test délivre des diagnostics sur l'origine des défauts de la [WEIKERT 04]. L'utilisation de ballbar en mesure de suivi de trajectoire en 5 axes est également une possibilité [LEI et al. 09]. La mise en œuvre expérimentale détaillée dans le §4.3.2 doit être adaptée en ne considérant plus une mesure en point à point mais une mesure continue. L'inconvénient du Ballbar est qu'il nécessite la mise en œuvre de trois expériences pour obtenir des résultats dans 3 directions de mesure, afin de reconstruire les écarts dans les 3 directions de l'espace. Ainsi, la tête de mesure *Capball* montée avec 3 capteurs capacitifs permet

d'identifier les défauts dans les trois directions de l'espace en avec une seule configuration de montage. Que ce soit avec le système *Capball* ou *Ballbar®*, une mesure point à point permet d'identifier les écarts de structure sous sollicitations quasi-statiques et une mesure en suivi de trajectoires intègre l'ensemble des écarts d'exécution, et de structure. La séparation des différents écarts est alors possible [SLAMANI et al. 10], [ANDOLFATTO 10]. La mesure des consignes et des positions au niveau des codeurs permettent d'identifier directement les écarts d'exécution. La mesure en point à point permet d'identifier les écarts de structure en quasi-statiques et d'identifier les paramètres de modèles pour la prédiction des défauts géométriques d'assemblage et de guidage. Ces modèles permettent dans le cas d'une mesure en suivi continu, à partir des positions articulaires de dissocier les écarts quasi statiques des écarts globaux. Le schéma proposé à la Figure 2.61 montre comment il est possible à partir de toutes ces données de dissocier les différentes sources d'écarts. La mesure point à point permet d'identifier les paramètres δq_m , respectivement δq_r , qui regroupent les paramètres des défauts de d'assemblage, respectivement les paramètres de défauts de mise en position du système de mesure (Ballbar ou Capball). P_x, P_y et P_z désignent les paramètres caractérisant les défauts de guidage si ceux-ci sont assimilés à des fonctions polynômiales [SLAMANI et al. 11]. La matrice de transformation associée à la direction de mesure du système de mesure est également évaluée dans une étape préliminaire si besoin. Les modèles ainsi identifiés permettent pour n'importe quelle configuration articulaire, lors de la mesure réalisée en suivi de reconstruire les écarts de structure sous sollicitations quasi-statiques ou dynamiques.

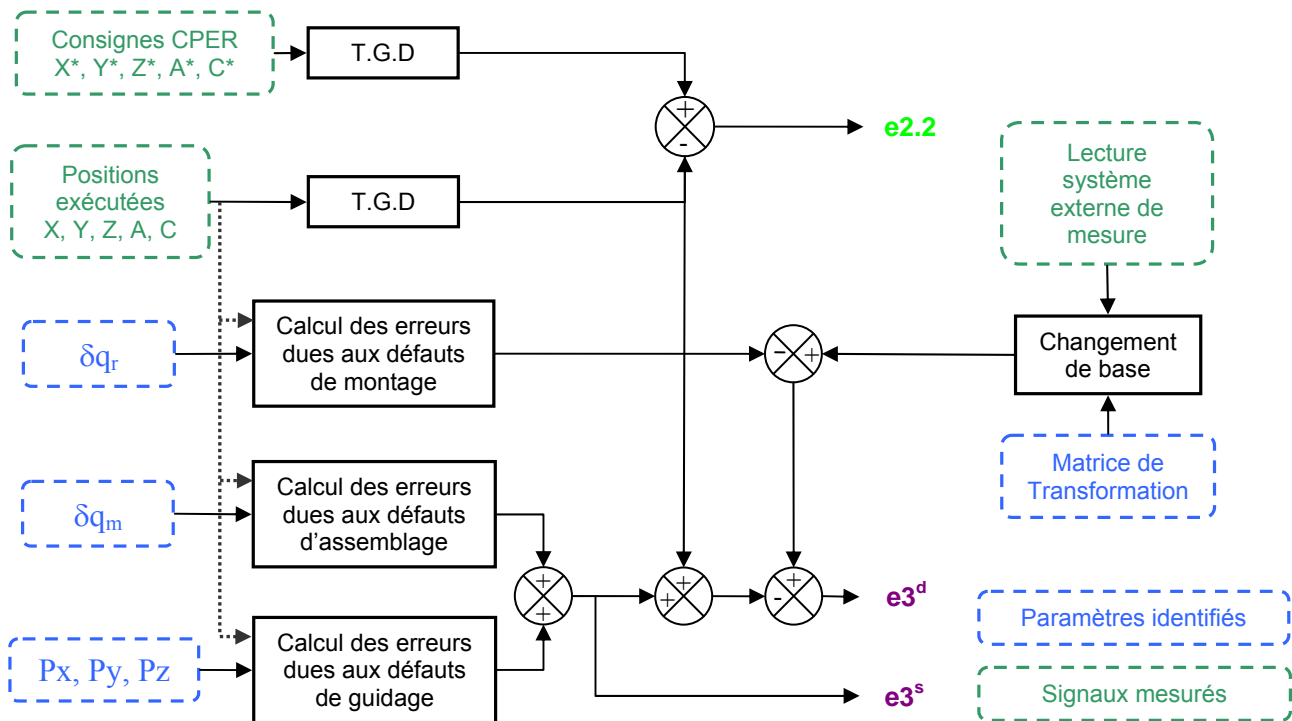


Figure 2.61. Dissociation des différentes sources d'écarts

7 Conclusions

Le passage de trajectoire FAO à la trajectoire effective est le résultat d'une succession d'étapes numériques ou physiques, auxquelles sont associés de multiples écarts. Les premières étapes de transformation de la trajectoire sont la génération des consignes par l'interpolateur de la CN et le suivi de ces consignes par les asservissements. Les écarts générés lors de ces deux étapes peuvent être identifiés grâce aux oscilloscopes de la CN. La trajectoire exécutée devient la trajectoire effective lorsque les positions réelles dans l'espace articulaire sont transformées par la géométrie réelle et par les déformations et vibrations de la machine. Les écarts de structure apparaissent alors et peuvent être distribués de manière différente si la trajectoire est exécutée à grande vitesse ou non.

Afin de caractériser l'impact de chaque source d'erreurs sur la trajectoire finale, une démarche d'identification par des systèmes de mesure internes ou externes à la commande numérique a été suggérée. Le Tableau 2.6 présente le type d'écarts qu'il est possible d'évaluer selon le choix d'un système de mesure et de la technique de mesure mise en œuvre dans ce deuxième chapitre, afin de comparer les possibilités qu'offrent chacun de ces systèmes et de montrer leur complémentarité.

Système de mesure & Type d'essai	écarts		e3 (structure)			
	e2.1	e2.2	e3 ^s		e3 ^d	
			e3.1 ^s	e3.2 ^s	e3.1 ^d	e3.2 ^d
Usinage d'une pièce test						
Laser Tracker en suivi de trajectoires						
Ballbar/Capball/R-Test en suivi de trajectoire						
Accéléromètres et intégration des accélérations en suivi de trajectoire						
Trace de servo CN : CPER	++					
Trace de servo CN : PR		++				
Ballbar/Capball en mesure statique point à point			+	++		
Accéléromètres avec excitation contrôlée (impact marteau)					+	++
Accéléromètres avec excitation en suivi de trajectoire					+	++

Tableau 2.6. Systèmes externes de mesures utilisés

Cette première approche souligne toutes les difficultés qui sont associées à la caractérisation des écarts du processus de transformation de la trajectoire. Nous avons pu constater que les écarts d'exécution liés à l'interpolateur et à la structure d'asservissement sur le centre d'usinage du laboratoire sont prépondérants sur l'écart résultant. Ainsi, nous proposons dans la suite la modélisation de la structure d'asservissement d'une machine outil à commande numérique industrielle (chapitre 3) et la mise en

œuvre d'une méthode numérique de compensation des écarts d'exécution qui s'appuie sur la modélisation précédente (Chapitre 4). Les écarts de structure étant particulièrement difficiles à appréhender, une solution de mesure adaptée, par *Capball* ou *Ballbar®*, avec une méthode de dissociation des écarts constitue une perspective intéressante permettant d'intégrer des modèles de prédiction des écarts de structure complets dans la méthode de compensation globale présentée dans la suite.

Chapitre 3

Modélisation des asservissements d'axe pour la prédiction des écarts

1 Introduction – [PREVOST et al. 08][PREVOST et al. 09][PREVOST et al. 10a]

Comme nous avons pu l'établir dans le chapitre précédent, chaque étape du processus global d'élaboration est source d'écarts, dont une part importante est due aux asservissements (commande d'axe). Les travaux présentés dans ce chapitre s'attachent donc à modéliser le suivi des consignes de déplacement par les asservissements dans l'objectif de prédire les écarts d'exécution et plus particulièrement la part des écarts dus au suivi des trajectoires par les asservissements. Le modèle d'axe est suffisamment simple et général structurellement pour être appliqué à tout centre d'usinage grande vitesse quelle que soit la nature des axes étudiés (translation ou rotation).

Après avoir rapidement balayé les éléments constitutifs des asservissements associés aux machines UGV modernes, nous présentons dans une première partie la modélisation des asservissements retenue et implémentée sous Matlab. La démarche ainsi que les méthodes mises en œuvre pour l'identification des paramètres associés au modèle d'axe sont détaillées. Des essais permettent de montrer la fidélité du modèle par rapport aux positions réelles mesurées via les codeurs de la machine. Cette validation repose sur des essais variés allant de l'exécution mono axe aux trajectoires multi-axes en 2D ou 3D.

Dans une seconde partie, nous présentons les applications possibles du modèle pour l'amélioration des performances en exécution de trajectoires. Nous montrons en particulier que la généricité et la simplicité du modèle permettent son utilisation pour l'implémentation numérique de diverses architectures de commandes avancées. En illustration, une commande de type prédictive généralisée ou GPC (Generalized Predictive Control) est étudiée et implémentée au sein de la boucle de position de chaque axe, mettant en avant les gains qui peuvent être apportés par de telles commandes. L'utilisation principale du modèle, détaillée en dernière partie du chapitre, concerne la prédiction des écarts d'exécution à partir des positions exécutées simulées et leur impact sur la géométrie des pièces fabriquées.

2 Structure et modélisation des asservissements

2.1 Principe d'asservissement d'un axe de machine outil

La structure d'asservissement implantée dans les centres d'usinage industriels est une structure de commande classique, dite « cascade », composée de plusieurs boucles imbriquées de dynamique croissante [MERY 97]. La structure de la commande d'un axe est représentée de manière simplifiée sur la Figure 3.1. Trois boucles internes avec des corrections externes, appelées anticipations, forment généralement la structure d'asservissement des cartes d'axe des machines UGV actuelles.

La boucle de courant, la plus interne, est formée par la partie électrique du convertisseur de puissance et du moteur. Elle comporte généralement un correcteur de type proportionnel intégral (P.I.) ; sa dynamique est élevée par rapport aux autres phénomènes intervenant dans le système. La période

d'échantillonnage dans cette boucle est très petite par rapport à celle des autres. Cet aspect entraîne de ce fait la réduction des effets des perturbations pouvant intervenir sur cette boucle. La boucle de vitesse, d'une dynamique un peu moins élevée incorpore également un correcteur de type P.I. Enfin la boucle de position inclut souvent un régulateur de position de type gain proportionnel. La période d'échantillonnage observée dans cette boucle externe correspond à celle de tous les autres traitements, comme l'échantillonnage des consignes issues des interpolateurs de la commande numérique, ou encore comme les calculs dans les boucles d'anticipations. Les boucles d'anticipation en vitesse et en accélération sont greffées à la structure originelle en cascade pour compenser des erreurs de traînage [LAMBRECHTS et al. 05].

Bien que de nouvelles structures ou de nouvelles stratégies d'asservissement aient été développées dans la communauté scientifique, les structures implantées dans les CN des centres UGV restent classiques et fermées.

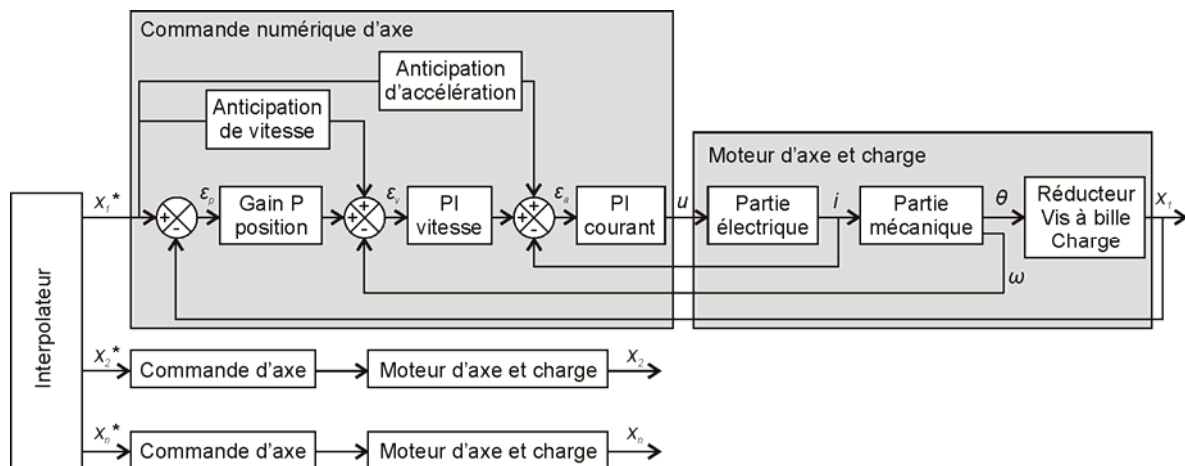


Figure 3.1. Commande numérique des axes

2.2 Détails de la modélisation

Le modèle retenu repose sur la structure définie sur la Figure 3.1. Il est basé sur des travaux de Dugas et Susanu. Dugas a en effet développé un outil de simulation de stratégies d'usinage dans lequel il s'intéresse à la modélisation des asservissements. Cette dernière, couplée à une modélisation du contrôleur, permet de comparer la trajectoire désirée à la trajectoire réellement obtenue, par calcul d'erreur de contour [DUGAS 02]. Il propose de modéliser les deux boucles de vitesse et de courant par une fonction de transfert linéaire du deuxième ordre et les anticipations par des constantes. Cette modélisation ne permet pas d'obtenir des valeurs assez précises par rapport aux valeurs des écarts que l'on souhaite simuler. Susanu, dans le cadre de ses travaux de doctorat, a présenté une première modélisation de l'asservissement des axes de translation du centre d'usinage Mikron UCP710 [SUSANU 05]. Son modèle permet d'avoir une première estimation des écarts d'asservissement qui donne des résultats cohérents, mais il est nécessaire de le raffiner pour obtenir plus d'exactitude et ainsi obtenir des valeurs d'écarts simulés équivalentes aux valeurs calculées à partir des grandeurs mesurées via les oscilloscopes de la CN [PREVOST 08]. Par rapport au modèle de Susanu, les chaînes

d'anticipation sont identifiées et modélisées. Enfin, la modélisation est basée d'une part sur les paramètres accessibles dans la CN, mais également sur une identification de paramètres numériques et physiques (inerties, frottement, anticipations, paramètres d'ajustements). L'identification expérimentale de ces paramètres permet alors d'améliorer le comportement du modèle par rapport aux structures originelles précédemment citées. Chaque axe est modélisé de manière indépendante considérant un certain nombre d'hypothèses détaillées ci-après.

La modélisation indépendante de chaque axe suppose de négliger les possibles phénomènes de couplage d'axes. Des études préalables traitant de ces phénomènes sur des machines assez spécifiques ont déjà été effectuées. Il s'agit par exemple de robots de soudage [RAMESH et al. 05] ou de machines à structure agile [BARRE et al. 02]. La prise en compte des couplages peut être nécessaire sur ces machines spécifiques pour lesquelles les positions des masses embarquées et la rigidité des axes peuvent influencer la dynamique de la machine au niveau de sa structure et modifier ainsi dans une moindre mesure la position et l'orientation relatives de l'outil par rapport à la pièce à usiner. Dans le cas des machines étudiées ici, de par leur structure sérielle, les possibles écarts géométriques induits par les couplages sont considérés comme infimes par rapport aux écarts des asservissements. Dans tous les cas, l'étude se concentre plus spécifiquement sur les positions générées en sortie des moteurs.

Les liaisons sont supposées parfaites et les solides sont considérés rigides non déformables. Ainsi les possibles jeux ou déformations ne sont pas pris en compte dans la modélisation.

Le modèle ainsi proposé est établi quelle que soit la nature de mouvement de l'axe (rotation ou translation) et quelle que soit la motorisation (rotatives ou linéaires). Les moteurs dans les deux technologies d'entraînement sont modélisés par des moteurs à courant continu, modélisation largement suffisante dans le cadre de l'étude des positions, vitesses et courants des axes. D'autres modélisations existent souvent basées sur la modélisation des champs magnétiques et utilisées pour des études plus approfondies sur le courant et la tension [REMY 06].

Considérant l'architecture de la machine, certains axes peuvent être soumis à la contribution de la pesanteur. Cet effet est alors pris en compte en ajoutant dans le modèle une charge résistante (couple ou force, suivant les natures des axes et des motorisations). Cette charge est constante pour des axes verticaux, mais peut dépendre de la position, par exemple pour une table rotative. De plus, des systèmes de compensation de pesanteur peuvent aussi exister et la modélisation de tels systèmes doit être étudiée suivant les choix technologiques des constructeurs et prise en compte dans le modèle en tant que charges résistantes au niveau du moteur.

Dans le but d'établir un modèle à la fois simple et générique, certains phénomènes physiques liés d'une part au comportement dynamique, comme la rigidité des liaisons, les jeux à l'inversion, les vibrations ; et d'autre part aux filtres numériques et de compensations ne sont pas modélisés à ce stade [GROß et al. 01], [SIEMENS], [WHALLEY et al. 06], [YEUNG et al. 06]. Néanmoins, pour prendre en compte ces phénomènes, des variables d'ajustements homogènes à des retards temporels notés α , β

et γ sont incluses dans le modèle. Elles interviennent dans la boucle de position et dans les chaînes d'anticipation.

L'implémentation du modèle dans le logiciel Matlab/SimulinkTM est présentée de façon simplifiée sur la Figure 3.2. Pour chacun des axes, l'entrée numérique du modèle est la Consigne de Position en Entrée de Régulateur (CPE), calculée par les interpolateurs de la commande numérique et qui est directement transmise aux cartes d'axe. Le choix de cette consigne bien spécifique repose essentiellement sur le fait qu'il est impossible de s'affranchir de nombreuses opérations numériques effectuées par la CN spécifiques d'un constructeur à un autre [BLOCH et al. 01], [SIEMENS]. La sortie principale du modèle est la Position Simulée (PS). D'autres variables internes peuvent être collectées durant la simulation : la Vitesse Simulée (VS) ou le Courant Moteur Simulé (CMS).

Dans la partie suivante, l'étape d'identification des paramètres du modèle est détaillée. Comme il a été précisé en amont, ce modèle peut être décliné à différents types de machines outils avec des structures ou des entraînements différents. La méthode d'identification a ainsi été testée sur deux des machines UGV précédemment citées : le centre UGV 5 axes Mikron UCP 710 du LURPA entraîné par des moteurs rotatifs synchrones, et pilotée par une CN Siemens Sinumerik 840D *power line*® et le centre UGV 3 axes DMG HSC75 linear, entraîné par des moteurs linéaires, et commandé par une CN Siemens Sinamics 840D *solution line*®. La version *solution line* est sensiblement identique à la *power line* mais plus récente. Pour des raisons de lisibilité, seule l'application au centre 5 axes est détaillée explicitement dans le mémoire.

CAC = Consigne Anticipatrice de Couple
 CAV = Consigne Anticipatrice de Vitesse
 CPER = Consigne de Position en Entrée de Régulateur
 PS = Position Simulée
 VS = Vitesse Simulée
 CMS = Courant moteur Simulé

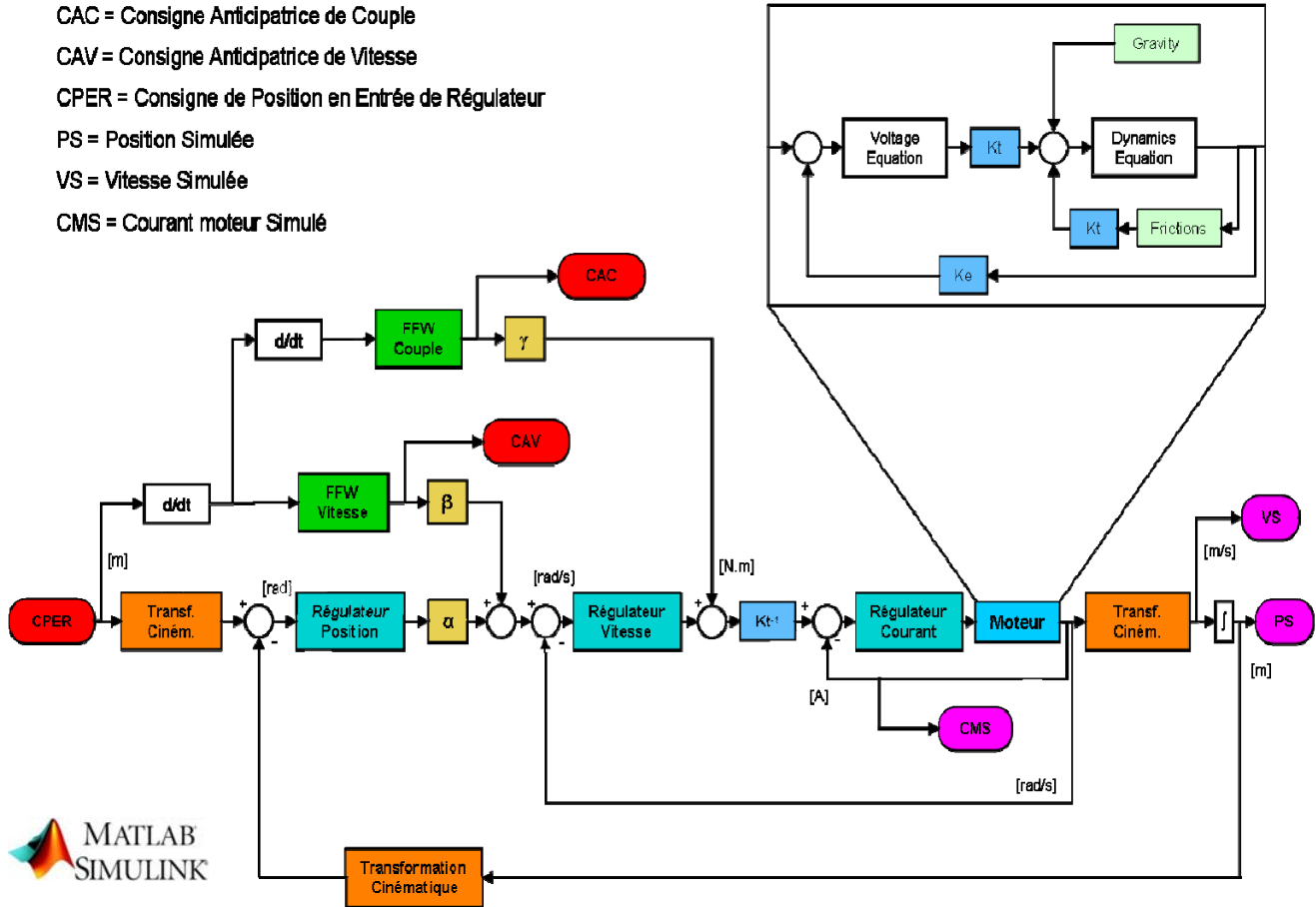


Figure 3.2. Implantation sous Matlab/Simulink®

3 Identification des paramètres du modèle

Dans cette partie, la méthode d'identification est présentée de manière explicite sur un axe de translation de la machine Mikron. Les différentes techniques d'identification (§3.1) et la modélisation de la motorisation de manière plus globale (§3.2) sont détaillées.

3.1 Technique d'identification

Plusieurs techniques d'identification associées à la modélisation d'axe de machine outil sont présentées dans la littérature. Certaines permettent l'identification à partir d'analyses fréquentielles en boucles ouvertes. Ces techniques sont évidemment faciles à mettre en œuvre s'il est possible de déconnecter les boucles de retour des asservissements (feedback). C'est le cas principalement sur des machines possédant une architecture suffisamment ouverte pour permettre l'extraction de tous les signaux dans la structure des boucles d'asservissement [ERKORKMAZ et al. 01b], [YEUNG et al. 06]. D'autres méthodes plus globales permettent à partir de l'exécution d'une trajectoire programmée en code G d'identifier tous les paramètres, comme les pôles, gains ou zéros qui interviennent dans une fonction de transfert globale modélisant le suivi [ERKORKMAZ et al. 07]. Cependant ces méthodes ne peuvent pas s'appliquer de manière simple à des centres industriels d'usinage possédant une architecture très fermée. Etant donné le faible nombre de signaux accessibles

(intensité, vitesses ou positions au cœur des boucles d'asservissement), ceux-ci doivent être mesurés par des appareillages externes souvent difficile à mettre en œuvre. Une autre alternative consiste à utiliser les fonctionnalités d'enregistrement des CN comme exposé au chapitre précédent.

Les signaux enregistrables depuis la C.N., utilisés pour l'identification, puis la validation de nos modélisations, sont recensés ci-dessous :

- Consigne de Position en Entrée de Régulateur : CPER dans le modèle,
- Consigne Anticipatrice de Vitesse : CAV dans le modèle,
- Consigne Anticipatrice de Couple : CAC dans le modèle,
- Position réelle mesurée, qui a pour équivalent la Position Simulée dans le modèle : PS,
- Vitesse réelle mesurée, qui a pour équivalent la Vitesse Simulée dans le modèle : VS,
- Courant réel mesuré, qui a pour équivalent le Courant Moteur Simulé dans le modèle : CMS.

Parmi les paramètres nécessaires au fonctionnement du modèle, certains sont directement disponibles dans des documents constructeur ou dans les bases de données de la commande numérique : il s'agit des coefficients électromécaniques du moteur, dont le choix de modélisation est décrit dans la suite, des transformations de mouvement (réducteurs, vis...) et des coefficients associés aux correcteurs numériques P et PI. Tous les paramètres restants doivent être identifiés de manière expérimentale.

Avant de détailler les méthodes mises en œuvre pour l'identification des paramètres, un rappel sur la modélisation du moteur est proposé. En effet, la modélisation du moteur met en avant un certain nombre de paramètres qu'il convient également d'identifier : les masses ou inerties équivalentes, ainsi que les coefficients intervenant dans les lois de frottement.

3.2 Modélisation du moteur

La motorisation entraînant les axes des machines peut être constituée soit de moteurs rotatifs synchrones soit de moteurs linéaires synchrones. Dans le cas des moteurs rotatifs, ceux-ci peuvent être modélisés de manière suffisamment précise par des moteurs à courant continu [SUSANU 05]. Cette modélisation peut également s'appliquer dans le cas des moteurs linéaires [BEN HAMED et al. 02] [BOLDEA et al. 97].

Les équations différentielles issues des équations de la dynamique et de l'électricité donnent un système d'équations caractéristiques des moteurs à courant continu. Elles sont ensuite traduites dans le domaine de Laplace pour être implémentées dans le modèle proposé sur la Figure 3.2. Pour toute information supplémentaire, il est possible de se référer à l'Annexe E, traitant de la modélisation par moteurs à courants continus.

Pour le cas des moteurs rotatifs, le système d'équations s'écrit sous la forme donnée par (3-1) :

$$\begin{cases} E(t) = K_e \cdot \Omega_m(t) \\ U(t) = R \cdot i(t) + L \cdot \frac{d(i(t))}{dt} + E(t) \\ C_m(t) = K_t \cdot i(t) \\ J_{eq} \cdot \frac{d(\Omega_m(t))}{dt} = C_m(t) - C_r(t) \end{cases} \quad (3-1)$$

Dans le système d'équations (2-1) précédemment écrit, plusieurs variables et constantes interviennent. Leur signification est rappelée dans le Tableau 3.1.

Nom	Description
$E(t)$	Force contre-électromotrice (en V)
$U(t)$	Tension aux bornes de l'induit (en V)
$i(t)$	Intensité du moteur (en A)
$\Omega_m(t)$	Vitesse instantanée de rotation (en rad/s)
$C_m(t)$	Couple moteur (en N.m)
$C_r(t)$	Ensemble des couples résistants (en N.m)
R	Résistance électrique totale (en Ohms)
L	Inductance totale (en Henrys)
K_e	Constante de force contre-électromotrice ou constante électrique (en V.s/rad)
K_t	Constante de couple (en N.m/A)
J_{eq}	Inertie équivalente ramenée à l'arbre moteur (en kg.m ²)

Tableau 3.1. Variables et constantes d'un moteur à courant continu rotatif

Dans le cas de moteurs à technologie linéaire, le système d'équations est défini en (3-2), dans lequel les couples, respectivement les vitesses de rotations, sont substitués par des forces, respectivement par des vitesses linéaires (Annexe E).

$$\begin{cases} E(t) = K_e \cdot V(t) \\ U(t) = R \cdot i(t) + L \cdot \frac{d(i(t))}{dt} + E(t) \\ F_m(t) = K_t \cdot i(t) \\ M_{tot} \cdot \frac{d(V(t))}{dt} = F_m(t) - F_r(t) \end{cases} \quad (3-2)$$

Ainsi, $V(t)$ est une vitesse linéaire en m/s ; K_e est la constante électrique exprimée en V.s/m ; K_t est la constante de force exprimée en N/A. Au niveau mécanique, M_{tot} regroupe l'ensemble des masses

embarquées, elle est donc exprimée en kg. Enfin, F_m et F_r , à l'image de C_m et C_r sont respectivement la force motrice et l'ensemble des forces résistantes (données en N).

Dans les paragraphes suivants, dans la mesure où la méthode d'identification des paramètres est complètement détaillée pour un axe de translation de la machine outil motorisée avec des moteurs rotatifs synchrones, seules les équations du système (3-1), seront exploitées.

3.3 Modélisation des frottements

Dans le cadre d'étude d'asservissement d'axe de machine outil, si les efforts de coupe sont absents, les seules sources de perturbations à réguler sont les frottements. Ces frottements sont de natures diverses. Il peut s'agir de frottements de type visqueux dus aux graissages, lubrifications de toute la chaîne de transformation de mouvement depuis le moteur jusqu'aux glissières ; mais aussi des frottements de type secs agissant là encore sur toutes les zones de contact entre les différents composants. Tous ces frottements sont modélisés par une charge résistante, et en particulier par couple résistant ramené à l'arbre moteur dans le cas de moteurs rotatifs, en incluant les paramètres de transformation de mouvements que sont les réducteurs, vis, etc... Différents modèles de lois de frottement, permettent d'établir des relations entre les efforts dus aux frottements, la position d'un mobile, sa vitesse, la température, etc. [KIKUUWE et al. 05], [OLSSON et al. 98]. Dans notre application, nous avons choisi un modèle de frottement dépendant uniquement de la vitesse de déplacement de l'axe, comme le suggèrent [MENON et al. 99], [OLSSON et al. 98]. Les frottements seront alors la superposition de frottements visqueux et de frottements secs de type Coulomb. La pertinence de ce modèle sera validée par la mesure effectuée lors de l'identification.

3.3.1 Démarche d'identification

Lorsque l'accélération est nulle, le couple moteur devient égal à l'ensemble des couples résistants et la quatrième équation du système (3-1) conduit à :

$$C_m(t) = C_r(t) = K_t i(t) \tag{3-3}$$

Le courant débité au moteur permettant de vaincre ce couple résistant est égal au courant équivalent noté i_{frot} . A partir de relevés de courant, il est possible de déterminer une loi de frottement pour divers déplacements pour plusieurs vitesses constantes. Les résultats des essais menés sur la machine outil montrent que le courant i_{frot} est indépendant de la position de l'axe et ne dépend a priori que de la vitesse (Figure 3.3).

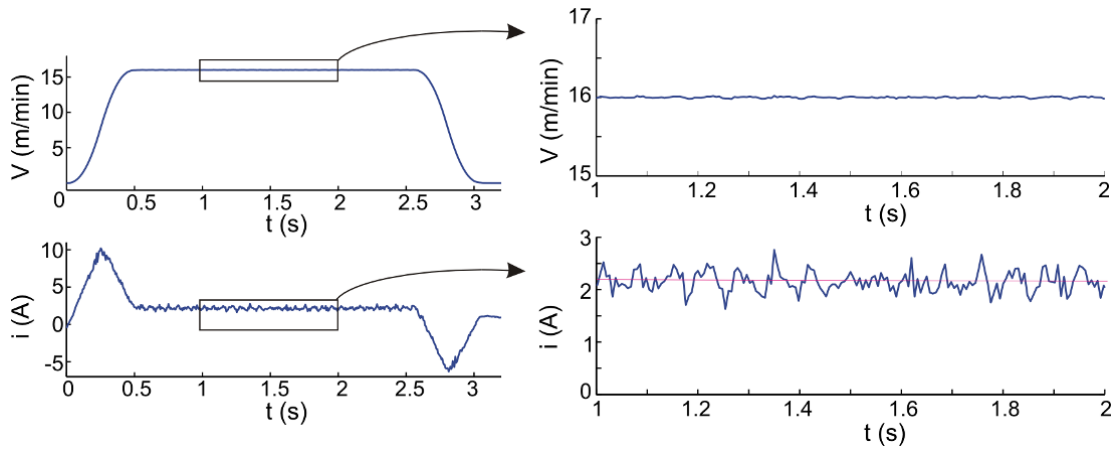


Figure 3.3. Mesures de vitesses et courants (Mikron)

3.3.2 Modélisation mathématique

Pour chaque vitesse testée, l'intensité moyenne est calculée dans les portions à vitesse constante. Par conséquent, la loi écrite sous la forme $i_{frot} = f(V)$ est établie par approximation des points par une fonction mathématique. Les mesures expérimentales sont exécutées à la fois pour des déplacements à vitesse positive et à vitesse négative. Etant donné que les résultats sont très similaires pour les deux cas, le modèle est rendu symétrique. La fonction mathématique décrivant le modèle doit alors être impaire (Figure 3.4).

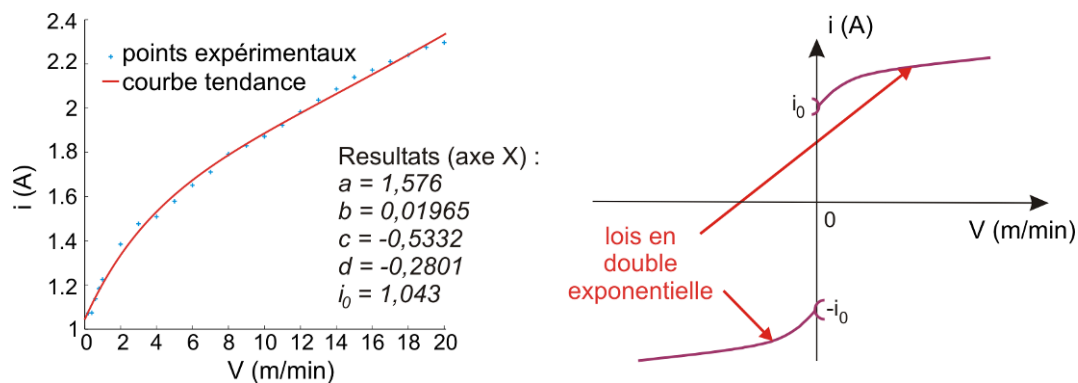


Figure 3.4. Lois de frottements et résultats expérimentaux (Machine Mikron)

La fonction que nous avons retenue est une fonction de type double exponentielle (système (3-4)). Cette fonction est celle se rapprochant le plus des modèles rencontrés dans la littérature, notamment aux vitesses suffisamment élevées avec une tendance plutôt linéaire lorsque les vitesses deviennent très grandes. S'il y a des efforts dus aux frottements c'est que l'axe est en mouvement, le cas où la vitesse est nulle est donc particulier, ce qui conduit au cas spécifique pour lequel le terme i_0 se calcule à partir de la fonction $i_{frot}(V)$ et est obtenu pour $V = 0$.

$$\begin{cases} i_{frot}(V) = a.e^{b.V} + c.e^{d.V} & \text{si } V > 0 \\ i_{frot}(V) = -a.e^{-b.V} + c.e^{-d.V} & \text{si } V < 0 \\ i_{frot} \in [-i_0; i_0] & \text{si } V = 0 \end{cases} \quad (3-4)$$

3.4 Inerties et masses équivalentes

Les paramètres électriques qui sont exprimés dans les systèmes d'équations (3-1) et (3-2) peuvent être déterminés à partir de documents constructeurs ; il s'agit de la résistance et inductance totales (R et L) du moteur à courant continu et des deux constantes K_e et K_t . Les paramètres liés à la mécanique, les masses ou inerties totales rapportées à l'arbre moteur sont obtenues à partir de relevés expérimentaux décrits ci-après. L'inertie équivalente J_{eq} est calculée à partir de plusieurs mesures de courant, en considérant des phases d'accélération non nulle selon l'équation (3-5) :

$$J_{eq} = \frac{K_t \cdot i - C_r}{\frac{d\Omega_m}{dt}} \quad (3-5)$$

La démarche expérimentale consiste alors à effectuer un essai de translation simple avec les trois phases d'accélération, vitesse constante et décélération où la première et la dernière nous intéressent ici. Sur la Figure 3.5 – gauche, on reporte l'évolution du couple moteur et notamment la partie couples résistants dus aux frottements.

Le couple moteur $C_m(t)$ est directement calculé à partir de l'intensité mesurée $i(t)$ selon la relation (3-6) :

$$C_m(t) = K_t \cdot i(t) \quad (3-6)$$

Le couple résistant dû uniquement aux frottements $C_f(t)$ est déterminé analytiquement à partir de la vitesse relevée au cours du temps $V(t)$ selon la relation (3-7) :

$$C_f(t) = K_t \cdot i_{frot}(V) = K_t \cdot (a \cdot e^{-b \cdot V(t)} + c \cdot e^{-d \cdot V(t)}) \quad (3-7)$$

Enfin, avec les transformations de mouvement et à partir de (3-5), on évalue l'inertie équivalente sur les portions où la vitesse n'est pas constante. Ce qui donne dans le cas de la phase d'accélération, la courbe tracée à droite sur la Figure 3.5 à partir de laquelle la valeur moyenne donne l'inertie équivalente.

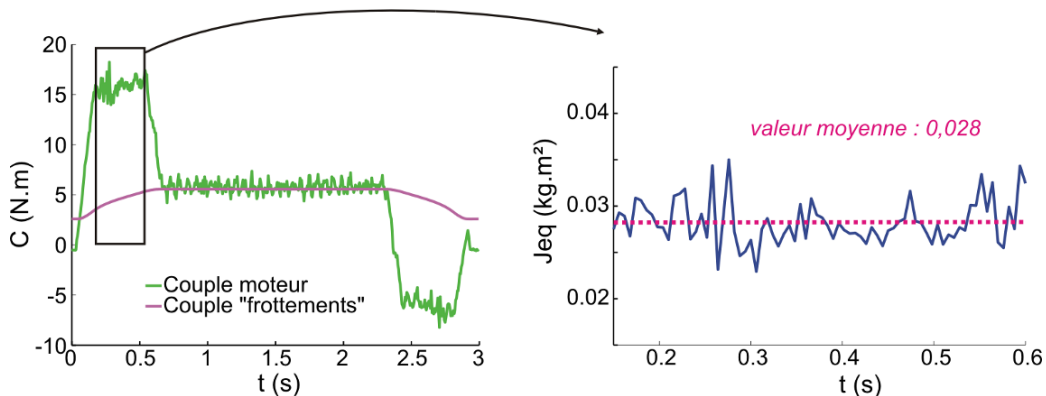


Figure 3.5. Détermination de l'inertie équivalente

3.5 Pesanteur et systèmes de compensation

L'objectif est de prendre en compte les effets de la pesanteur sur les axes qui y sont potentiellement soumis. Des relevés d'intensités sont effectués sur des portions où il y a absence de mouvement (inclusion d'une temporisation dans l'exécution du programme). L'intensité est alors relevée pour plusieurs positions données fixes. Il est important de noter que les paramètres servant à décrire les potentiels efforts résistants, s'ils dépendent de la position, sont toujours effectués avant l'identification des paramètres du modèle de frottement afin de les prendre en considération (comme dans le cas de l'identification de l'inertie équivalente en tenant compte du modèle de frottement établi au préalable).

3.5.1 Pesanteur

La pesanteur doit être prise en compte pour les axes de translation verticaux, ainsi que pour les axes de rotation, dont le centre de gravité n'est pas sur l'axe. Dans le cas des moteurs à technologie linéaire, les axes peuvent être équipés de systèmes de compensation, de nature hydraulique ou pneumatique. Dans tous les cas, que ce soit avec ou sans système de compensation, l'action de la pesanteur se résume en une charge résistante ajoutée au modèle pouvant dépendre ou non de la position. Il s'agit d'un couple résistant rapporté à l'arbre moteur dans le cas de moteurs rotatifs et d'une force résistante dans le cas de technologie de motorisation linéaire. L'exemple du couple résistant calculé avec système de compensation est fourni en Annexe G. Il dépend dans ce cas de la position selon une loi modélisée par une fonction, issue de plusieurs relevés expérimentaux. Dans la suite de ce paragraphe, la méthode d'identification d'une loi permettant d'établir le couple résistant dû uniquement à la pesanteur est présentée pour l'axe vertical Z de la machine Mikron UCP710.

Dans le cas d'un axe sans mouvement, l'application du Principe Fondamental de la Statique à l'ensemble « Axe + guidage » donne : $Cm = r.M.g$; avec :

- r : rapport de réduction entre le moteur et la vis à bille, comprenant aussi la transformation de mouvement entre la vis et l'écrou lié à l'ensemble « Masse de l'axe + guidage » (en m/rad).
- g : accélération de la pesanteur (9,81 m/s²)

L'essai consiste à effectuer un déplacement de l'axe Z en montant et en descendant sur toute la longueur de la course de l'axe. Des pauses à une position donnée de quelques secondes sont effectuées et l'intensité du moteur qui sert à maintenir l'axe en position durant ce laps de temps est relevée. Le résultat est conforme à celui attendu : quelle que soit la position observée, l'intensité pour maintenir l'axe en position durant la durée de la pause reste constante. Cette intensité valant $I_0 = 6,4$ A, on retrouve la masse embarquée grâce à l'équation (3-8) :

$$M = \frac{K_t \cdot I_0}{r \cdot g} \quad (3-8)$$

Ce qui conduit à $M = 586$ kg, valeur qui semble cohérente en regard des dimensions de la machine. Ainsi, pour cet axe, si le poids est ramené à un couple résistant, il sera réduit à une constante valant $r.M.g$.

Remarque : pour l'axe de rotation A soumis à la pesanteur (le berceau) ; la méthode de détermination de la masse mise en mouvement est la même. Cependant, lors de l'implémentation il faudra tenir compte de la position angulaire de l'axe, à l'image d'un pendule. Le couple résistant dû à la pesanteur sera proportionnel à $\sin(A-A_0)$. L'angle A_0 signifiant que le berceau n'est pas symétrique par rapport à l'axe vertical lorsque l'axe A occupe la position $A = 0$.

Une description spécifique pour l'axe vertical de la machine équipée de moteurs linéaires avec un système de compensation est souhaitable. Ce système de compensation hydropneumatique est nécessaire sur les axes verticaux avec motorisation linéaire pour contrecarrer l'effet de la pesanteur et ainsi éviter que le moteur de cet axe ne travaille trop en permanence. Le fluide sous pression a tendance à toujours « plaquer » l'axe sur sa butée haute. Ceci est nettement visible sur des relevés d'intensité de l'axe Z de la DMG (voir Annexe G). En effet, l'intensité à fournir au moteur pour maintenir l'axe dans une position fixe est quasiment toujours négative contrairement à l'axe Z du centre d'usinage Mikron UCP710. Plusieurs essais ont été menés pour modéliser de façon simple mais précise le comportement de l'axe Z au niveau des charges extérieures induites au système de compensation de poids. Force est de constater que le comportement n'est pas le même que l'on soit en mouvement descendant ou en mouvement ascendant. L'Annexe G présente l'équilibrage hydraulique de cet axe Z. Le modèle est alors constitué au niveau du moteur d'une force résistante totale décrite comme la somme de deux forces d'origine différente : la première est due à la pesanteur et son système de compensation ; la deuxième représentant les efforts dus au frottement. La Figure 3.6 présente l'implantation pratique dans le modèle de l'axe Z du centre d'usinage DMG. Le bloc orange correspond aux variables variant avec la position (pesanteur) et le bloc vert regroupe les forces de frottement.

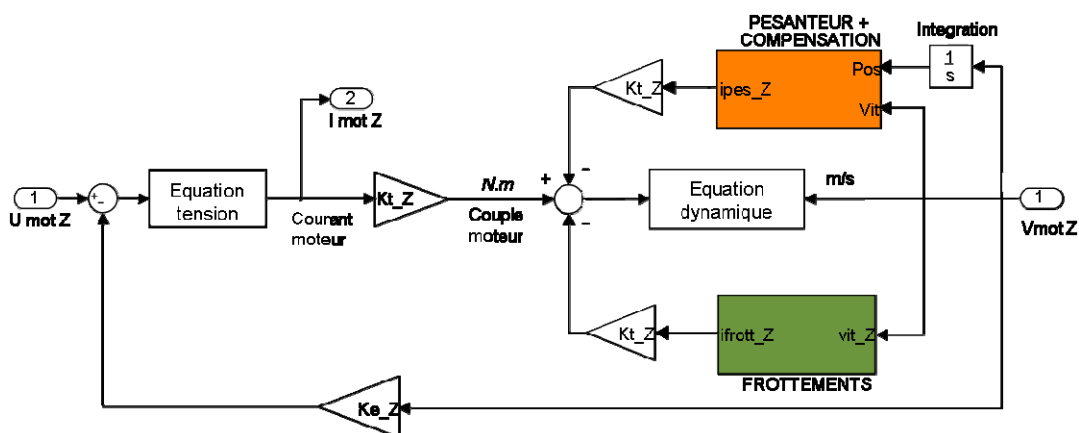


Figure 3.6. Combinaison des forces de frottement et de pesanteur et de son système de compensation de poids

Concernant la modélisation de la pesanteur et du système de compensation, les équations linéaires (3-9) sont retenues. L'intensité résistante est ici exprimée comme une variable dépendant de la position. Cette position est notée z_M et représente la coordonnée de l'axe Z dans le repère machine.

$$\begin{cases} i_{pes}(z_M) = m_+ \cdot z_M + p_+ & \text{si } V > 0 \\ i_{pes}(z_M) = m_0 \cdot z_M + p_0 & \text{si } V = 0 \\ i_{pes}(z_M) = m_- \cdot z_M + p_- & \text{si } V < 0 \end{cases} \quad (3-9)$$

La distinction vitesse négative et vitesse positive explique la double entrée du bloc orange relatif au poids et son système de compensation.

3.6 Anticipations et paramètres de réglage

L'anticipation est une technique communément répandue dont le but est d'annuler les possibles erreurs de traînage de position [LAMBRECHTS et al. 05]. Deux types d'anticipation sont généralement implantés en bouclage externe (Figure 3.1) : l'anticipation en vitesse (velocity feedforward) et l'anticipation en accélération ou couple (torque feedforward). Ces anticipations peuvent être soit toutes les deux activées dans le mode de marche « normal », soit toutes les deux désactivées ou encore seule l'anticipation en vitesse peut rester activée. Cette caractéristique sur l'activation des différentes anticipations est utilisée afin d'identifier spécifiquement les deux chaînes d'anticipation se résumant sur la Figure 3.2 aux blocs « FFW Vitesse » et « FFW Couple » (respectivement notés FFWV et FFWC). Cette identification s'appuie sur les relevés des deux consignes CAV (Consigne Anticipatrice en Vitesse) et CAC (Consigne Anticipatrice en Couple).

Les ratios entre la dérivée première, respectivement la dérivée seconde, de la Consigne de Position en Entrée de Régulateur (CPER) et la consigne CAV, respectivement CAC, sont des constantes, donnant les relations suivantes (3-10) et (3-11) :

$$CAV(t) = FFWV \cdot \frac{d(CPER(t))}{dt} = FFWV \cdot CVER(t) \quad (3-10)$$

$$CAC(t) = FFWC \cdot \frac{d^2(CPER(t))}{dt^2} = FFWC \cdot CAER(t) \quad (3-11)$$

Pour calculer les dérivées numériques de CPER, l'approximation d'Euler est utilisée (Annexe F). La correspondance entre les dérivées temporelles et les dérivées dans le domaine symbolique en transformée en Z se fait selon les deux équations donnée en (3-12). T_{ech} représente la période d'échantillonnage et z^{-1} est l'opérateur inverse des transformées en Z.

$$\begin{aligned}
 y(t) = \frac{d(x(t))}{dt} &\leftrightarrow Y(z) = \frac{1-z^{-1}}{T_{ech}} \cdot X(z) \\
 u(t) = \frac{d^2(x(t))}{dt^2} &\leftrightarrow U(z) = \frac{1-2z^{-1}+z^{-2}}{T_{ech}^2} \cdot X(z)
 \end{aligned}
 \tag{3-12}$$

La courbe traduisant le quotient entre CAV et la dérivée de CPER est tracée en fonction du temps, de même pour le rapport entre CAC et la dérivée seconde de CPER. Pour les zones où les dérivées successives de CPER ne sont pas nulles, ces ratios sont constants. La Figure 3.7 illustre ces propos pour l'anticipation en couple.

Au final les termes FFVW et FFWC se résument à des constantes obtenues en calculant la moyenne des valeurs sur l'ensemble des échantillons où les dérivées de CPER ne s'annulent pas.

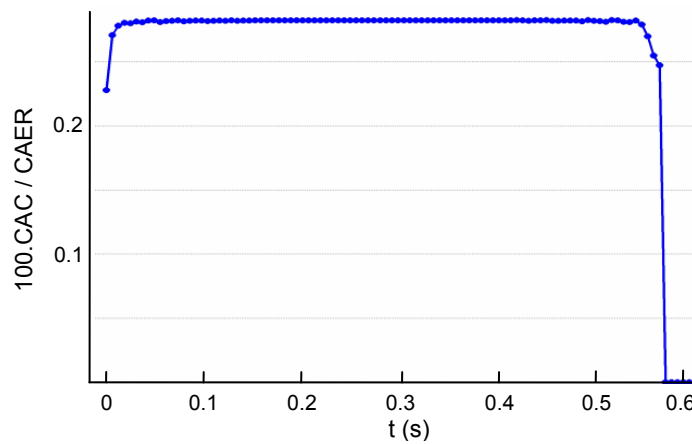


Figure 3.7. Evaluation anticipation en couple

Suite à cette série d'identification des paramètres, un recalage du modèle est réalisé grâce à trois paramètres α , β et γ . Ces paramètres symbolisent des retards purs au sein de la structure d'asservissement et interviennent sur différentes boucles. Pour chacun d'entre eux, une méthode d'optimisation aux moindres carrés sur les erreurs entre les positions simulées et mesurées est réalisée. Ces paramètres de recalage sont calculés les uns après les autres en cascade. Le premier paramètre α situé dans la boucle de position est calculé en désactivant les deux anticipations en vitesse et en couple. Le deuxième paramètre β est identifié de la même façon avec l'unique anticipation en vitesse activée. Enfin, γ est obtenu lorsque toutes les anticipations sont activées.

Cette notion d'anticipation n'est pas effective sur la machine DMG. En effet, que l'on active ou pas les anticipations, les trajectoires issues des positions réelles sont situées vers le centre de courbure par rapport à la trajectoire de consigne (voir Chapitre 2 au §3.3).

3.7 Résumé des grandeurs intervenant dans le modèle

Les valeurs des paramètres nécessaires pour le modèle associé à l'axe X de la machine Mikron sont données dans le Tableau 3.2. Les paramètres qui ont été identifiés par expérimentations sont marqués d'un astérisque.

Nom	Description	Valeurs axe X
$J_{eq} *$	Inertie équivalente	0,028 kg.m ²
K_p	Gain du correcteur de Position	1,5 m/(min/mm)
K_v	Gain du correcteur P.I. de Vitesse	5,0 N.m/(rad/s)
T_v	Constante de temps du correcteur P.I. de Vitesse	0,004 s
K_i	Gain du correcteur P.I. de Courant	13,0 V/A
T_i	Constante de temps du correcteur P.I. de Courant	0,002 s
T_{sp}	Période d'échantillonnage de la boucle de position	6,0 ms
T_{sv}	Période d'échantillonnage de la boucle de vitesse	0,250 ms
T_{si}	Période d'échantillonnage de la boucle de courant	0,125 ms
$a *$	Premier paramètre du modèle de frottement	1,576 A.min/m
$b *$	Deuxième paramètre du modèle de frottement	0,01965
$c *$	Troisième paramètre du modèle de frottement	-0,5332 A.min/m
$d *$	Quatrième paramètre du modèle de frottement	-0,2801
$i_0 *$	Intensité équivalente de frottement de Coulomb	1,043 A
$\alpha *$	Paramètre d'ajustement pour la boucle de position	0,009 s
$\beta *$	Paramètre d'ajustement pour l'anticipation en Vitesse	0,009 s
$\gamma *$	Paramètre d'ajustement pour l'anticipation en Couple	0,009 s
FFWV *	Constante d'anticipation en Vitesse	1
FFWC *	Constante d'anticipation en Couple	0,002034 kg.m ²

Tableau 3.2. Paramètres de l'axe X (machine Mikron)

Les paramètres relatifs aux autres axes et au deuxième centre DMG sont présentés dans l'Annexe H. La partie suivante se consacre à la validation expérimentale de ce modèle au travers de nombreux essais.

4 Validation du modèle

Cette partie se focalise sur la validation et l'évaluation des performances du modèle à partir d'essais menés sur le centre Mikron et le centre DMG. Les signaux mesurés via les oscilloscopes de la C.N.

sont les Consignes de Position en entrée de Régulateur (CPER en mm), la position réelle mesurée sur les encodeurs des règles de mesure (en mm), l'intensité (en A) et la vitesse (en m/min). Ces données enregistrées sont directement confrontées aux valeurs issues des simulations. Les essais présentés dans cette partie sont tous réalisés lorsque les anticipations sont enclenchées (FFWON) ce qui correspond à une configuration de fonctionnement normal de la machine. Des études de validation ont également été menées pour les anticipations désactivées (FFWOF) [PREVOST et al. 09], [PREVOST 08].

Une première série de tests s'attache à la validation axe par axe du modèle, en comparant les différentes grandeurs mesurables que sont positions, vitesses et intensités aux mêmes grandeurs simulées par le modèle, notées PS (Position Simulée), VS (Vitesse Simulée) et CMS (Courant Moteur Simulé). Des comparaisons sur des trajectoires sont ensuite proposées afin de valider le comportement en multi axes et quel que soit le format de description des trajectoires.

4.1 Validation axe par axe

Ces tests permettent de vérifier indépendamment chacun des axes constitutifs de la machine en s'affranchissant d'éventuels problèmes de couplage, supposés par ailleurs négligeables ; ce que nous montrent les essais de validation effectués au paragraphe 4.2. Les essais sont réalisés aussi bien sur les axes de translation que sur les axes de rotation. Seules les validations de deux axes de translation (axe X et axe Z, ce dernier étant soumis à la gravité) et d'un axe de rotation (axe C) sont présentées dans cette partie. En effet, les différentes expérimentations menées ont mis en avant un comportement similaire quel que soit l'axe [PREVOST 08]. Si on considère un segment, défini par un point de départ et un point d'arrivée, plusieurs tests sont effectués :

- Cas 1 : la vitesse programmée reste constante durant tout le déplacement le long du segment (Figure 3.8)
- Cas 2 : le segment est parcouru dans les deux sens sans interruption ; il s'agit d'un aller retour avec la même vitesse d'avance programmée (Figure 3.9).
- Cas 3 : la vitesse programmée varie le long du parcours du segment ; avec une première vitesse $V1$ sur une première portion et une vitesse $V2$ sur la portion restante, où $V1 > V2$, de telle sorte que le saut de vitesses entre $V1$ et $V2$ soit important avec un facteur de 10 ou plus (Figure 3.10)

4.1.1 Validation sur la Mikron UCP710

Le cas 1 est illustré pour l'axe X sur la Figure 3.8. Les valeurs simulées sont très proches des valeurs réelle : les écarts n'excèdent pas $4 \mu\text{m}$, sauf dans les phases plus critiques d'accélération ou de décélération. Pour ces zones, les écarts peuvent atteindre $6 \mu\text{m}$. Concernant les vitesses, les valeurs simulées et mesurées sont quasiment identiques ; peu de différences sont notables, hormis une très légère avance de la vitesse simulée par rapport à la vitesse mesurée. La même constatation peut être

faite sur l'intensité. Ainsi, les écarts entre simulation et mesure sont suffisamment petits pour assurer la validation du modèle dans le cas des axes de translation pour ce cas test.

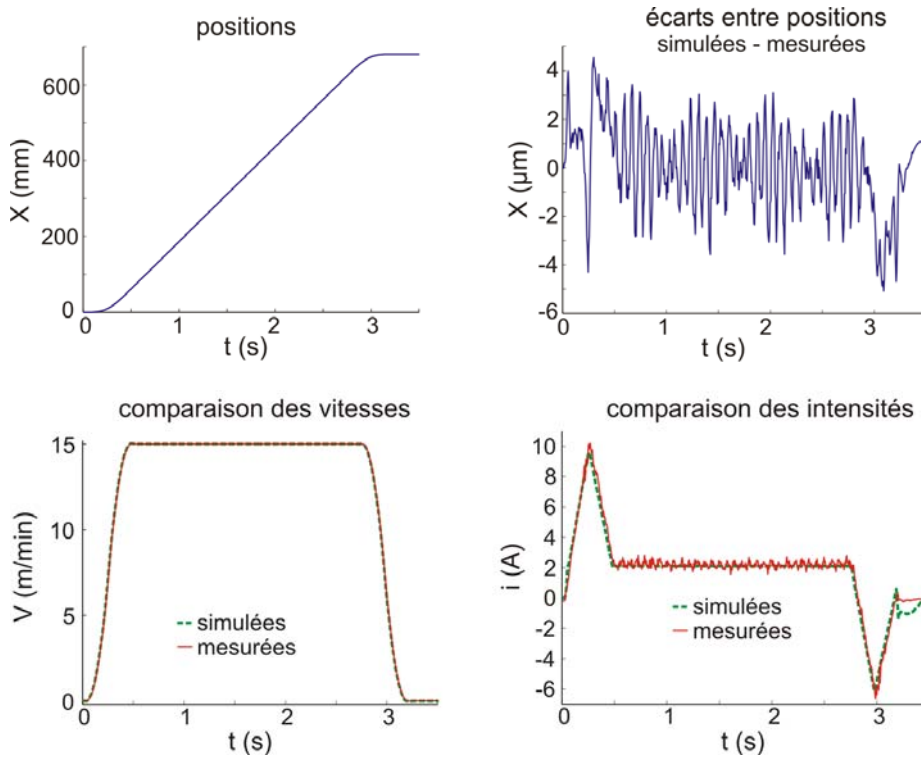


Figure 3.8. Essai de translation simple sur l'axe X (Mikron)

Le cas 2 est illustré sur la Figure 3.9 pour l'axe de translation Z, pour lequel la pesanteur a une influence sur le suivi. L'essai se déroule de la façon suivante : l'axe Z monte puis descend à la vitesse de 15 m/min. L'influence de la pesanteur est visible sur le graphe des intensités. En effet, l'intensité reste positive sur la zone à vitesse négative (descente de l'axe) ; c'est-à-dire que le couple résistant dû aux frottements est inférieur à celui causé par la pesanteur. La comparaison entre vitesses et intensités donne des résultats très positifs, puisque que les valeurs sont quasiment identiques. Les écarts entre les positions mesurées et simulées restent dans le même ordre de grandeur que pour l'essai précédent (Figure 3.8).

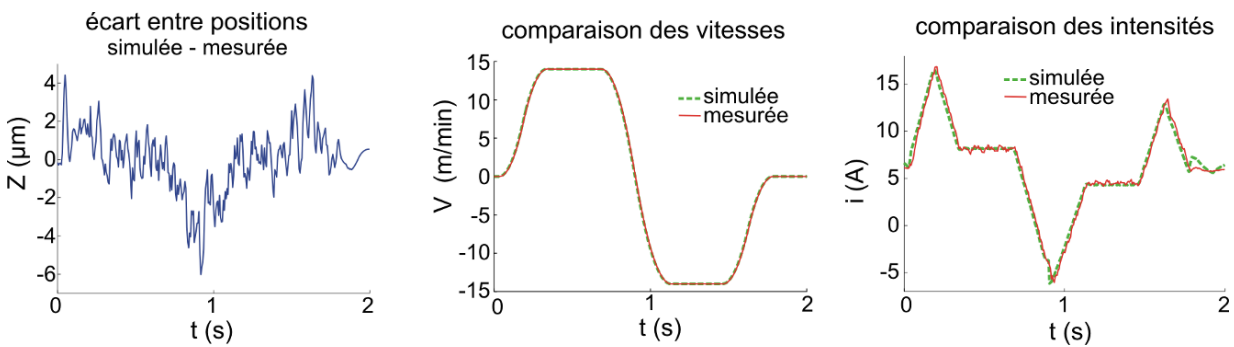


Figure 3.9. Essai aller-retour sur l'axe Z (Mikron)

La validation concernant l'axe C est présentée sur la Figure 3.10, avec un essai illustrant le cas 3. Pratiquement, ce test consiste à parcourir l'intervalle $[0 ; 130^\circ]$ à une vitesse programmée de 18 tr/min

et l'intervalle [130 ; 210°] à 6 tr/min. Les erreurs constatées entre les positions angulaires mesurées et simulées restent en dessous de 7 milli degrés pour chaque axe, ce qui représente un résultat très correct. Comme dans les cas précédents, les maximums sont encore observés dans les zones où les accélérations et décélérations ne sont pas nulles.

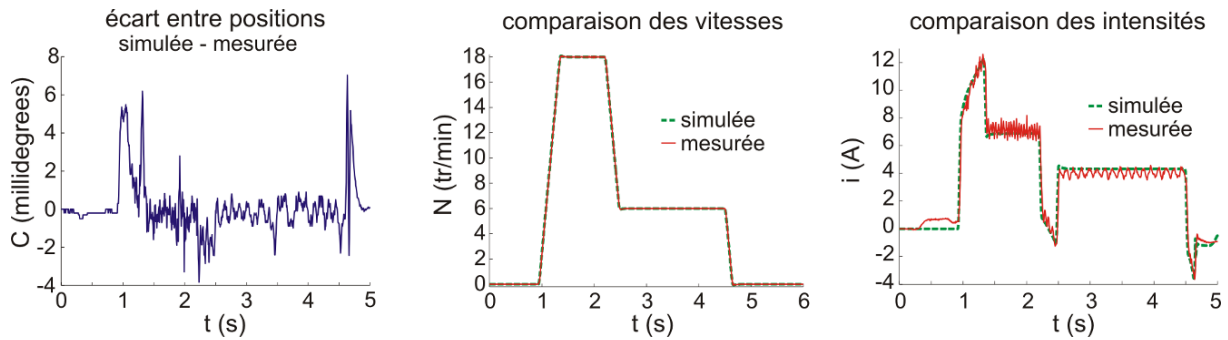


Figure 3.10. Essai à deux vitesses sur l'axe C (Mikron)

En conclusion de cette première phase de validation axe par axe, les différences entre les mesures et les simulations sont suffisamment faibles pour valider le modèle mis en place pour chaque axe sollicité indépendamment. Enfin, la précision de la simulation avec des erreurs globalement inférieures à 5µm pour les axes de translation ou 3 milli degrés pour les axes de rotation semble suffisante pour la prédiction des erreurs de suivi, d'autant que les écarts de suivi, entre les consignes et les mesures, peuvent être 4 à 10 fois plus importants (voir Chapitre 2 au §3.3).

4.1.2 Validation sur la DMG HSC75 linear

Les essais de validation sont de même nature pour cette machine. Pour valider l'axe X, il est proposé d'exécuter un essai correspondant au cas n°3, c'est-à-dire un segment de longueur 350 mm parcouru dans le sens négatif. De 0 à -300 mm la vitesse programmée est de 50 m/min et de 5m/min pour la portion de trajectoire située entre les positions -300 et -350 mm, provoquant un très fort ralentissement. Les résultats sont présentés sur la Figure 3.11. Les écarts de simulation ne dépassent pas 4 µm pour cet axe X. Ces résultats sont confirmés pour les autres types de test. Les vitesses mesurées ou simulées sont quasiment identiques à l'image des simulations sur la machine Mikron UCP710.

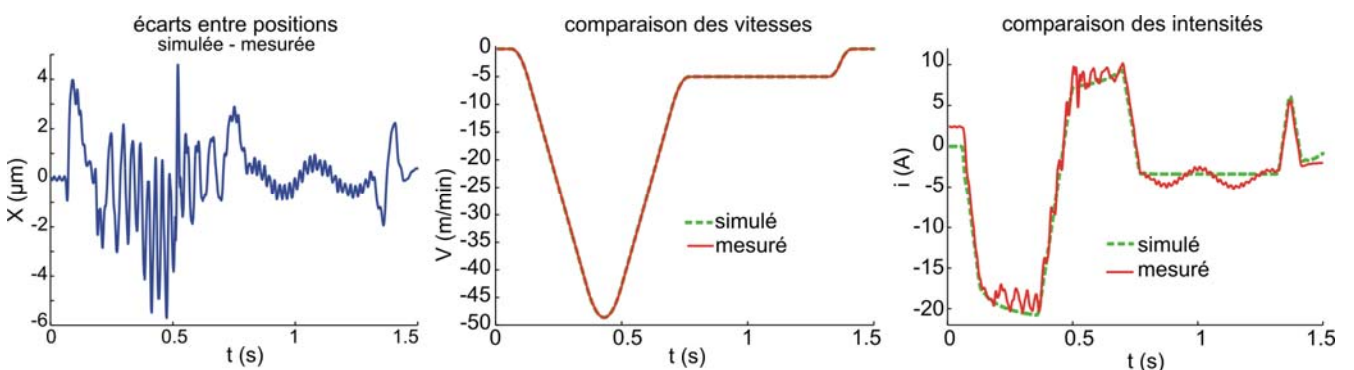


Figure 3.11. Essai à deux vitesses sur l'axe X (DMG)

Concernant l'axe Y, les écarts entre positions réelles mesurées et simulées sont également de l'ordre de 4 μm .

L'axe Z, dont la technologie diffère à cause de son système de compensation pour la gravité est testé seul avec un essai de type 2, c'est-à-dire un aller retour avec la montée puis la descente de l'axe sur une longueur de 100 mm. L'essai est programmé avec une vitesse de 40 m/min. Les résultats sont donnés à la Figure 3.12 Les écarts entre les positions simulées et les positions mesurées sont un peu plus importants que pour les axes horizontaux X et Y. On relève en effet des écarts pouvant atteindre 7 à 8 μm , probablement dus à la difficulté de modéliser de manière suffisamment précise le système de compensation de pesanteur. L'axe étant en position basse à la fin du mouvement, ce qui correspond à une compression importante des fluides du système de compensation de pesanteur, l'intensité pour maintenir l'axe en position est négative et vaut -3A. Avec ces vitesses et avec les sollicitations demandées, ce sont les accélérations et décélérations de la masse à mettre en mouvement qui donnent la plus grande part de l'intensité à fournir au moteur. Les parts dues aux frottements et à la pesanteur sont négligeables.

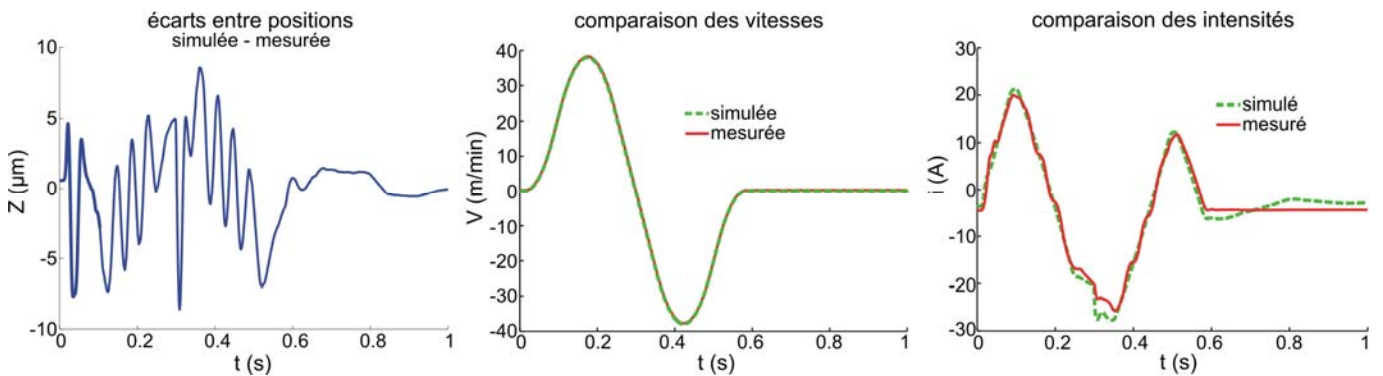


Figure 3.12. Essai aller retour sur l'axe Z (DMG)

4.2 Validation multi axes

Ces tests permettent de valider le modèle, en considérant le déplacement simultané de plusieurs axes.

Les trajectoires choisies sont telles que les écarts de contour entre consigne et position réel soient assez conséquents. Ainsi, les conditions d'essais seront dans le cadre de l'UGV avec des vitesses importantes (10m/min voire plus) et des trajectoires avec tous types de géométries (passages de coin, courbes interpolées suivant plusieurs formats d'interpolation : G1, B-Spline...). Nous proposons de réaliser cinq types d'essais :

- dans le plan avec 2 axes de translation pour des passages de coins (géométries discontinues)
- dans le plan avec des trajectoires 2 axes décrites au format B-Spline et interpolées dans ce même format,

- dans l'espace avec 3 axes de translation sollicités sur une courbe B-Spline avec interpolation linéaire
- dans le plan AC avec sollicitation des deux axes de rotation sur la machine 5 axes,
- dans l'espace, avec des trajectoires 5 axes.

4.2.1 Essai plan à deux axes – Mikron UCP710

L'objectif de ces essais est de valider le modèle sur des trajectoires sollicitant deux axes et présentant de grands ralentissements aux passages de discontinuités géométriques. Ce type de géométrie peut aisément se retrouver dans diverses applications telles que l'usinage de poches dans des domaines comme l'aéronautique. Comme nous l'avons constaté au §3.3 du Chapitre 2, les écarts de suivi peuvent être conséquents pour ce type de trajectoires. Les résultats pour deux passages de coins différents dans le plan X-Y sont représentés en Figure 3.13 pour le centre Mikron UCP710. Dans les deux cas la vitesse d'avance programmée le long de la trajectoire est de 10 m/min. Les différences notées entre les positions simulées et mesurées restent inférieures à $8\mu\text{m}$, et sont même inférieures à $5\mu\text{m}$ sur la plus majeure partie de la trajectoire. Les différences les plus importantes sont notables en sortie de la discontinuité ; la position simulée semble accuser un retard par rapport à la position mesurée.

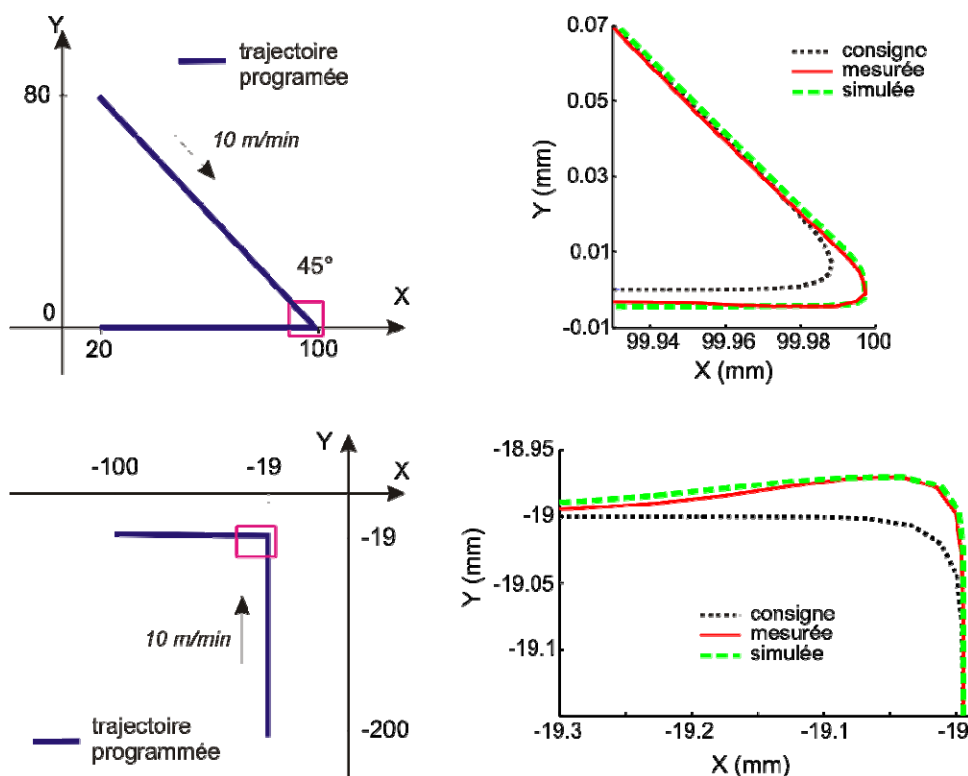


Figure 3.13. Essais de passage de coin dans le plan (Mikron)

Le même type de trajectoire est exécuté sur le centre DMG. La trajectoire est un passage d'un coin à 45° dans le plan X-Z (Figure 3.14). La vitesse d'avance programmée pour exécuter cette trajectoire est de 40 m/min. Les mêmes observations peuvent être globalement formulées car les écarts entre

positions simulées et positions réelles restent très faibles voire encore plus petits n'excédant pas $5 \mu\text{m}$. Il est important de remarquer que sur le centre d'usinage DMG, les positions réelles sont situées à l'intérieur des arrondissements de la consigne.

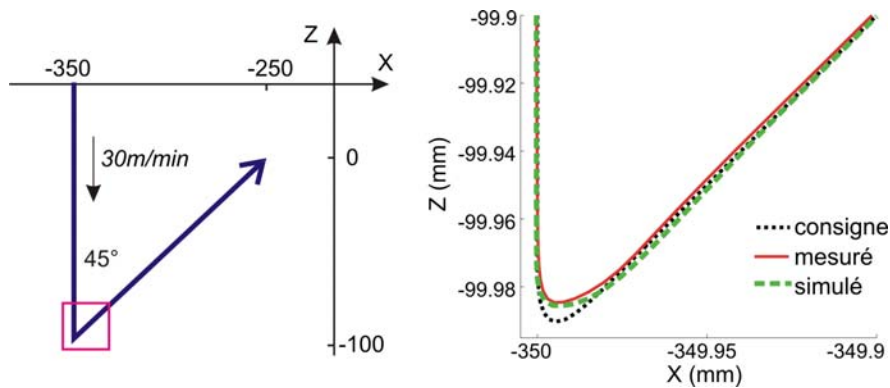


Figure 3.14. Essai de passage de coin dans le plan (DMG)

4.2.2 Essai plan sur courbe au format d'interpolation B-Spline – Mikron UCP710

Cet essai permet de valider le modèle sur la trajectoire décrite au format B-Spline, présentée au §3.3.1 du Chapitre 2. La vitesse programmée est de 10 m/min. La trajectoire programmée et le résultat de simulation comparé à la trajectoire mesurée sur une petite portion de cette trajectoire sont donnés sur la Figure 3.15. L'échantillon qui est montré ici pour une portion de trajectoire est valable pour la trajectoire dans son ensemble. Ainsi, les positions mesurées et simulées sont quasiment confondues. Lors de la prédiction des écarts de contour, développée au §7.1.1 de la partie 7 de ce chapitre, il est montré que les erreurs de simulation les plus importantes se situent au niveau des inversions de mouvement des axes, où nous avons des petits pics d'amplitude 5 à $7 \mu\text{m}$ sur seulement quelques points des relevés.

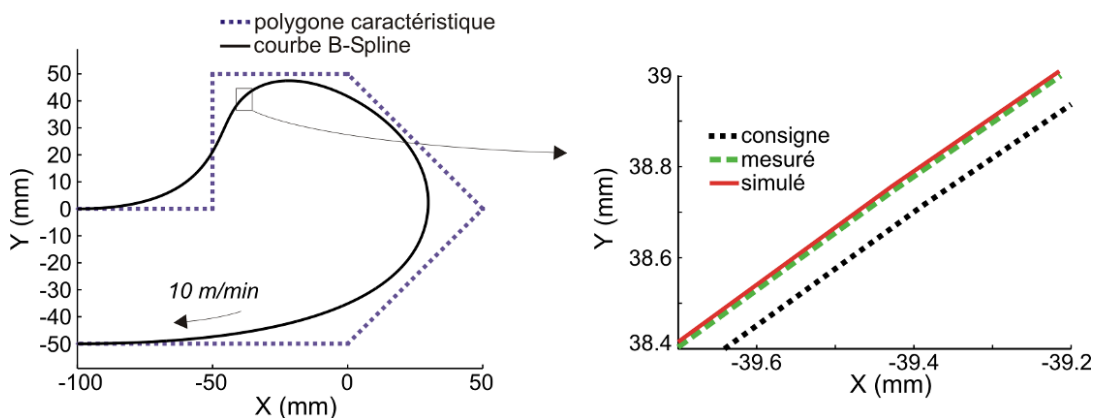


Figure 3.15. Essai sur courbe au format B-Spline

Ces essais plans attestent de la validité du modèle dans le cas de trajectoires planes sollicitant 2 axes de translation.

4.2.3 Essai avec B-Spline 3D – Mikron UCP710

Dans cet essai, la trajectoire test décrite sous forme d'une courbe B-Spline est exécutée au format d'interpolation linéaire sur la machine. La courbe représentée sur la Figure 3.16 est définie par les pôles de son polygone caractéristique, son degré p et sa séquence nodale U , dont les valeurs numériques sont données ci-dessous :

$$\text{Pôles : } \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} -100 \\ -50 \\ 0 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} -50 \\ 50 \\ 50 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0 \\ 100 \\ 100 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \\ 50 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0 \\ -50 \\ 0 \end{pmatrix}; p = 3; U = [0; 0; 0; 0,5; 1; 1; 1]$$

La trajectoire est ensuite échantillonnée sous forme de segments (interpolation G1) pour être communiquée à la Commande Numérique de la machine. La longueur des segments est de quelques millimètres : variations comprises entre 2 et 10 mm. La vitesse d'avance programmée pour décrire cette trajectoire est 15 m/min. Les écarts constatés entre positions mesurées et simulées sont en général au dessous de 5 μm avec localement des écarts plus importants pouvant atteindre quelques 12 μm , mais non équi répartis sur les 3 axes. En effet, les différences les plus significatives semblent être portées sur les axes X et Z. Ces écarts plus importants peuvent être dus à des vibrations qui sont perceptibles pendant certaines phases d'accélération et de décélération qui ont lieu tout le long de la trajectoire décrite à partir d'une longue série de 1000 petits segments. Cette analyse se confirme en comparant les écarts de suivi par axe, pour lesquels les différences les plus notables correspondent aux zones où la vitesse d'avance est la plus faible.

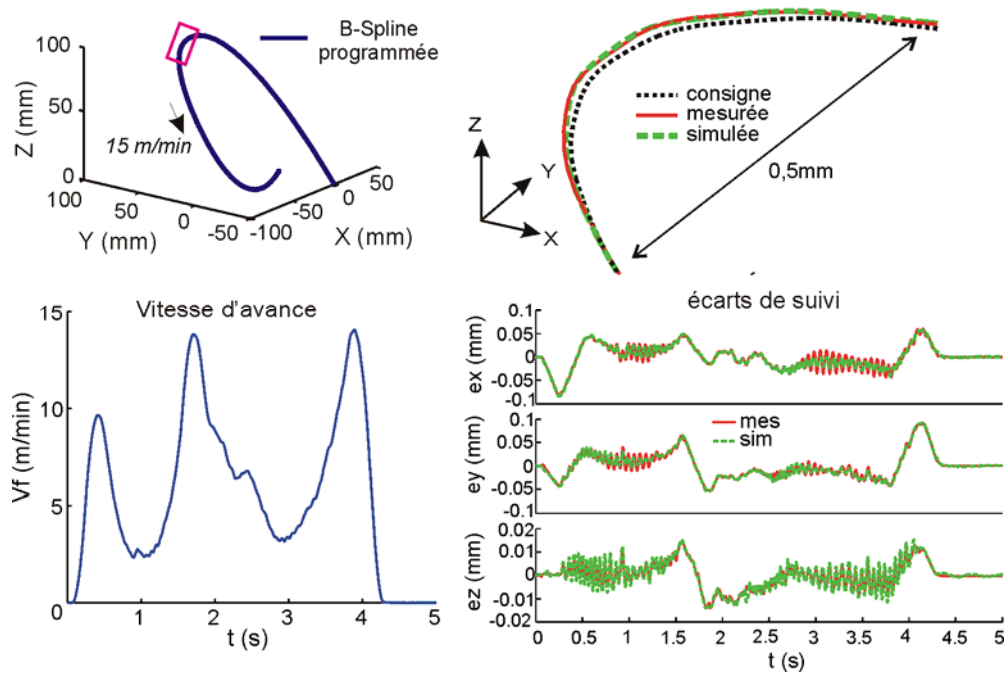


Figure 3.16. Essai 3 axes sur courbe B-Spline

Sur le centre DMG, les résultats ne sont pas présentés ; cependant, les constats sont les mêmes que lors des essais réalisés sur le centre d'usinage Mikron avec la BSpline 3D.

4.2.4 Essai en trajectoire « angulaire » – Mikron UCP710

Ce type d'essai permet d'étudier un changement d'orientation de l'outil dans l'espace des tâches. Une trajectoire équivalente dans le plan A-C est sur la Figure 3.17, avec une vitesse de déplacement programmée de 10 m/min. L'observation des différences entre les positions angulaires simulées et mesurées donne le même type de conclusions que pour les axes de translation. En effet, les différences restent inférieures à $0,005^\circ$ sur la majeure partie de la trajectoire et peuvent atteindre $0,01^\circ$ dans quelques zones restreintes.

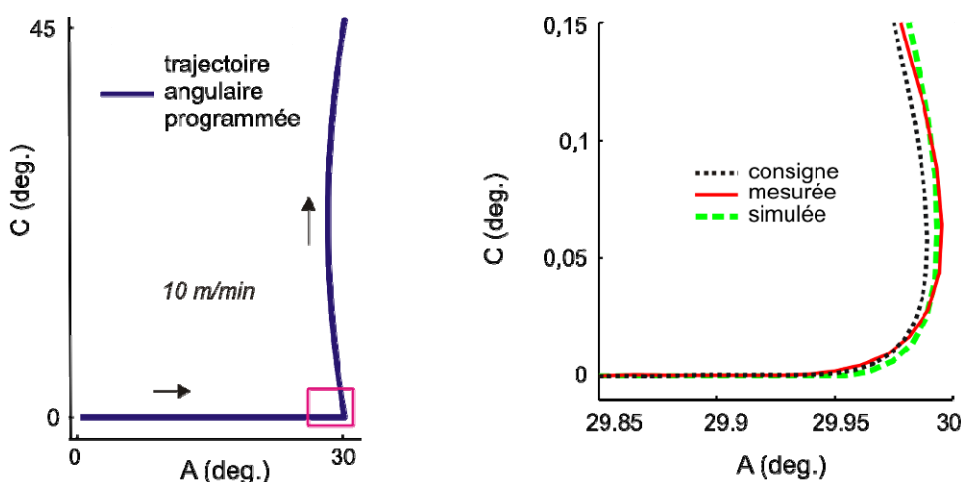


Figure 3.17. Essai dans le plan AC

4.2.5 Essai en trajectoire 5 axes – Mikron UCP710

Afin de compléter la validation du modèle, sur des trajectoires multi axes, la comparaison entre mesures C.N. et simulation est proposée sur une trajectoire 5 axes (Figure 3.18). Cette trajectoire représente l'usinage sur le flanc d'une surface industrielle d'aube de turbine, aussi appelée « impeller ». La trajectoire FAO calculée définie par l'ensemble des positions et orientations des axes de l'outil est représentée à droite sur la Figure 3.18.

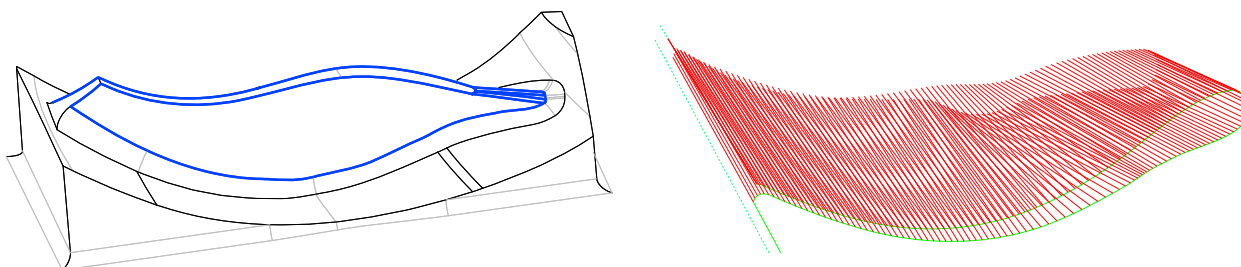


Figure 3.18. Définition de la surface « impeller » et des trajectoires d'usinage [PECHARD 09]

Afin de valider la pertinence du modèle sur des trajectoires plus complexes 5 axes, nous représentons les écarts de suivi axe par axe, car une visualisation directe des segments centre outils en 3 dimensions serait délicate (Figure 3.19). Les courbes tracées en trait rouge continu représentent les écarts de suivi

calculés entre les consignes de positions et les positions réelles mesurées ; tandis que les courbes en vert pointillées représentent les erreurs de suivi calculées à partir des positions simulées.

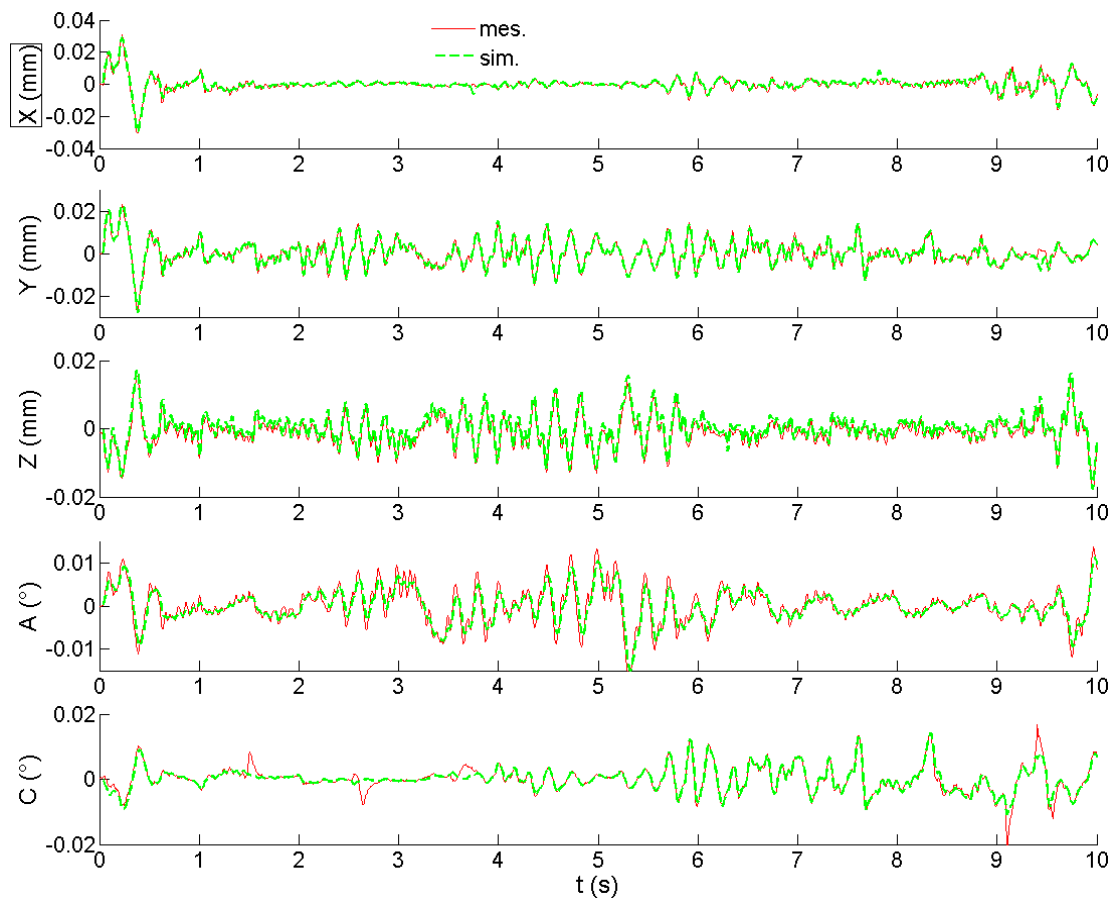


Figure 3.19. Ecart de suivi sur l'« impeller »

Les écarts calculés à partir des positions simulées et des écarts calculés à partir des positions réelles sont superposés sur une très grande partie de la trajectoire. Les difficultés de modélisation observées sont probablement liées à la non prise en compte de certains phénomènes physiques de la machine, ou d'approximations dans le modèle, comme par exemple les lois de frottements qui y sont implémentées. Cette comparaison atteste au final la pertinence du modèle construit sur une trajectoire complexe 5 axes.

4.2.6 Synthèse sur les essais de validation

Dans tous les cas étudiés, les différences entre les valeurs issues de la simulation et celles issues des mesures n'excèdent pas le centième de millimètre pour les axes de translation ou le centième de degré pour les axes de rotation, sauf dans quelques cas exceptionnels notamment sur les axes de translation avec exécution en interpolation linéaire. Ces écarts observés entre mesure et simulation sont principalement dus à la difficulté de modéliser les traitements numériques spécifiques de la Commande Numérique. Une partie de ces traitements est intégré par les paramètres de recalage du modèle que sont α , β et γ . Cependant, ces paramètres ne constituent qu'une approximation de ce qui est traité dans la C.N. et ne peuvent reproduire à l'identique le comportement réel. Il est important de noter qu'une simulation plus précise du suivi nécessite que divers traitements logiciels propres à

chaque C.N. soient connus. Enfin, d'un point de vue plus physique et mécanique, un raffinement du modèle est aussi possible en prenant en compte des éléments comme le couplage dynamique des axes, ou encore les compensations des positions à l'inversion de déplacement des axes. Ce raffinement de modèle apporterait très peu d'améliorations et nécessiterait une étude trop complexe propre à chaque machine, qui ne va pas dans le sens de modèle générique voulu ici.

Cependant, les résultats présentés soulignent le bon comportement du modèle pour simuler le suivi de trajectoire quel que soit le type de trajectoire exécutée. Les allures des trajectoires simulées restent fidèles au trajet réel et les valeurs d'écart de suivi simulées donnent une image représentative des écarts de suivi réels. Ceci valide néanmoins les hypothèses adoptées en début de chapitre pour élaborer le modèle. Pour ce niveau de précision obtenu, sont validées, comme le modèle de frottements mis en place, sauf aux très faibles vitesses, les modèles de moteurs à courant continu, la prise en compte de la pesanteur et des modèles associés, ainsi que d'autres hypothèses simplificatrices comme les jeux dans les liaisons, les solides rigides...

Dans la suite, une utilisation du modèle est proposée pour l'implémentation et le réglage d'architectures de commandes avancées reposant plus particulièrement sur des bases de commandes prédictives à architecture RST.

5 Commande prédictive généralisée

Il existe de multiples stratégies de commande, comme par exemple des systèmes de commande à observateurs d'état répandus pour les systèmes flexibles [ZATARAIN et al. 05], ou encore d'autres stratégies que l'on peut comparer dans [RAMESH et al. 05]. Les travaux spécifiques sur machines outils montrent l'intérêt que peuvent avoir les stratégies basées sur des structures de Commande Prédictive Généralisée (G.P.C. pour Generalized Predictive Command) dans le cadre du suivi de trajectoires en les comparant à des solutions classiques en cascade avec régulateurs P.I. [SUSANU et al 04], [SUSANU 05]. Un intérêt majeur à ce type de structures GPC est qu'elles sont relativement simples à implémenter une fois les algorithmes de calculs établis [DUMUR et al. 96].

Cependant, dans l'objectif de l'amélioration des performances en suivi, les études mettent en avant la difficulté du choix des paramètres de réglage. Ces paramètres dépendent de la nature même et du comportement des boucles d'asservissement des axes mais peuvent aussi être impactés par la nature de la consigne à suivre, celle-ci étant elle-même tributaire de la géométrie de la trajectoire et de l'interpolation générée par la CN. D'un autre côté, l'implémentation de ces stratégies de commande est réalisée grâce à la mise en place de modèles prédictifs du système à asservir, qui est dans la majorité des cas choisi comme étant simple et robuste.

Après avoir résumé les concepts de base de la stratégie de commande prédictive, la méthode d'implémentation dans le modèle prédictif précédent est explicitée. Les résultats de simulation avec

cette nouvelle loi de commande sont comparés aux résultats issus des simulations de la commande classique avec anticipations. Cette partie a été menée en collaboration avec l'équipe Automatique de Supélec sous la supervision de Didier Dumur.

5.1 Stratégie de commande prédictive

Comme toute commande prédictive, la philosophie de la commande prédictive généralisée repose sur la définition de cinq grandes idées [ROSSITER 03]:

- Création d'un effet anticipatif exploitant les connaissances explicites sur l'évolution de la trajectoire à suivre dans le futur (connaissances nécessaires requises au moins sur un horizon de quelques points au delà de l'instant présent). Cette contrainte restreint nécessairement le domaine d'application à la commande de systèmes pour lesquels la trajectoire à suivre est parfaitement connue et stockée point par point dans le calculateur comme dans le cas des commandes numériques de machines outil.
- Définition d'un modèle numérique du système permettant de réaliser la prédiction du comportement futur du système. Ce modèle discret résulte le plus souvent d'une identification préalable hors ligne.
- Minimisation d'un critère quadratique à horizon fini portant sur les erreurs de prédiction futures, écarts entre la sortie prédite du système et la consigne future ou une trajectoire de référence réalisant un filtre de la consigne.
- Élaboration d'une séquence de commandes futures, optimale au sens du critère précédent, dont seule la première valeur est appliquée sur le système et sur le modèle.
- Répétition des étapes précédentes à la période d'échantillonnage suivante selon le principe de l'horizon fuyant.

Le régulateur prédictif polynômial que l'on obtient après minimisation du critère a donc pour objectif que la sortie prédite rallie la consigne ou la trajectoire de référence sur un horizon de prédiction donné.

5.2 Implémentation de la nouvelle structure GPC

Les principes énoncés au paragraphe précédent peuvent être traduits en algorithmes et équations développés dans [SUSANU et al. 06]. Des informations sur les bases de l'algorithme de calcul GPC sont également données dans [SUSANU 05]. La nouvelle correction est décrite dans le formalisme RST. Les termes R, S et T sont trois polynômes de régulation calculés et réglés hors ligne. Ces polynômes sont obtenus par minimisation d'un critère quadratique portant sur les erreurs futures avec

un terme de pondération sur la commande. Le critère nécessite la définition de quatre paramètres de réglages qui sont :

- N_1 : horizon de prédiction minimal,
- N_2 : horizon de prédiction maximal,
- N_u : horizon de prédiction sur la commande,
- λ : coefficient de pondération sur la commande.

La minimisation de ce critère est résolue par les équations de Diophante qui ne seront pas détaillées ici. Avec cette structure à base de polynômes RST, le polynôme T n'est pas causal, ce qui assure, en conséquence, un effet anticipatif au sein de la boucle fermée. De cette propriété, il n'y a plus lieu d'utiliser les chaînes d'anticipation FFW implémentées communément dans les CN et qui avaient comme inconvénient de corriger le système en boucle ouverte (réglages plus délicats que les éléments en boucle fermée). Au final, le formalisme RST est décrit sous la forme présentée en Figure 3.20. Dans la suite, ce régulateur RST est implémenté sur la boucle de position, la plus externe, là où son effet est le plus significatif, les autres régulateurs P.I. avec la structure originelle en cascade étant conservés. Les calculs des coefficients des polynômes RST et des paramètres de réglages sont donnés pour l'axe X.

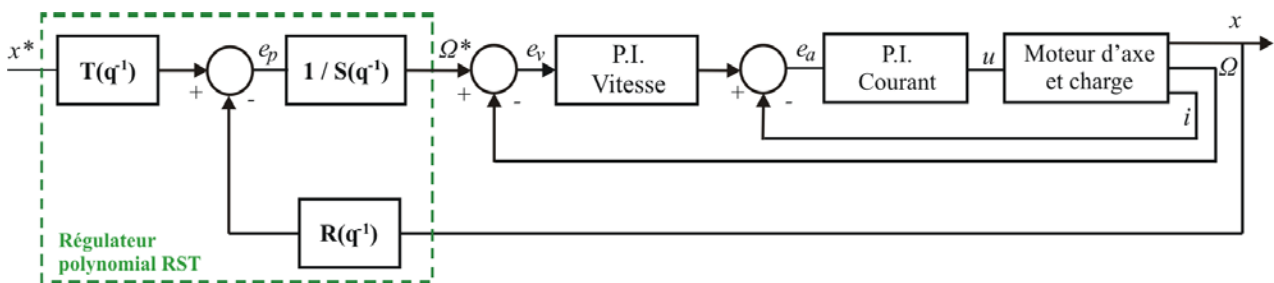


Figure 3.20. Implémentation de la structure RST sur la boucle de position

L'asservissement de la boucle de position est réalisé par un régulateur RST numérique qui se décrit mathématiquement par l'équation aux différences suivante, privilégiant une approche polynômiale entrée / sortie par fonctions de transfert :

$$S(q^{-1}).\Omega^*(t) = -R(q^{-1}).x(t) + T(q^{-1}).x^*(t) \quad (3-13)$$

Dans l'équation (2-9) q^{-1} est l'opérateur retard d'un échantillon ; x^* l'entrée, x la sortie et Ω^* la commande en vitesse.

Remarque 1 : L'utilisation d'une architecture RST pour la commande d'axe de machine outil représente un réel intérêt, puisque ce formalisme apparaît comme étant très générique. De plus, il est intéressant de noter que de nombreux types de contrôleurs numériques allant des plus basiques comme les P.I.D aux plus complexes peuvent être traduits sous la même architecture RST. Par exemple, dans

notre cas, les régulateurs PI de vitesse et de courant auraient pu aussi être intégré sous forme de 3 polynômes RST bâtis comme sur la boucle de position avec les valeurs des coefficients des polynômes calculés de façon à assurer l'équivalence avec les régulateurs P.I.

Remarque 2 : Un autre intérêt de structure de commande générique résulte dans le temps de calcul des données numériques via ces régulateurs RST. En effet, dans la majeure partie des cas, les degrés des polynômes mis en jeu sont faibles. Cette propriété assure alors la possibilité d'implémenter ce type de régulation même dans des systèmes où les périodes d'échantillonnage sont très petites, c'est notamment vrai dans le cadre de la commande de machine outil à grande vitesse (les périodes d'échantillonnage sont de l'ordre de la milliseconde).

Les équations de Diophante et les algorithmes permettant la détermination des polynômes R, S et T, dans le domaine discret (transformées en Z) sont résolus à partir des fonctions de transfert équivalentes en transformée en Z (Annexe F). Une étape de linéarisation pour déterminer la fonction de transfert équivalente du système est effectuée directement avec Matlab®. Les quatre paramètres $N1$, $N2$, Nu et λ , sont réglés initialement de façon à assurer de bonnes propriétés de stabilité et de robustesse, comme il est indiqué dans [SUSANU et al 04]. Les quatre paramètres ont pour valeurs celles définies dans le Tableau 3.3, correspondant à l'axe de translation X.

Nom	Description	Valeur
$N1$	Horizon de prédiction minimal	1
$N2$	Horizon de prédiction maximal	8
Nu	Horizon de prédiction sur la commande	1
λ	Coefficient de pondération sur la commande	0,0039

Tableau 3.3. Paramètres de réglage RST

L'ajout d'un retard pur de $N2$ échantillons, sous la forme z^{-N2} , aux données que l'on veut observer, c'est-à-dire la consigne et la position mesurée, est nécessaire, de façon à rendre homogène de manière temporelle ces données à celles résultant de la simulation.

5.3 Simulations GPC et comparaison avec l'architecture de commande classique

L'objectif de ce paragraphe est de montrer comment varie le comportement vis-à-vis du suivi de trajectoire lorsque la loi de commande évolue. Ainsi, pour des trajectoires données, les consignes sont appliquées en entrée des modèles d'asservissement. Deux trajectoires réelles simulées sont obtenues : l'une avec les lois de commande classique avec FFWON et l'autre avec la loi de commande GPC. Les deux types de trajectoires test étudiées sont les suivantes :

- des cercles avec interpolation G2/G3 dans le plan X-Y,
- des passages de coin dans le plan présentés dans le paragraphe 4.2.1 de ce chapitre.

5.3.1 Comparaisons sur trajectoires circulaires

Ce premier cas consiste à exécuter une trajectoire circulaire dans le sens trigonométrique (format d'interpolation circulaire G3). Les paramètres relatifs au programme d'usinage sont les suivants : le cercle a un rayon de 150 mm, la vitesse d'avance programmée est de 15m/min. La Figure 3.21 représente les erreurs de suivi dans le plan polaire. Les écarts entre consigne et positions réelles sont calculés pour tout angle. A gauche sont représentées ces erreurs dans le cas d'une architecture de commande classique avec anticipations FFWON, et à droite dans le cas de la commande prédictive.

Il est nettement visible que les écarts pouvant atteindre quelques 50µm avec la correction dite « classique » sont quasiment nuls avec la correction GPC, sauf aux 4 points d'inversion où les écarts atteignent 5µm. Avec ces résultats sur ce type de trajectoire, il apparaît alors que le réglage initial des paramètres améliore grandement le comportement des axes en terme de suivi.

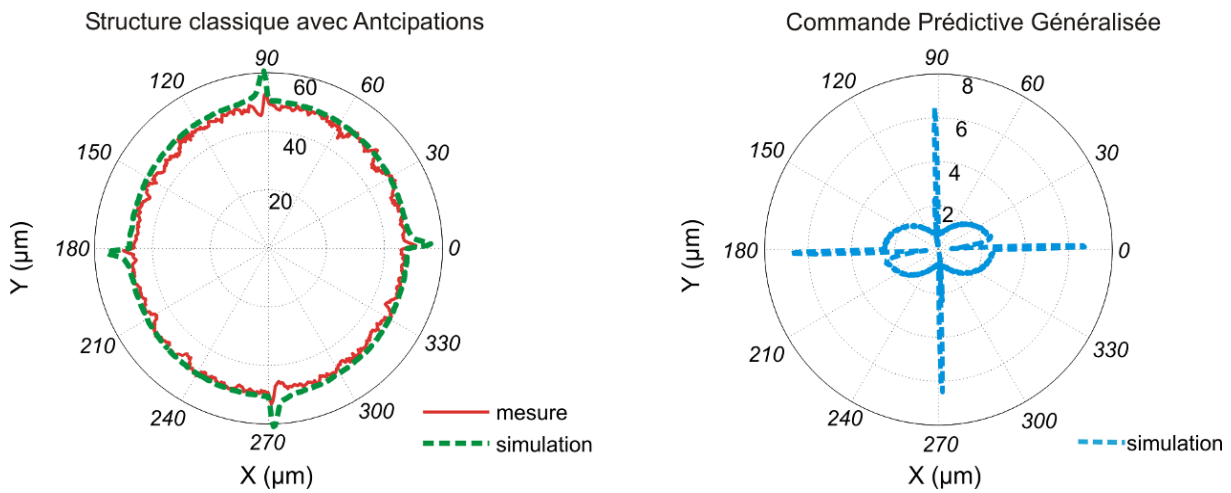


Figure 3.21. Comparaison des erreurs de suivi sur une trajectoire circulaire

Le fait de travailler sur une commande numérique fermée ne permet en aucun cas d'implémenter physiquement cette architecture de commande et donc de valider ces premiers résultats au travers d'expérimentations réelles. Cependant, l'élaboration d'un modèle simple mais proche de la réalité présente l'avantage d'apporter une première validation sur cette architecture de commande avancée et permet d'observer par simulation le comportement de tels contrôleurs sur des systèmes industriels fermés.

5.3.2 Comparaisons dans des passages de coins

Dans ce deuxième cas, les trajectoires considérées sont des trajectoires avec discontinuité en tangence. Les exemples étudiés précédemment sont repris ici dans le plan X-Y avec un passage d'angle droit et un passage d'angle à 45° (Figure 3.22). Comme nous l'avons vu, ces trajectoires introduisent d'importants écarts géométriques pour des grandes vitesses d'avance. Pour chacun des essais, les positions réelles simulées avec les deux structures d'asservissement sont superposées. Le réglage de la commande RST reste le même que pour les trajectoires circulaires du paragraphe 5.3.1. Une diminution de l'écart entre la trajectoire consigne et la trajectoire réelle obtenue par simulation avec la

nouvelle stratégie de correction par GPC est notable sur la figure de droite, mais ce n'est pas le cas sur la trajectoire de gauche. Ce cas met en avant la nécessité d'optimiser le réglage des quatre paramètres N_1 , N_2 , N_u et λ . Cette étude n'est pas effectuée ici, mais ceci serait tout à fait possible grâce au modèle mis en place ici.

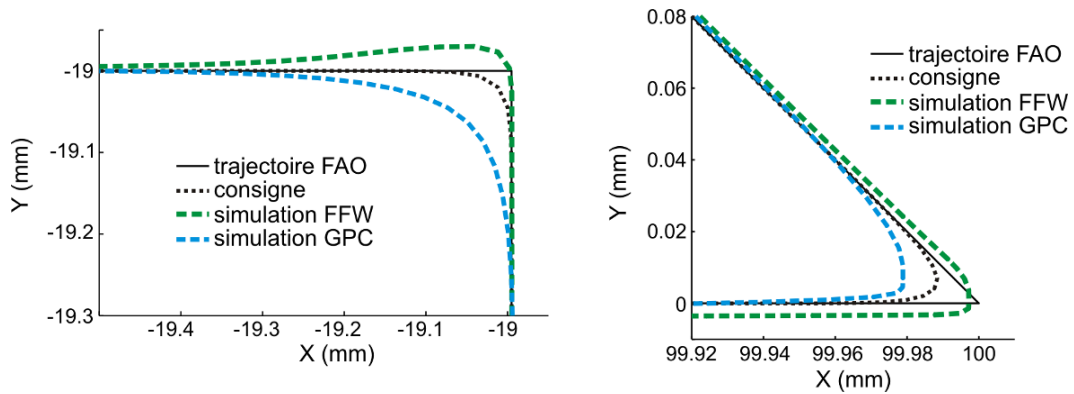
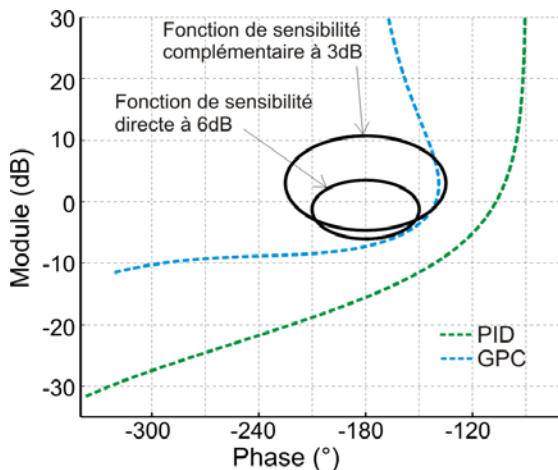


Figure 3.22. Comparaisons des erreurs de suivi sur des passages de coins

En plus d'une étude purement géométrique, on se propose d'apporter une rapide analyse fréquentielle de la nouvelle correction en regard des performances de la correction « classique », afin d'étudier les performances de la nouvelle structure de correction GPC en terme de stabilité et de robustesse.

5.4 Analyse fréquentielle

L'analyse fréquentielle effectuée ici est liée à des objectifs en termes de stabilité et de robustesse. Au niveau de la stabilité, il est admis qu'un bon réglage est caractérisé par une marge de phase supérieure à 45° et une marge de gain supérieure à 6 ou 8dB. Pour la robustesse, il est retenu une fonction de sensibilité directe de module inférieur à 6dB et une fonction de sensibilité complémentaire de module inférieur à 3dB. Cette analyse n'est possible que sur les fonctions de transfert en boucle ouverte, ainsi les chaînes d'anticipations ne peuvent pas être prises en compte dans les analyses de stabilité et de sensibilité.



Commande	GPC	PID
Marge de Gain (dB)	7,2	15,5
Marge de Phase ($^\circ$)	39°	73°
Max {FSD ⁽¹⁾ } (dB)	5,3	2,18
Max {FSC ⁽²⁾ } (dB)	3,7	0

⁽¹⁾ FSD = Fonction de Sensibilité Directe

⁽²⁾ FSC = Fonction de Sensibilité Complémentaire

Figure 3.23. Diagrammes de Black-Nichols – Sensibilité et stabilité

La comparaison des deux diagrammes de Black et des marges de stabilité pour chacune des corrections, montre que la structure GPC génère des valeurs de marge plus faibles et des maximums de fonction de sensibilité, détériorant la robustesse de la commande. La modification du paramètre λ a été testée : sa diminution entraîne une amélioration de la robustesse et de la stabilité, mais des écarts avec la consigne plus importants, tandis que son augmentation génère des variations contraires.

5.4.1 Conclusion sur la structure GPC

Ces travaux de simulation réalisés autour de la commande prédictive généralisée montrent les possibilités d'utilisation du modèle d'asservissement en termes de vérification d'un comportement. Les méthodes prédictives ont pour intérêt d'être facilement implémentables avec peu de paramètres de correction à régler. Néanmoins si l'amélioration en termes de réduction d'écart entre la consigne et la trajectoire simulée est notable pour certaines trajectoires, comme un cercle, elle est à améliorer, dans le cadre de trajectoires ou les variations de la consigne sont plus marquées, comme un passage de discontinuité. De plus, l'analyse fréquentielle permettant de qualifier la stabilité d'une structure de commande montrent que les paramètres de la structure de commande GPC doivent être améliorés, ou opter pour une structure GPC cascade.

6 Simu5X COM

Afin d'intégrer différentes architectures de commande et plusieurs machines au sein d'un même outil numérique de simulation, un programme avec son interface graphique associée a été élaboré sous Matlab® (Figure 3.24).

Cet outil, nommé Simu5X-COM, permet à partir de la donnée d'une trajectoire de consigne relevée sur la machine avec une période d'échantillonnage donnée de simuler plusieurs grandeurs physiques que sont positions, vitesses, intensités et tensions aux bornes des moteurs. L'utilisation de cet outil peut être décrite de la façon suivante :

- Choix des consignes : en cliquant sur « sélection consignes », l'utilisateur choisit le fichier regroupant les consignes de positions axe par axe, données sous formes de matrices, comportant à chaque pas d'échantillonnage la valeur de la consigne position de l'axe. Le bouton pré visualiser permet comme son nom l'indique de visualiser la consigne dans le plan ou dans l'espace. Dans le cas où la trajectoire ne sollicite qu'un seul axe, la prévisualisation se fait directement en temporel. Il est important de noter que les consignes sélectionnées peuvent être issues, après enregistrement, des consignes de la commande numérique correspondant à la machine choisie ensuite dans le simulateur. Mais elles peuvent provenir d'autres interpolateurs optimisés pour certaines trajectoires données [LAVERNHE 06], [BLOCH et al. 01].

- Choix machine : Choix de la machine sur laquelle l'utilisateur souhaite effectuer la simulation. Pour les machines avec plateaux ou berceaux rotatifs, il est possible de rentrer les paramètres du modèle géométrique permettant de calculer la transformée géométrique directe (TGD).
- Commande : Choix de la structure d'asservissement. Pour le moment, deux structures sont sélectionnables : commande classique par correcteurs PID avec choix ou non des anticipations FFW et commande avancée de type prédictive généralisée. L'implémentation d'autres structures est possible, comme par exemple les commandes SMC [UKTIN 77], CCC [KOREN 80], ou encore ZEPTC [TOMIZUKA 87]...
- Simulation : la simulation est exécutée après avoir saisi la période d'échantillonnage pour laquelle on veut récupérer les grandeurs simulées. Cette période d'échantillonnage peut être égale à celle des consignes afin de reproduire un échantillonnage identique sur les positions, vitesses et intensités réelles qui sont mesurées et enregistrées depuis les oscilloscopes de la commande numérique. La plus petite période d'échantillonnage sur la Mikron est $T_{ech} = 6$ ms et pour la DMG : $T_{ech} = 1$ ms. Le stockage de données sur la CN est limité dans le temps pour ne pas dépasser la capacité mémoire d'enregistrement de données à la volée, dans le cas contraire, la période d'échantillonnage est plus grande.
- Résultats : après exécution, les résultats sont observables avec les tracés des trajectoires centre outil dans l'espace ou dans le plan selon la nature et le nombre d'axes sollicités sur la trajectoire. Dans le cas d'une trajectoire multi axes obtenue avec des mouvements sur les axes de rotation ce sont les axes outils qui sont représentés dans l'espace. La fenêtre nommée visualisation permet d'avoir un aperçu de l'évolution des grandeurs qui sont cochées en fonction du temps, pour tous les axes impliqués dans la réalisation du mouvement. Enfin, il est possible d'enregistrer toutes ces valeurs en spécifiant un nom de fichier .mat.



Figure 3.24. Interface graphique Simu5X-COM

7 Prédiction des écarts d'exécution

Dans ce paragraphe, nous utilisons les résultats de simulation pour le calcul des écarts de contour entre les trajectoires aux différents niveaux. La comparaison des écarts de contour calculés à partir des positions mesurées à ceux calculés à partir des positions simulées nous permet de valider l'utilisation du modèle prédictif pour la mise en place d'une méthode de compensation des écarts d'exécution. Nous nous intéressons de plus à l'impact des écarts sur les surfaces usinées, soit les écarts géométriques générés. La validation porte sur les trajectoires exécutées sur le centre d'usinage Mikron UCP710.

7.1 Validation sur les écarts de contour entre trajectoires

Seuls les écarts d'exécution entre la trajectoire exécutée et la trajectoire FAO sont comparés pour illustrer nos propos.

7.1.1 B-Spline

Les écarts de contour calculés à partir des positions simulés sont comparés aux écarts calculés à partir des positions mesurées. La comparaison est d'abord effectuée sur la courbe B-Spline à géométrie régulière, programmée dans un format de description polynômial dont les caractéristiques sont rappelées sur la Figure 3.25. Les points notés A et B, situés aux abscisses curvilignes 100 et 175mm sur la courbe correspondent aux inversions de mouvement de l'axe Y et de l'axe X.

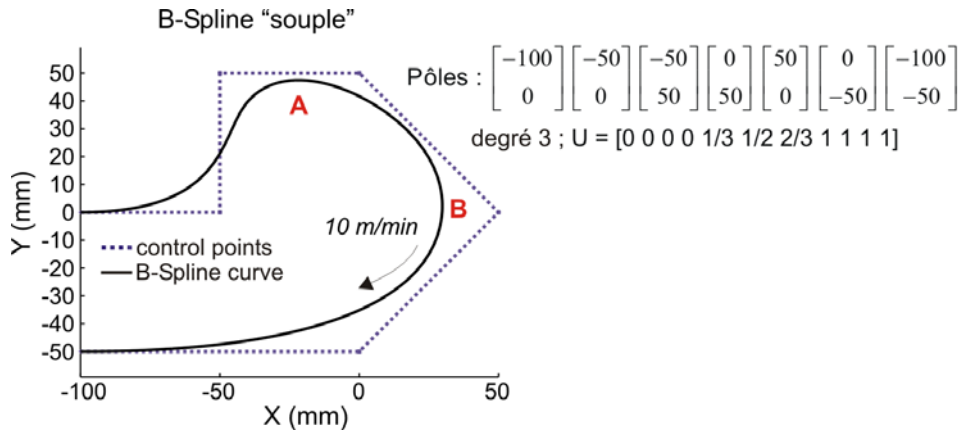


Figure 3.25. Caractéristiques de la courbe B-Spline « souple »

Les écarts d'exécution e_2 sont calculés pour deux vitesses programmées : 5m/min et 10m/min. La comparaison des écarts mesurés aux écarts simulés présentée sur la Figure 3.26. Le tracé des erreurs de simulation montre qu'il n'y a pas de différences significative (4 μ m maximum) sauf pour les abscisses de 100mm et de 175mm correspondant aux deux pics d'inversions de mouvement des axes Y puis X (positions A et B sur la Figure 3.25).

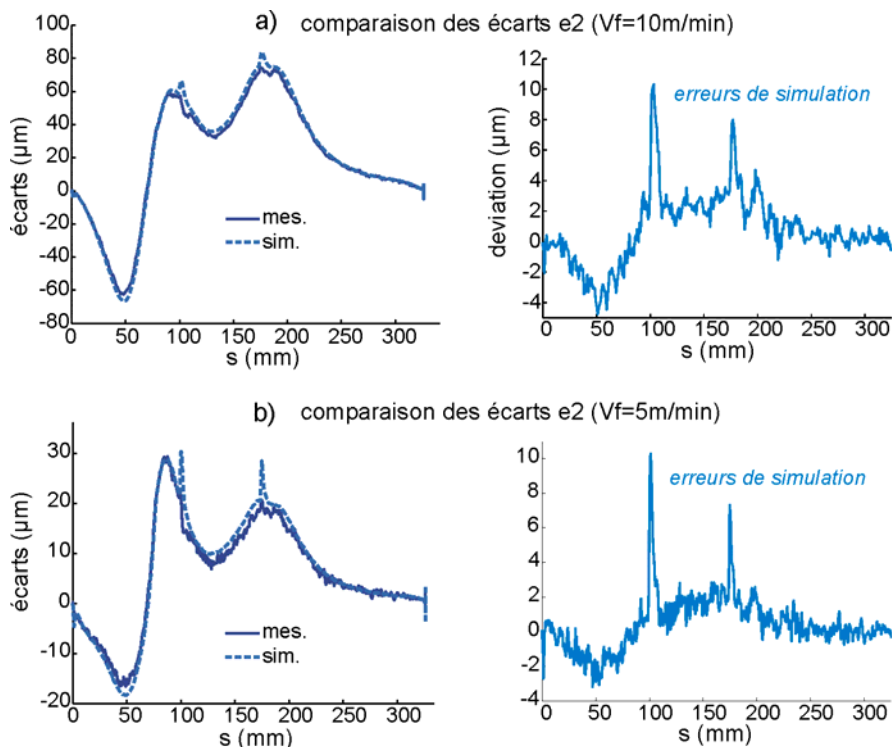


Figure 3.26. Ecarts d'exécution simulés et mesurés sur B-Spline

7.1.2 Coin

La vérification est maintenant portée sur un passage de discontinuité avec un passage d'angle à 90°. La vitesse d'avance programmée est de 10m/min. Les écarts d'exécution sont à nouveau estimés et comparés. Comme le simulateur Simu5X COM permet de choisir la période d'échantillonnage de sortie, les écarts d'exécution sont également présentés avec une période d'échantillonnage plus faible (0,6ms) pour reproduire de manière plus fidèle le mouvement réel de l'outil. La différence entre écarts calculés à partir des positions simulées et écarts calculés à partir des positions mesurées ont quasiment la même distribution. Nous pouvons noter cependant, au niveau de l'inversion du mouvement de l'axe Y, au sommet de l'angle, que dans le cas de la simulation, l'écart met plus de temps à s'annuler que dans le cas de la mesure aux règles.

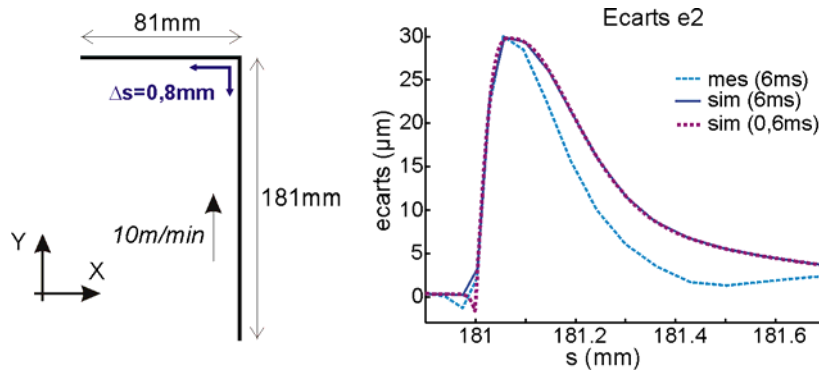


Figure 3.27. Ecart d'exécution simulés et mesurés (Point anguleux)

7.2 Validation sur les écarts géométriques entre enveloppes

7.2.1 Calcul de l'enveloppe

Pour se rendre compte de l'impact sur la géométrie de la pièce, les écarts géométriques doivent être évalués au niveau de la surface usinée ; il est alors nécessaire de prendre en compte la géométrie de l'outil. Les écarts avec la notation e entre les trajectoires centre outil ont leur équivalents sur les enveloppes notées δ (Figure 3.28). Les écarts e obtenus entre une trajectoire de référence et une trajectoire exécutée se répercutent inévitablement en des écarts géométriques δ sur les surfaces générées par les enveloppes du mouvement de l'outil. En fonction de la géométrie de la trajectoire à suivre et des caractéristiques géométriques de l'outil (diamètre, forme,...), les écarts δ peuvent être répartis de manière différente par rapport aux écarts e .

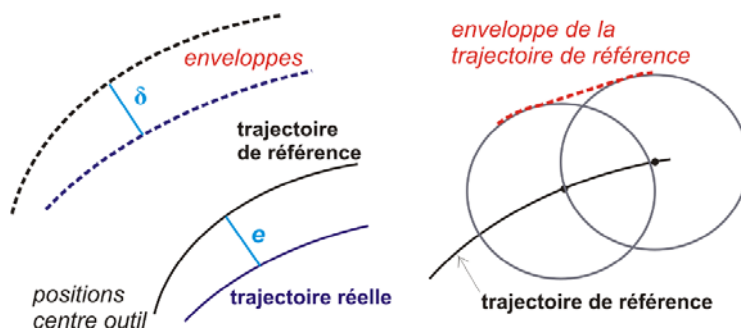


Figure 3.28. Erreurs de contour sur enveloppes

Dans le cas de l'usinage de poches, si la surface usinée avec le flanc d'un outil cylindrique est considéré, l'étude se ramène à un problème plan. Ce plan est le plan de coupe perpendiculaire à l'axe de l'outil. Ainsi, l'enveloppe du mouvement de l'outil initialement construite dans l'espace et qui représente une surface est réduite dans le plan à une courbe construite, dans le cas présent, à partir de l'enveloppe des cercles représentant les positions successives de l'outil dans le temps. Il s'agit d'enveloppe du mouvement de l'outil. Les enveloppes, dont la méthode de calcul est décrite ci-dessous, seront déterminées pour chacune des trajectoires (FAO, consigne, réelle) et la méthode de calcul des écarts entre ces différentes enveloppes reste la même que celle explicitée dans le deuxième chapitre.

La courbe enveloppe résulte d'un offset de la valeur du rayon de l'outil de la trajectoire générée échantillonnée. L'enveloppe directe est une combinaison d'arcs de cercles (point A) et de segments (point B) déterminés en fonction de la position de la matière, définie par le point Omat (Figure 3.29-gauche). Cependant, des petits rayons de courbure locaux peuvent conduire à des auto-intersections de l'enveloppe directe qu'il est nécessaire d'éliminer (Figure 3.29-droite). L'enveloppe finalement déterminée est une séquence de segments de droites et de portions cercles.

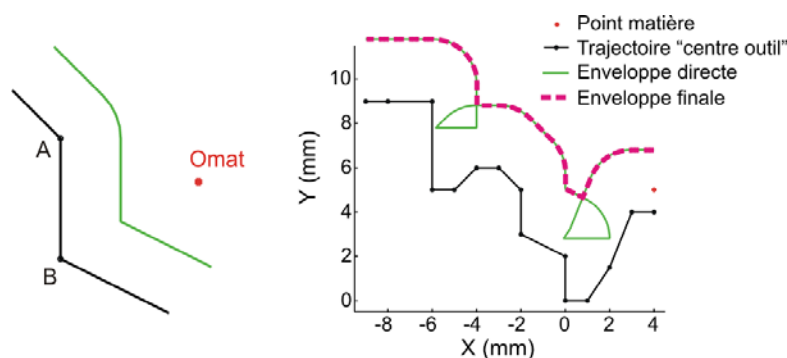


Figure 3.29. Construction d'enveloppe (points de recouvrement)

Le passage de trajectoires planes à des trajectoires multi axes nécessite de prendre en compte la géométrie complète de l'outil, ainsi que les variations spatiales de la trajectoire qui peuvent conduire à des intersections géométriques plus complexes.

7.2.2 B-Spline

Les écarts entre les différentes enveloppes des mouvements outils ont été calculés avec un outil de diamètre 10mm. Compte tenu de la régularité de la courbe, et des rayons de courbure locaux supérieurs au rayon de l'outil, l'enveloppe de la trajectoire est la courbe offset du rayon d'outil. La seule différence réside dans l'abscisse curviligne, car la longueur calculée sur l'enveloppe est plus importante. Pour ce type de trajectoire et avec un diamètre d'outil pas trop élevé, la distribution des écarts sur la trajectoire reflète parfaitement la distribution des écarts géométriques sur la surface.

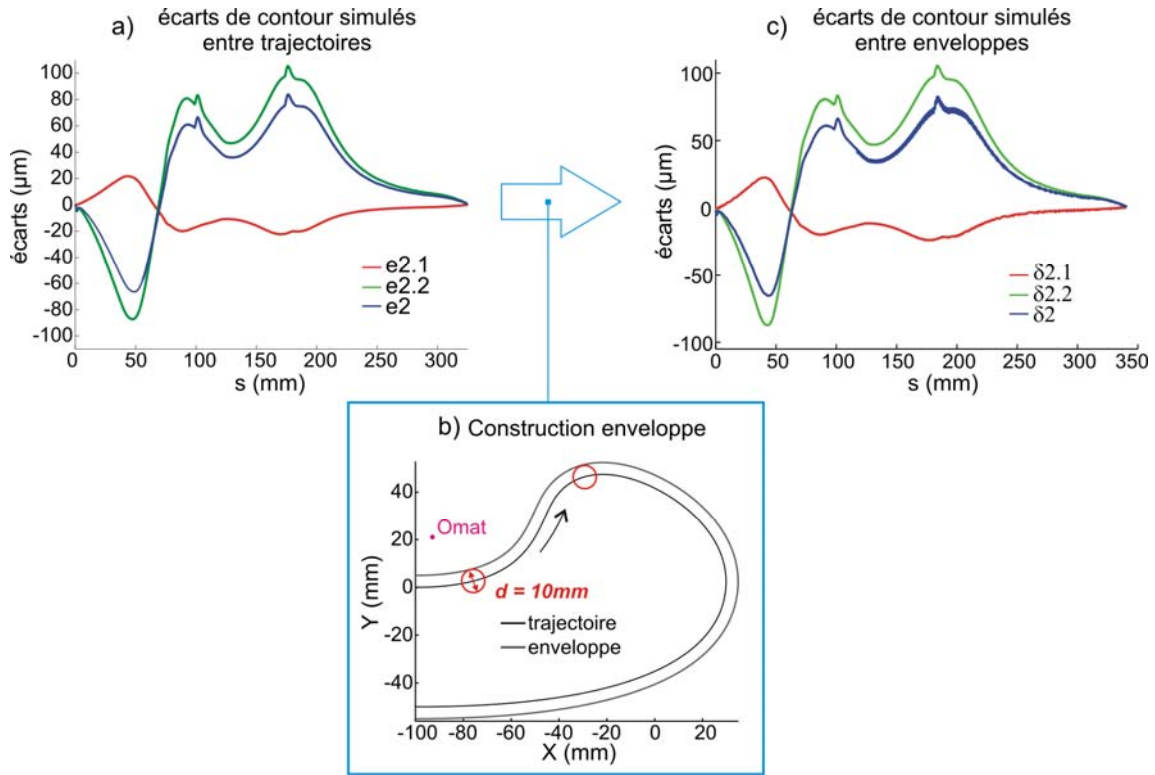


Figure 3.30. Écarts entre enveloppes sur trajectoire B-Spline

7.2.3 Passage du coin

Le calcul des enveloppes sur les 3 trajectoires (FAO, consigne et simulée) pour le passage du coin est réalisé et les écarts sont ensuite évalués. Les positions simulées sont calculées pour une période d'échantillonnage de 0,6ms. La Figure 3.31 présente la distribution des écarts de contour entre trajectoires et des écarts géométriques entre enveloppes. Le point anguleux de la trajectoire devient un arc de cercle de longueur $\Delta s = r \cdot (\pi/2)$, où $r = 5\text{mm}$ est le rayon de l'outil. Ainsi, les écarts sont étendus tout le long de l'arc de cercle (Δs sur la Figure 3.31b). L'amplitude maximale des écarts géométriques est conservée pour les écarts $e2.2$ et $e2$. Cela n'est pas le cas pour $\delta2.1$ dont la valeur maximale diffère de la valeur maximale $e2.1$, comme le montre la Figure 3.31c. En conclusion, pour des trajectoires présentant de fortes discontinuités, la distribution des écarts géométriques sur les enveloppes est différente de la distribution des écarts sur la trajectoire.

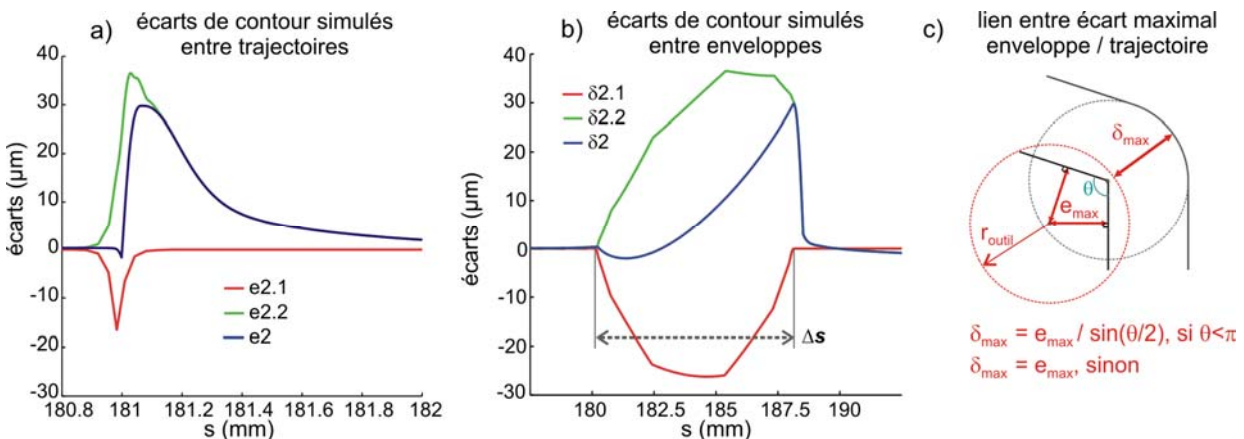


Figure 3.31. Écarts pour le coin

Nous proposons de valider l'impact des erreurs d'exécution sur la surface usinée dans le cadre du passage de la discontinuité en tangence par l'usinage d'une pièce test.

7.3 Impact des erreurs d'exécution sur la géométrie usinée

L'objectif de cette partie est de mettre en avant l'influence du suivi des axes sur la qualité géométrique d'une pièce et en particulier d'évaluer de manière globale les écarts engendrés par le processus d'exécution sur des pièces usinées. L'application repose sur l'usinage d'une partie d'une matrice de forge (Figure 3.32). Nous choisissons un usinage par le flanc du passage d'un coin de façon à ce que la trajectoire soit bi-axiale dans le plan X-Y. En outre, l'axe Y étant sollicité seul, puis X seul, ce type de trajectoire permet de diminuer les éventuels problèmes de couplage et de limiter les écarts de structure. Par ailleurs, les phénomènes de coupe sont limités de façon à être négligés par le choix d'une opération de finition avec faible engagement radial. Ainsi, l'usinage est réalisé avec un outil cylindrique de diamètre 10mm, une vitesse d'avance programmée de 100mm/min, un engagement radial de 0,01mm et une profondeur de passe axiale de 10mm (Figure 3.32). Après une première passe dans ces conditions, une surface dite de référence est obtenue. Une deuxième passe est ensuite réalisée en parcourant la même trajectoire avec une profondeur de passe axiale de 5mm et une profondeur de passe radiale nulle et une vitesse programmée de 10m/min. La trajectoire est exécutée avec les paramètres d'anticipation normalement activés au niveau de la structure d'asservissement. Le mode G642 est désactivé afin d'augmenter volontairement les écarts d'asservissement. Un mode activé par défaut évite l'arrêt complet des axes au passage du point anguleux en lissant la consigne, permettant un passage de la discontinuité à plus grande vitesse.

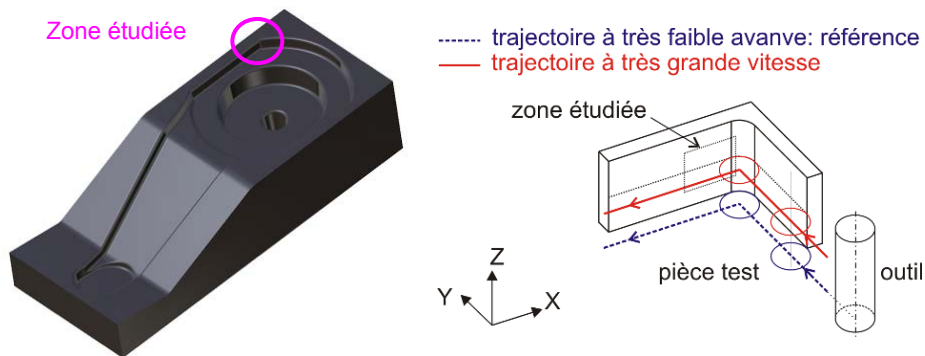


Figure 3.32. Pièce test et mise en œuvre

L'influence du suivi sur la pièce usinée est mesurée grâce à une mesure par microscopie confocale à champ étendu (Figure 3.33). Les écarts mesurés suivant la direction Y mettent en avant un écart géométrique maximal de 30μm par rapport à la surface de référence.

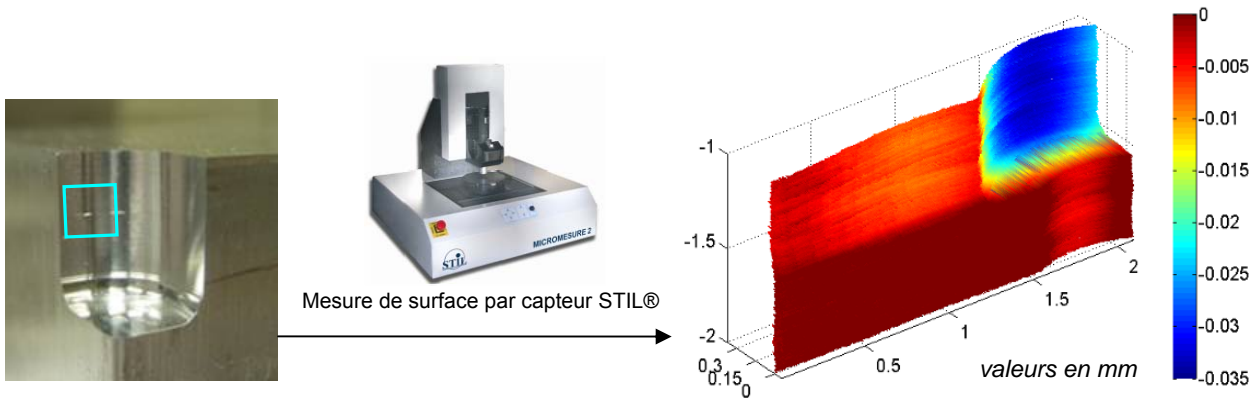


Figure 3.33. Résultats de mesure

De façon à comparer les écarts mesurés aux résultats issus du modèle de prédiction, l’empreinte laissée par l’outil est simulée à partir des positions calculées par le modèle d’asservissement. Les consignes de position et de vitesse en entrée de régulateur (à basse et haute vitesse d’avance) sont enregistrées pendant l’exécution de la trajectoire sur la machine. Ces relevés sont ensuite traités par le modèle afin de simuler la position réelle des axes ; une fois cette étape réalisée, les résultats de simulation sont donnés en entrée d’un simulateur d’enlèvement de matière de type N-Buffer développé au laboratoire [LAVERNHE et al. 08a]. Les résultats de la prédiction des écarts géométriques sur la pièce sont présentés sur la Figure 3.34. Nous pouvons constater que les résultats obtenus par simulation sont proches des valeurs mesurées. La géométrie de la marque engendrée sur la pièce est bien représentée ; la prédiction de l’écart maximal est de 30 μm pour quasiment la même valeur repérée sur la pièce physique.

Les phénomènes tels que la coupe, les sollicitations dynamiques de la structure de la machine ou encore la géométrie réelle de l’outil et des axes ne sont pas modélisés, mais interviennent dans l’usinage réalisé. Cependant, les écarts géométriques obtenus par simulation et ceux mesurés sont dans ce cas quasiment identiques. Ainsi, les écarts géométriques de structure sont quasiment négligeables vis-à-vis des écarts géométriques d’exécution. Cet essai permet de valider l’intérêt de l’utilisation du modèle de suivi de trajectoire pour la prédiction des écarts géométriques sur la pièce.

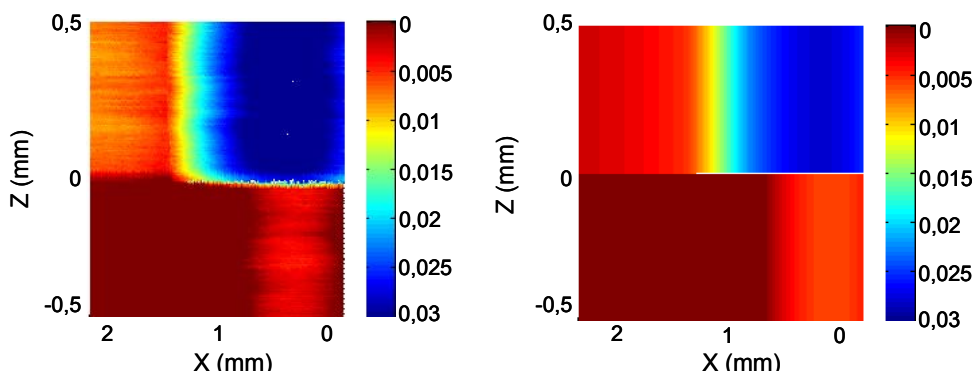


Figure 3.34. Comparaison de la surface finale

8 Conclusions

Nous avons présenté dans ce chapitre une modélisation de la partie asservissement des axes de machine outil industrielle. Ce modèle est relativement simple pour être rapidement construit, à partir d'expérimentations faciles à mettre en œuvre sur centres UGV comportant des CN modernes. Le modèle reprend les principaux éléments influents sur le comportement dynamique des axes : inerties, frottements, correcteurs, boucles d'anticipation. Des paramètres de recalage sont également implémentés afin de prendre en compte simplement les traitements numériques et les phénomènes complexes non modélisés. Une procédure d'identification, basée sur des mesures de signaux au travers de la CN, est ensuite proposée puis mise en œuvre sur deux machines de structure et technologies différentes. Une série d'expérimentations menées sur les deux machines pour des trajectoires de nature variée a permis de valider le modèle. Nous avons alors proposé deux types d'applications différentes au modèle : l'implémentation d'une nouvelle architecture de commande basée sur la commande prédictive (Commande Prédictive Généralisée) et la prédiction des écarts de suivi complétée par leur impact géométrique sur les pièces fabriquées. Ces deux applications amènent les commentaires suivants :

- La conception d'un environnement virtuel d'axe de machine outil basé sur une modélisation simple générique mais réaliste des asservissements apporte deux avantages non négligeables. Le premier est que ce modèle permet de tester et valider grâce à des simulations reflétant bien la réalité de nouvelles architectures de commandes que l'on nommera « avancées ». Ces tests et validations n'auraient pas été possibles sinon sur ce type de Commande Numérique Siemens, qui reste une structure fermée. Le deuxième est que le modèle permet à travers plusieurs simulations de trouver le meilleur réglage de paramètres de la nouvelle correction pour satisfaire à la fois les contraintes de stabilité et de robustesse tout en essayant d'optimiser le suivi de trajectoire en relation avec les spécificités géométriques de la trajectoire à exécuter.
- Ainsi constitué, le modèle prédictif permet de simuler le suivi de la trajectoire. En effet, les différences relativement faibles obtenues lors d'essais entre les écarts mesurés et les écarts simulés valident la pertinence d'une telle modélisation. La comparaison d'une surface obtenue en usinage et par simulation confirme la validité du modèle de prédiction d'écarts géométriques entre surfaces construites à partir des enveloppes des mouvements de l'outil. En conséquence, la trajectoire obtenue par la simulation donne une très bonne représentation de la trajectoire réelle mesurée aux règles de mesures. Les essais confirment également l'importance des écarts associés à l'étape d'exécution. Ainsi, nous proposons dans le Chapitre 4 une méthode de compensation permettant d'annuler les écarts résultants de l'étape d'exécution et s'appuyant sur le modèle prédictif précédent.

Chapitre 4

Compensation des Ecart de Contour (CEC)

1 Introduction – [PREVOST et al. 10b]

Si nous nous intéressons plus particulièrement aux écarts associés au processus d'exécution (Figure 4.1) qui permet de passer d'une trajectoire numérique écrite dans un programme FAO au mouvement relatif de l'outil par rapport à la pièce, les écarts d'exécution sont la somme des écarts d'interpolation et des écarts d'asservissements.

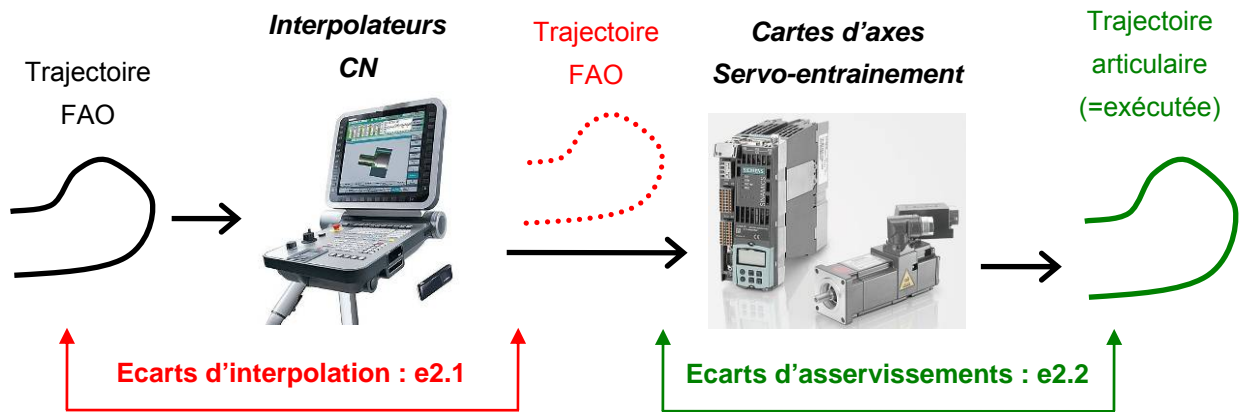


Figure 4.1. Processus d'exécution

L'impact des écarts d'exécution sur la géométrie des pièces a été présenté dans le chapitre précédent, au travers de l'usinage d'une pièce test. La quantification des écarts d'exécution et l'importance relative des écarts d'interpolation et des écarts d'asservissements a également été soulevée précédemment (Chapitre 2 et Chapitre 3). Nous proposons dans ce chapitre une méthode de Compensation des Ecart de Contour (méthode CEC) qui a pour objectif d'annuler les écarts de contour entre la trajectoire exécutée et la trajectoire FAO. Pour pouvoir évaluer l'intérêt de cette méthode sur un centre UGV industriel, il est nécessaire d'avoir recours à la simulation. Ainsi, la méthode CEC exploite le modèle d'asservissement développé au chapitre précédent. La performance de la méthode CEC est appréhendée au travers de trajectoires planes. Les écarts d'exécution sont en effet plus importants lorsque seulement deux axes sont mis à contribution diminuant les effets des axes limitant qui entraînent une baisse de la vitesse globale le long du parcours. Toutes les expérimentations sont menées sur le centre d'usinage Mikron UCP710 équipé d'une commande numérique Siemens 840D.

2 Réduction des écarts de contour – Bref état de l'art

De nombreux travaux de recherche ont démontré qu'il était possible de réduire les écarts de contour entre une trajectoire de référence et une trajectoire réelle selon deux stratégies majeures : soit par réduction des écarts de suivi axe par axe, soit par réduction directe des écarts de contour. Un état de l'art des méthodes de réduction des écarts par l'une ou l'autre des approches est proposé dans [RAMESH et al. 05]. Nous présentons dans la suite un aperçu des principales méthodes de réduction des écarts.

2.1 Réduction des erreurs de suivi

Chaque axe sur une machine outil à commande numérique, qu'il soit de rotation ou de translation est assujéti à d'inévitables erreurs de suivi entre consignes de positions et positions exécutées, mesurées sur les règles (cf. Chapitre 2 ; §3.1). Une première approche pour réduire les erreurs de contour, qualifiée d'indirecte, consiste à minimiser les erreurs de suivi de chacun des axes. En ce sens, bon nombre de structures de commandes avancées ont été développées. A titre d'exemple, l'anticipation en vitesse et / ou en accélération a pour but d'annuler les erreurs de suivi sur les portions à vitesses constantes (erreur de traînage dans ce cas) [LAMBRECHTS et al. 05]. Les commandes basées sur des structures avec chaînes d'anticipation ont trouvé des améliorations dans les travaux de Tomizuka [TOMIZUKA 87] avec des commandes dites ZPTEC (Zero Phase Error Tracking algorithm Control), dont l'objectif est d'annuler les erreurs de suivi avec correction par anticipation de la phase de la fonction de transfert globale de l'axe. L'inconvénient de cette méthode est sa robustesse limitée si on la compare à des structures de type SMC (Sliding Mode Controller ou Commande par Modes Glissants), développées initialement par [UKTIN 77]. Des travaux autour de la commande SMC pour des systèmes particuliers, tels que des bras manipulateurs, ont été réalisés par [SLOTINE et al. 88], [STEPANENKO et al. 98], [KECHICH et al. 08] dans une étude plus spécifique autour des moteurs synchrones linéaires à aimants permanents. Les extensions pour le domaine de l'UGV ont ensuite été étudiées par [ALTINTAS et al. 00]. D'autres stratégies comme la Commande Prédictive Généralisée (GPC pour Generalized Predictive Control), ou ses dérivées, comme la Commande Prédictive Généralisée en Cascade (GPCC pour Generalized Predictive Cascade Control) sont quant à elles particulièrement bien adaptées aux machines équipées de moteurs de type brushless [BOUCHER et al. 90], [BOUCHER et al. 03], [DUMUR et al. 96].

2.2 Réduction directe des écarts de contour

La deuxième approche souvent proposée regroupe un ensemble de méthodes directes de correction basées sur une estimation en temps réel des erreurs de contour ou par adaptation en amont de la trajectoire de consigne, voire une combinaison des deux.

2.2.1 Correction en temps réel des écarts de contour

Ces méthodes corrigent en temps réel les écarts de contour entre la trajectoire de consigne et la trajectoire exécutée. A partir d'une estimation des écarts de contour, la minimisation de ces écarts est effectuée via l'optimisation des structures de commande selon plusieurs techniques. Elles s'inspirent de la stratégie de Commande Croisée par Couplage (CCC – *Cross Coupling Controller*), dont les principes ont été énoncés par Koren [KOREN 80]. Pour introduire rapidement le concept général de cette commande couplée, le schéma de la Figure 4.2 synthétise le cas d'une correction pour 2 axes de translation. A partir de l'écart de contour obtenu par estimation en temps réel (Real-time Contour Error Estimator), noté E_c , (entrée à la commande CCC notée K_c), la tension de commande de chacun des moteurs est adaptée grâce à des gains (C_X et C_Y).

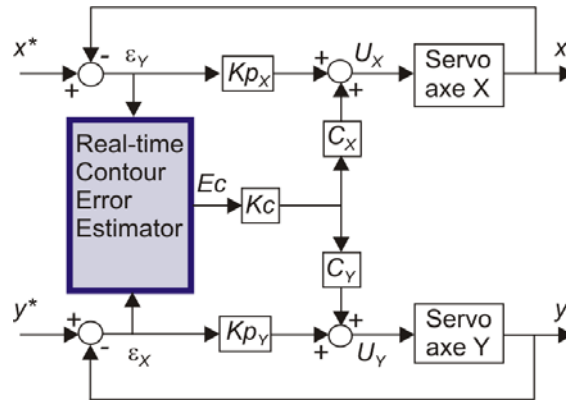


Figure 4.2. Cross Coupling Controller [KOREN 80]

Les premières commandes de ce type ont été testées sur des trajectoires linéaires, puis sur des trajectoires circulaires [PENG et al. 07]. Les structures d’asservissements de type SMC sont généralement bien adaptées à la stratégie couplée CCC.

Lorsque les trajectoires planes deviennent plus complexes, un régulateur à logique floue de la vitesse d’avance (fuzzy logic-based feedrate regulator) vient se greffer en amont à la structure présentée en Figure 4.2, avec ajout d’un calculateur de courbure en temps réel. Il y a en effet corrélation entre vitesse d’avance, courbure de la trajectoire et écart de contour [CHENG et al. 09]. Le schéma général explicitant le principe de commande d’une logique floue (FLC pour « Fuzzy Logic Controller ») est présenté sur le diagramme de la Figure 4.3. Les entrées du modèle de la commande à logique floue sont les écarts de contour et la variation de courbure estimés par le calculateur. La sortie est unitaire et correspond à la variation algébrique de la vitesse d’avance qui s’ajoute à la vitesse d’avance effective. Cette stratégie avec action sur de la vitesse d’avance intervient également en amont au niveau de l’interpolateur. Cependant, à ce jour, les travaux proposés dans la littérature se concentrent essentiellement sur des trajectoires planes.

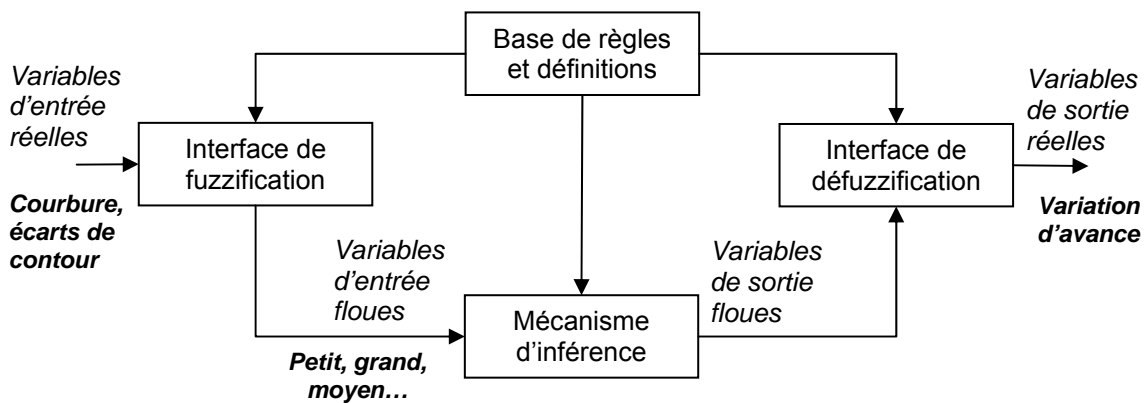


Figure 4.3. Principe général d'une commande FLC [CHENG et al. 09]

Sencer propose une commande couplée sur 5 axes [SENCER et al. 09b], afin de corriger les deux types d’écarts de contour : l’erreur de contour en pointe outil et l’erreur de contour en orientation de l’axe outil [SENCER et al. 09a]. Cette commande s’appuie sur deux structures d’asservissement basées sur des corrections de type SMC, la première pour corriger les écarts de contour en pointe outil

et la seconde pour les écarts de contour de d'orientation. Le couplage de ces deux structures est alors réalisé de façon à obtenir une architecture d'asservissement complète, qui minimise les écarts de contour entre la trajectoire de consigne et la trajectoire exécutée. La performance d'un tel système est testée sur une trajectoire à 5 axes pour une machine disposant d'une commande ouverte.

Ces méthodes aussi performantes soient elles nécessitent une commande ouverte pour être implémentées. L'action de correction s'effectue entre la consigne et la trajectoire réelle. Ainsi, seuls les écarts au contour d'asservissements notés $e_{2.2}$ sont minimisés. Le lien avec la trajectoire FAO n'est pas réalisé. Or, les écarts d'interpolation $e_{2.1}$ entre la trajectoire de consigne et la trajectoire FAO peuvent être significatifs, notamment dans les zones à fortes courbures avec des vitesses qui restent suffisamment élevées (Chapitre 2 ; §3.3.1). Un autre inconvénient est que la correction s'appuie sur une estimation temps réel de l'écart de contour, qui constitue une approximation de l'écart de contour, calculé à partir des écarts de suivi par axe. Cette approximation peut alors être différente de l'écart de contour effectif, en particulier pour les trajectoires à fortes courbures, irrégulières, ou des passages de coins [SENCER et al. 09a].

2.2.2 Adaptation de la trajectoire de consigne

Les méthodes relatives à la deuxième approche s'attachent à modifier en amont de la structure de commande des axes, la trajectoire de consigne en la transformant en une courbe au moins continue C^2 . Les PH curves (Pythagorean Hodograph curves) sont dans ce cadre largement utilisées. [IMANI et al. 07] propose une utilisation des PH curves dans le cas d'un angle droit (*reference toolpath*) nécessitant un arrêt absolu. Les écarts de contour sont dans ce cas importants, compte tenu de la structure de commande basique utilisée par les auteurs (Figure 4.4a). La trajectoire de consigne est transformée par une PH curve, qui d'un point de vue cinématique permet de conserver une vitesse de consigne non nulle et constante [FAROUKI et al. 99] au passage du point anguleux, et qui d'autre part permet de minimiser fortement les écarts de contour.

Dans d'autres études, basées sur les PH curves [ERNESTO et al. 10], c'est la trajectoire souhaitée (FAO) qui est décrite par une PH curve. Les fonctions de transfert de chacun des axes asservis sont simplifiées et exprimées de manière analytique. Une seule boucle de régulation en position est conservée et deux cas de figure sont étudiés, selon que le correcteur est un PI ou réduit à un simple régulateur proportionnel. Ainsi, des fonctions de transfert qui sont d'ordres 2 ou 3, conduisent à des équations linéaires qu'il est possible d'inverser pour apporter une solution analytique au double problème de conservation de la vitesse le long du profil et de minimisation des erreurs de contour.

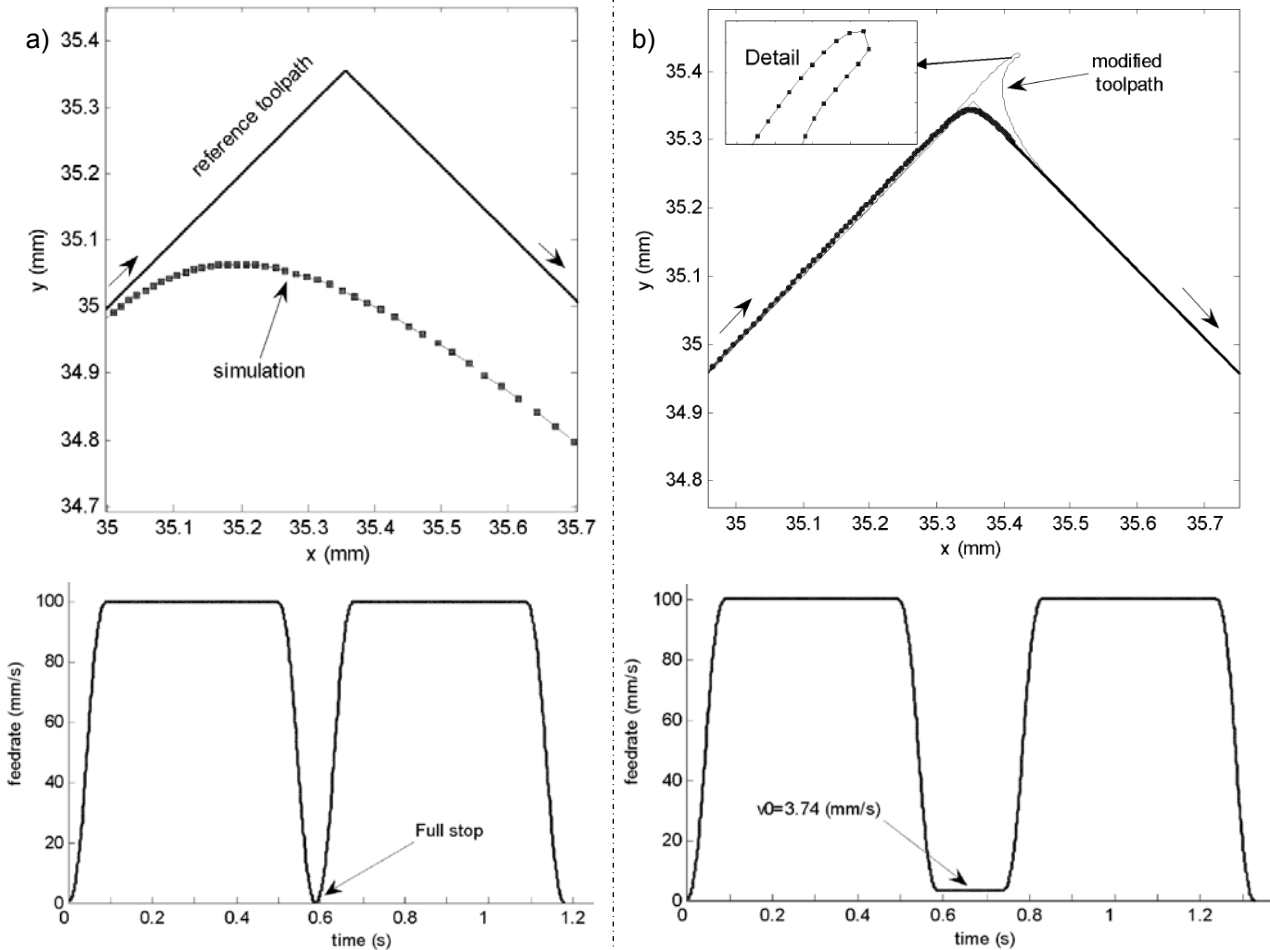


Figure 4.4. Passage de coin avec courbe PH [IMANI et al. 07]

2.2.3 Combinaison des stratégies

Les stratégies permettant de minimiser les erreurs de contour peuvent être combinées, notamment les corrections en temps réel sur la structure d’asservissement et les actions en amont sur la génération des consignes par les interpolateurs. Le principe est basé sur l’adaptation de la cinématique au niveau de la trajectoire de consigne générée en temps réel en fonction de la géométrie de la trajectoire à suivre. Ainsi, les travaux menés dans [TSAI et al. 08] se focalisent sur la réduction de vitesse aux passages des géométries à fortes courbures. Cette réduction de vitesse est calculée en temps réel à partir de l’écart de contour maximal admissible et des limites en jerk. Cette méthode d’optimisation est effectuée en temps réel dans un interpolateur nommé ILD (Integrated Look ahead Dynamics based), constitué de trois niveaux, et intégré au sein d’une architecture plus globale (Figure 4.5). L’interpréteur de fichiers stocke les données dans la mémoire. En aval, deux étages d’interpolation sont considérés : l’interpolation ILD et un interpolateur de type NURBS avec la structure de commande. L’interpolateur NURBS délivre des consignes aux cartes d’axes toutes les 0,5ms tandis que l’interpolateur ILD a une période d’échantillonnage de 10ms.

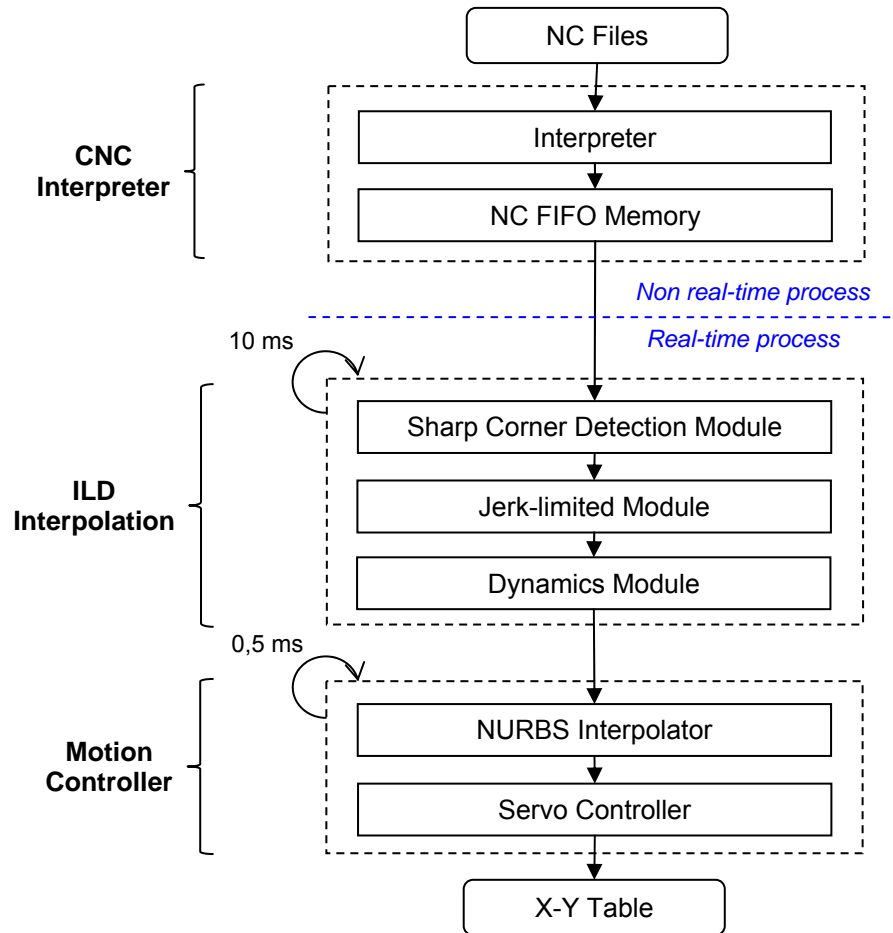


Figure 4.5. Architecture globale du système ILD [TSAI et al. 08]

L'interpolation ILD est constituée de trois modules. Le premier module détecte les géométries à courbures élevées qui seront assimilées à des coins (« sharp corners »). La géométrie initiale est alors discrétisée en petits segments avec respect d'une erreur de corde. Le module de limite en jerk permet ensuite d'adapter le profil de vitesse sur chaque segment afin de ne pas dépasser les limites en jerk et en accélération. Enfin le module dynamique permet de réévaluer la vitesse en fonction de l'erreur de contour maximale autorisée entre la trajectoire consigne et la position réelle. L'intégration des écarts de contour au sein de l'interpolation permet d'anticiper et de prendre en compte la dynamique des axes. Les consignes calculées par l'interpolateur ILD sont ensuite régularisées par le Motion Controller avant d'être envoyées aux cartes d'axes.

Des travaux similaires sont présentés dans [WANG et al. 11]. Les compensations des frottements et éventuelles perturbations sont intégrées dans les boucles retour des structures d'asservissement (module MBDA). Une première interpolation de type NURBS est réalisée et l'adaptation de la vitesse est ensuite effectuée en accord avec la géométrie à suivre. Un module de compensation d'erreur de position génère sur chacun des axes des consignes anticipatrices, liées à la vitesse d'avance précédemment calculée et à l'estimation des erreurs de contour.

Dans ces deux dernières approches, il s'agit essentiellement de travaux sur des interpolateurs qui permettent d'adapter les consignes en fonction de la prédiction des erreurs de contour. Ces méthodes

ont l'avantage de pouvoir être conduites en temps réel. Cependant, elles ne peuvent s'appliquer que si l'on dispose de commande ouverte et les résultats de telles méthodes sont illustrées sur des trajectoires planes et continues en tangence.

2.3 Synthèse

Comme souligné précédemment, les méthodes de correction en temps réel reposent sur une approximation des écarts de contour à partir des écarts de suivi. Dans le cas de géométries à discontinuités en tangence, ou fortes discontinuités en courbure pour lesquelles les variations d'écarts de suivi sont significatives, cette approximation peut s'avérer imprécise. De plus, elles nécessitent l'utilisation d'une commande ouverte. Par ailleurs, les méthodes par adaptation de la trajectoire consistent généralement à modifier la trajectoire de consigne de façon à minimiser les écarts de contour entre la trajectoire exécutée et la trajectoire de consigne. La trajectoire FAO de référence est rarement prise en considération dans la mesure où seule l'optimisation des écarts d'asservissements $e_{2.2}$ est considérée.

La méthode que nous proposons est de type *pre-processing* (adaptation de la trajectoire de consigne) et repose sur une modification des consignes de positions délivrées par l'interpolateur de façon à ce que la trajectoire exécutée soit confondue avec la trajectoire FAO souhaitée. Une attention particulière est donnée à la préservation de la cinématique le long de la trajectoire. Cette méthode peut s'appliquer sur tout type de trajectoire et s'apparente à une approche de type miroir temporel. Après modification des consignes de position, la trajectoire est exécutée à l'aide du modèle d'asservissement proposé au chapitre précédent. Une telle démarche pourrait à long terme, s'inscrire dans une architecture de commande ouverte.

3 Méthode de Compensation des Ecart de Contour (Méthode CEC)

La méthode repose sur le principe d'un miroir temporel et s'inspire de la modification de géométrie de trajectoire pour compenser des défauts dus à des flexions de pièces ou d'outils lors de l'usinage sur le flanc d'une paroi ([SUH et al. 96], [WAN et al. 10]). La méthode CEC (Compensation des Ecart de Contour) s'applique à tout type de trajectoire et quel que soit le format de description. Pour des raisons de lisibilité, la méthode est présentée dans le cas de trajectoires planes. Cependant, la méthode étant basée sur des grandeurs vectorielles, son extension aux cas 3 et 5 axes est immédiate en introduisant la transformation géométrique de la machine et l'écart d'orientation de l'axe de l'outil.

Le principe général est illustré sur la Figure 4.6 : la courbe noire représente la trajectoire de FAO de référence, la courbe rouge représente la trajectoire de consigne initialement calculée par l'interpolateur de la commande numérique et enfin la courbe verte est la trajectoire exécutée (issue du suivi des consignes par la structure d'asservissement). Le LURPA ne disposant pas actuellement de commande ouverte, il ne nous est pas possible de ré-utiliser les consignes optimisées directement dans

l'interpolateur. Le modèle est donc utilisé pour simuler le comportement de la machine après modification des consignes.

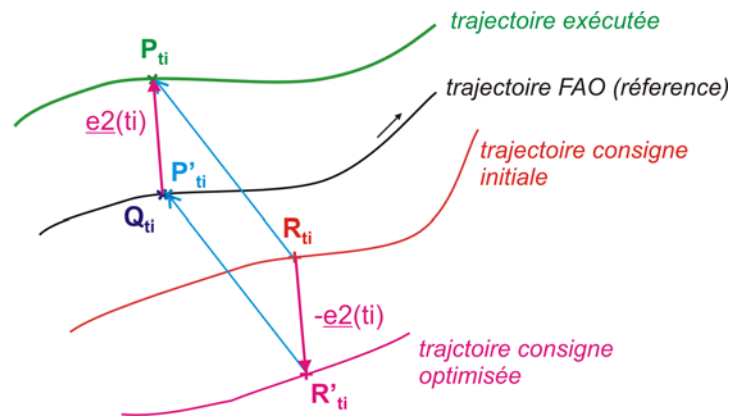


Figure 4.6. Présentation générale de la méthode CEC

La méthode CEC consiste à faire coïncider la trajectoire exécutée avec la trajectoire de référence. Pour ce faire, on considère à l'instant t_i , le point P_{ti} sur la trajectoire exécutée. Au temps t_i , l'écart entre la trajectoire exécutée et la trajectoire FAO est défini par le vecteur $\overrightarrow{Q_{ti}P_{ti}}$, où Q_{ti} représente la projection orthogonale de P_{ti} sur la trajectoire FAO. Soit R_{ti} , le point généré au même instant sur la trajectoire de consigne. De façon à annuler l'écart total d'exécution $e2(t_i)$, R_{ti} est déplacé de $-e2(t_i)$, pour donner le nouveau point R'_{ti} de la consigne optimisée (4-1) :

$$\overrightarrow{R'_{ti}R_{ti}} = -\overrightarrow{e2(t_i)} \quad (4-1)$$

Ainsi, si nous supposons qu'il n'y pas de brusques variations entre écarts de suivi axe par axe, avant et après compensation, le point P'_{ti} sur la trajectoire exécutée optimisée devrait être confondu avec le point Q_{ti} . Ainsi, les écarts associés aux asservissements entre la position de consigne R_{ti} avant compensation et la position R'_{ti} après compensation, varient faiblement. Ceci est d'autant plus vrai que la somme des écarts $e2.1$ et $e2.2$ est quasiment confondue avec l'écart $e2$ (cf. Chapitre 2). Les points P_{ti} , Q_{ti} et R_{ti} sont pratiquement alignés tout le temps. Ainsi, l'égalité (4-2), à l'issue de la compensation, doit être vérifiée :

$$\overrightarrow{R'_{ti}P'_{ti}} = \overrightarrow{R_{ti}P_{ti}} \quad (4-2)$$

L'ensemble des points R'_{ti} constitue alors la nouvelle trajectoire de consigne dite « optimisée ». Une des difficultés est la transposition de l'algorithme précédent à des trajectoires discrètes échantillonnées selon une période d'échantillonnage T_{ech} . Cette période correspond à la période d'échantillonnage en sortie des interpolateurs de la CN qui délivrent les consignes. Afin d'appliquer la méthode à chaque pas d'échantillonnage, la position exécutée doit être obtenue avec la même période d'échantillonnage que celle qui est utilisée à la génération des consignes. Compte tenu que les trajectoires exécutées seront des trajectoires simulées grâce au modèles proposé au chapitre précédent, un nombre équivalent de points est obtenu de façon à ce qu'à chaque point de la consigne corresponde un point de la

trajectoire simulée et généré au même instant. En conséquence, comme l'illustre la Figure 4.7, au point P_i appartenant à la trajectoire simulée, l'écart $e2(i)$ est calculé, puis le point de la nouvelle consigne optimisée noté R'_i est déterminé à partir du point de la consigne initiale, selon la relation (4-3) :

$$\overrightarrow{R_i R'_i} = -\overrightarrow{e2(i)} \quad (4-3)$$

La méthode CEC préserve le nombre de points échantillonnés entre la consigne avant et après correction. En d'autres termes, si le nombre de points total définissant la consigne initiale est de N , soit une durée d'exécution de $N.T_{ech}$, alors l'optimisation impose que la nouvelle trajectoire sera exécutée strictement dans le même temps $N.T_{ech}$. Le principe de cette méthode propose donc une amélioration de la géométrie tout en évitant une possible altération du temps d'usinage.

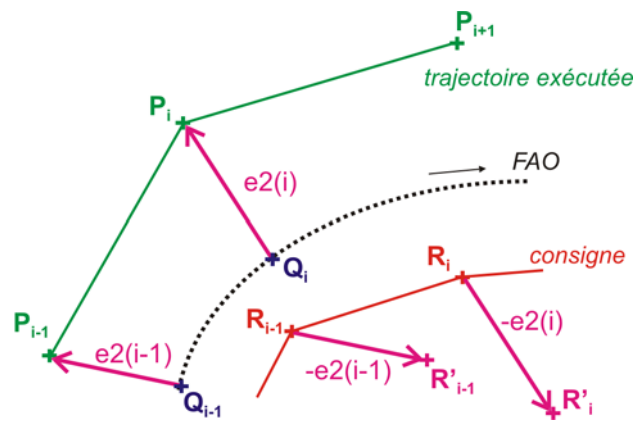


Figure 4.7. Application de la méthode aux trajectoires échantillonnées

Un aperçu de la méthode globale est donné sur le schéma Figure 4.8. A partir d'une trajectoire FAO, les consignes de position $\{R_1, R_2, \dots, R_i, \dots, R_N\}$ générées par la CN sont enregistrées et constituent la trajectoire de consigne initiale. Les positions articulaires exécutées sont obtenues par simulation, à l'aide du modèle présenté dans le Chapitre 3 et la trajectoire exécutée est représentée par l'ensemble des positions $\{P_1, P_2, \dots, P_i, \dots, P_N\}^2$. Après calcul des écarts au contour $\{e2(1), e2(2), \dots, e2(i), \dots, e2(N)\}$ (Chapitre 2, au §3.2), la méthode de correction CEC est appliquée. La trajectoire de consigne optimisée est alors définie au travers de l'ensemble des points $\{R'_1, R'_2, \dots, R'_i, \dots, R'_N\}$ calculés par l'équation (4-3). Les consignes sont générées axe par axe et la transformée géométrique permet de simuler la trajectoire exécutée optimisée au travers des points $\{P'_1, P'_2, \dots, P'_i, \dots, P'_N\}$. Ainsi, les écarts de contour $\{e2'(1), e2'(2), \dots, e2'(i), \dots, e2'(N)\}$ entre la trajectoire FAO et la nouvelle trajectoire simulée optimisée sont évalués, puis comparés aux écarts initiaux avant correction. Dans le cas où la nouvelle consigne entraînerait une modification non négligeable des écarts d'asservissements, une réitération de la méthode à partir des points R'_i, P'_i et des écarts $e2'(i)$ est possible.

² Ces positions pourraient également être mesurées via la CN.

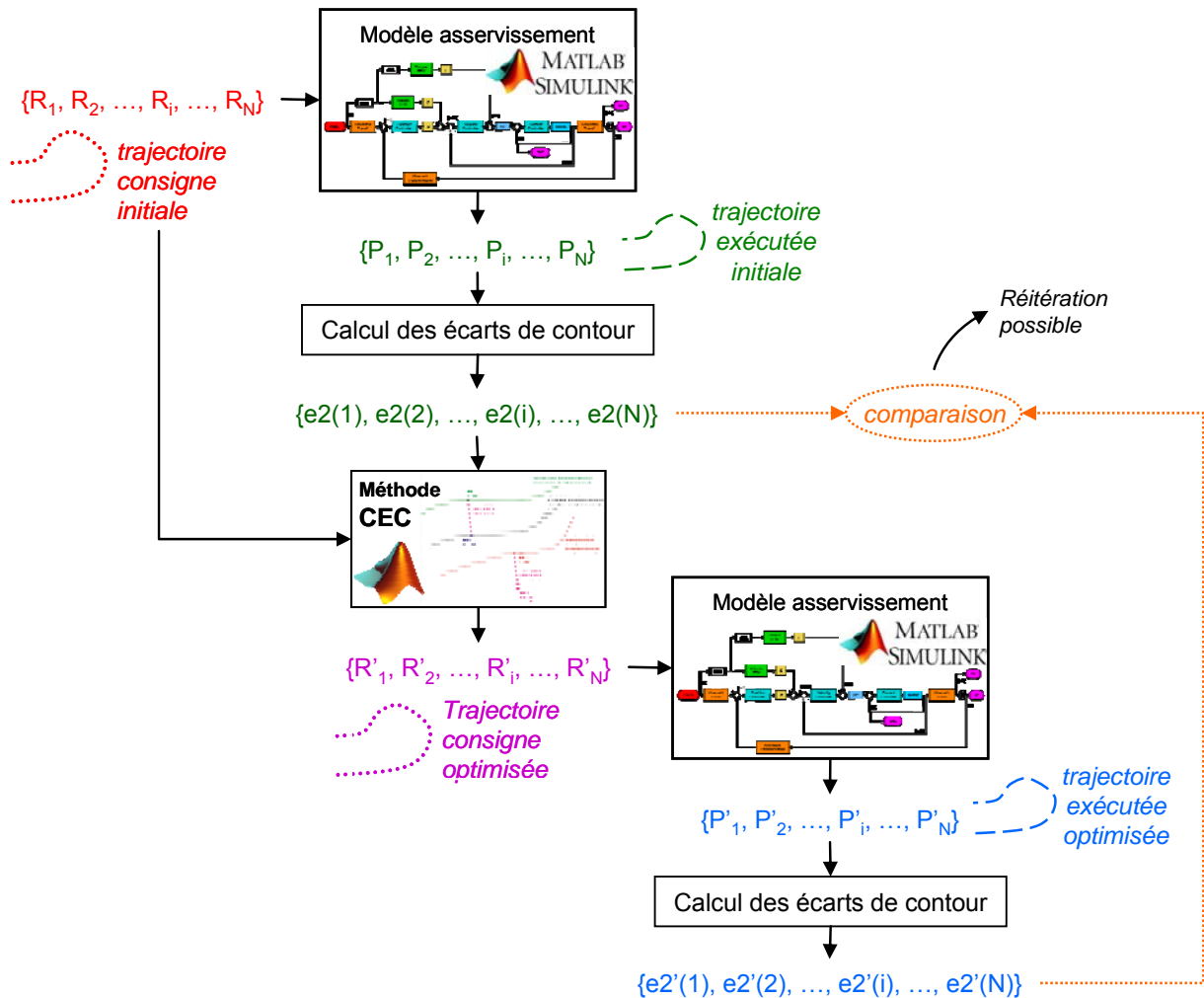


Figure 4.8. Aperçu global de la méthode

L'élaboration de la consigne optimisée se fait de manière directe, sans restrictions au niveau de la cinématique, que ce soit au niveau des saturations de jerk ou d'accélération ou encore de l'intensité moteur. Les valeurs maximales et variations de ces grandeurs doivent être vérifiées a posteriori afin de s'assurer que les consignes optimisées génèrent des grandeurs physiquement atteignables par la machine. Il serait également possible d'implémenter dans la méthode de compensation des éléments limitants des grandes variations de positions ou de grands écarts de consigne ; il s'agirait donc de limiter les accélérations, jerks et intensités lors du calcul de la compensation des consignes. Nous présentons dans la suite deux types d'applications. Le premier s'applique à des trajectoires au moins continues en tangence et permet une validation directe de la méthode. Le deuxième type d'applications concerne des trajectoires à discontinuité C^1 . Cette étude spécifique met en avant les limites de la méthode pour une approche systématique de compensation des écarts.

4 Illustrations sur des trajectoires continues au moins C^1

Deux courbes B-Spline sont étudiées pour tester l'efficacité de la méthode de Compensation des Ecart de Contour. Dans une première partie, la courbe B-Spline, qualifiée de souple, présentée dans les Chapitre 2 et Chapitre 3 est à nouveau étudiée. Dans une deuxième partie, c'est une courbe B-

Spline avec fortes variations de courbures qui est testée. Les tests sont réalisés à partir des données enregistrées depuis la commande numérique Siemens 840D du centre d'usinage Mikron UCP710 du laboratoire, avec une période d'échantillonnage T_{ech} égale à 6ms.

4.1 Courbe B-Spline « souple »

La trajectoire est exécutée sur la machine selon le programme présenté au Chapitre 2 (§3.3.1). Pour mémoire, la trajectoire FAO est tracée sur la Figure 4.9a, où les points A et B, correspondant aux inversions de mouvement de l'axe Y et X sont reportés.

L'évolution de la vitesse d'avance exécutée en fonction de l'abscisse curviligne est reportée sur la Figure 4.9b pour une vitesse d'avance programmée de 10m/min. Enfin, les écarts de contour sont rappelés sur la Figure 4.9c, mettant en avant des écarts d'exécution significatifs puisqu'ils atteignent quasiment $80\mu\text{m}$.

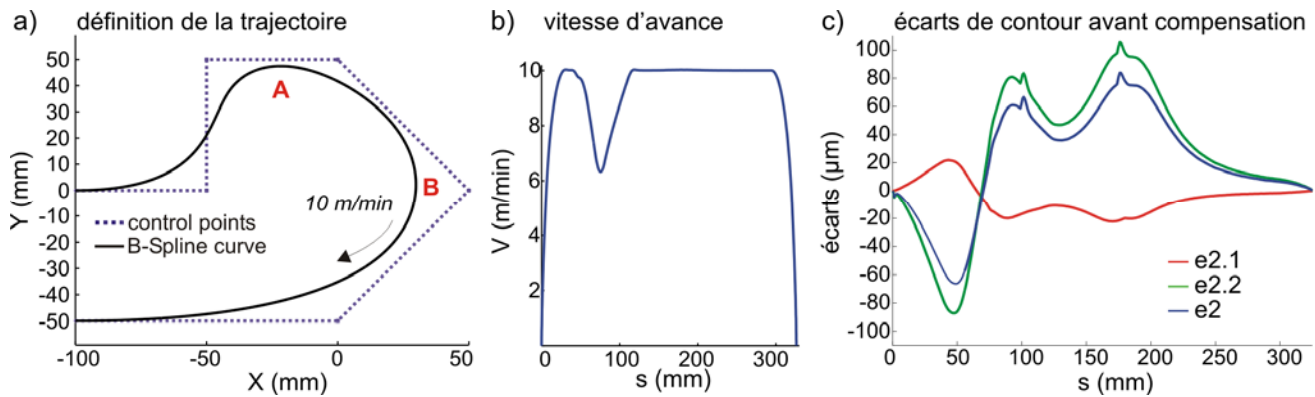


Figure 4.9. Caractéristiques de la trajectoire B-Spline et écarts avant CEC

La méthode est appliquée selon la procédure présentée sur la Figure 4.8. A l'issue de la simulation, les écarts sont calculés ; leurs évolutions sont présentées sur la Figure 4.10. Comme attendu, les écarts $e2.2'$ entre la trajectoire de consigne optimisée et la trajectoire exécutée optimisée sont similaires aux écarts obtenus avant optimisation, justifiant l'hypothèse formulée que l'écart d'asservissement varie peu avant optimisation et après optimisation. La somme $e2.1+e2.2$ est égale à l'écart total d'exécution total $e2$, ce qui garantit des écarts de contour obtenus après compensation quasi nuls le long de la trajectoire. Seuls les écarts au niveau des abscisses 100mm et 175mm ne sont pas complètement nuls, car il s'agit des positions situées aux inversions des mouvements des axes qui correspondent à une imprécision du modèle de frottement implémenté dans le modèle d'asservissement (Chapitre 3 ; §2.2).

Les mêmes constatations peuvent être formulées si l'essai est effectué avec une vitesse d'avance programmée de 5m/min (Figure 4.11). Le fait que les écarts d'asservissement $e2.2$ pour ces deux essais ne diffèrent pas avant et après optimisation avec la méthode CEC, montre que la trajectoire ne sollicite pas fortement les asservissements ; les variations au niveau de la consigne sont trop faibles et le système a un temps de réponse suffisamment grand pour ne pas engendrer une dynamique différente.

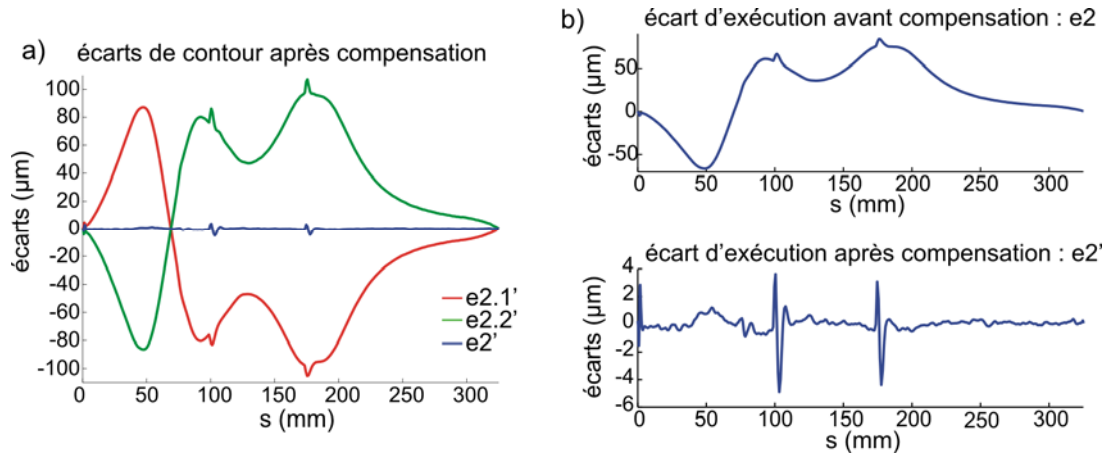


Figure 4.10. Ecart après optimisation (essai 10m/min)

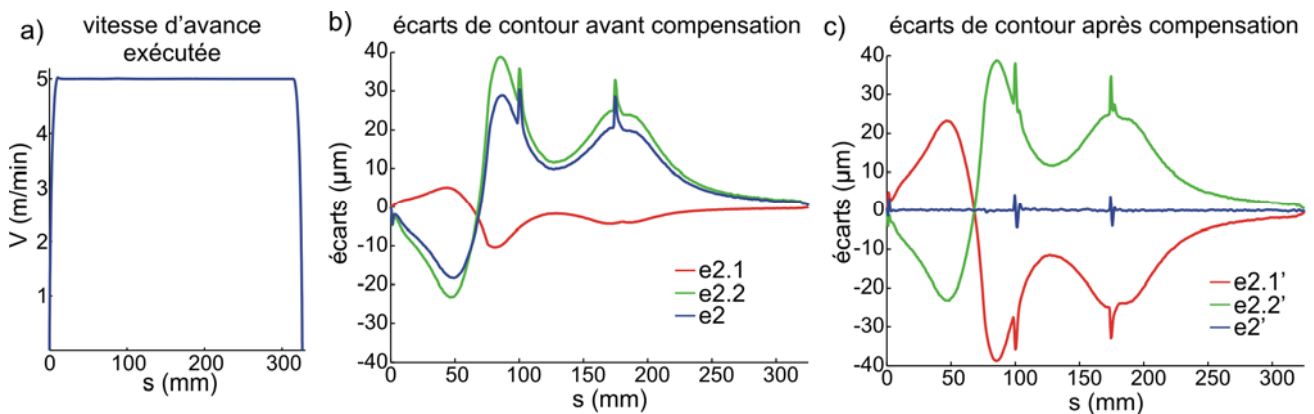


Figure 4.11. Résultats de la compensation pour l'essai à 5m/min

Les résultats sont très satisfaisants en termes d'écarts géométriques, dans la mesure où, les écarts finaux entre la trajectoire exécutée optimisée et sont nuls.

Afin de s'assurer que les consignes optimisées ne génèrent pas des grandeurs cinématiques (vitesses, accélérations, ou même jerks) et intensités moteurs qui ne peuvent être atteintes physiquement, un post traitement de vérification par simulation est effectué. L'intensité servant à alimenter les moteurs de chacun des deux axes X et Y est tracée en fonction de l'abscisse curviligne. Les résultats pour les deux axes X et Y sont donnés sur la Figure 4.12 dans le cadre de l'essai réalisé à 10m/min, qui est réputé être le plus sollicitant. Nous constatons des modifications très localisées au niveau des abscisses X=175mm et Y=100m qui correspondent à nouveau à l'inversion des axes pour lesquels les pics initialement présents sont à corriger. Ainsi, les intensités calculées après compensation CEC correspondent à des valeurs acceptables et atteignables physiquement par la machine.

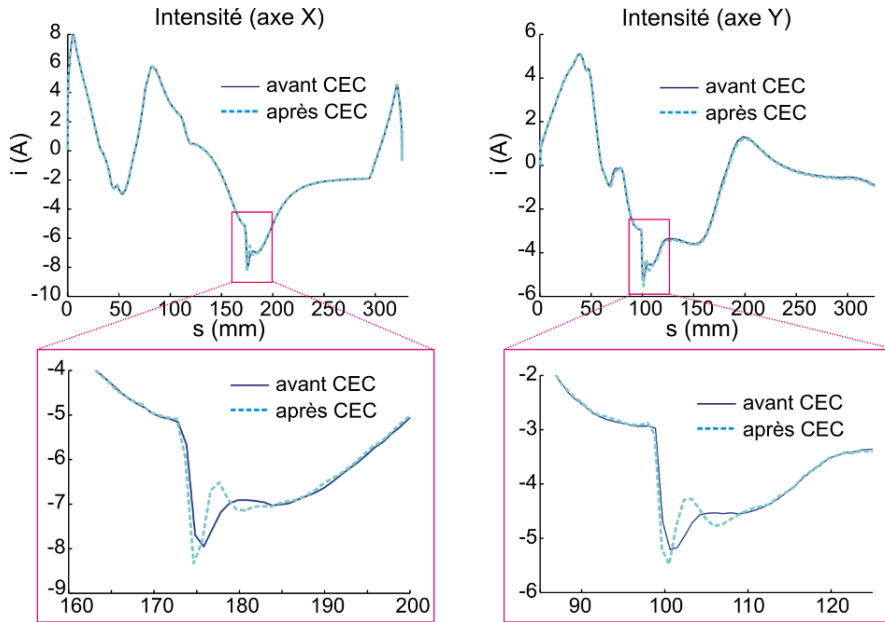


Figure 4.12 . Intensités moteur sur B-Spline « souple »

En conclusion, cette première étude confirme l'efficacité de la méthode CEC pour des trajectoires continues au moins C^1 , sans forte variation de courbure. Le cas suivant s'intéresse à une trajectoire B-Spline dite « Trident » décrite également selon un format de description B-Spline, mais comportant des courbures beaucoup plus élevées.

4.2 B-Spline « Trident »

Cette seconde trajectoire présente de fortes variations de courbure. Cette trajectoire, dont l'allure est présentée sur la Figure 4.13a, est une courbe B-Spline du plan définie comme par son degré p , sa séquence nodale U et ses pôles :

$$\text{Pôles : } \begin{pmatrix} 10 \\ 0 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 20 \\ 27 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 12 \\ 8 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 10 \\ 20 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 8 \\ 8 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 0 \\ 27 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} 10 \\ 0 \end{pmatrix}; p = 3;$$

$$U = [0 ; 0 ; 0 ; 0 ; 1/4 ; 1/2 ; 3/4 ; 1 ; 1 ; 1 ; 1]$$

Elle s'apparente à une trajectoire de géométrie similaire ayant servi de support à une étude antérieure sur les méthodes de compensation des écarts de contour par intégration d'un interpolateur ILD / Nurbs [TSAI et al. 08]. A la différence de la courbe proposée dans [TSAI et al. 08], les courbures au niveau des points A et E sont volontairement augmentées, par déplacement des deux points du polygône de contrôle correspondant. La trajectoire étudiée est fermée au point de coordonnées $[10 ; 0]$, qui constitue le point de départ et d'arrivée de la trajectoire.

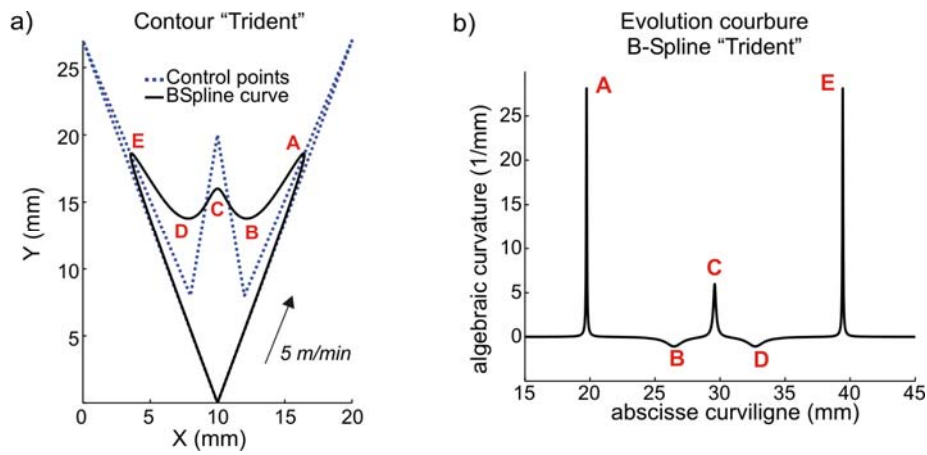


Figure 4.13. Définition du Trident

La Figure 4.13b présente l'évolution de la courbure en fonction de l'abscisse curviligne et met en avant les points particuliers A, B, C, D, E extrema locaux de courbure sur la courbe. La position des ces extrema, ainsi que la valeur de courbure correspondante sont données dans le Tableau 4.1. Les valeurs maximales sont relativement importantes, particulièrement aux points A et E, où la valeur maximale est évaluée à près de 28mm^{-1} , alors que l'extremum pour la B-Spline précédente était de $0,048\text{mm}^{-1}$. Ainsi, les axes de la machines seront sollicités différemment, avec des accélérations plus fortes au passage des points caractéristiques A, B, C, D et E.

Extremum local	Localisation	Abscisse (mm)	Valeur (mm-1)
1 ^{er}	A	19,74	27,8
2 ^{ème}	B	26,46	-1,08
3 ^{ème}	C	29,58	6,00
4 ^{ème}	D	33,71	-1,08
5 ^{ème}	E	39,43	27,8

Tableau 4.1. Extrema de la courbure (contour « Trident »)

Le programme d'usinage FAO est résumé sur la Figure 4.14. Comme précédemment, les configurations des paramètres CN en termes de limites de jerk ou d'accélération, et anticipations activées sont laissées par défaut sur la machine.

```

N10 G0 X-100 Y0 Z0
N20 M0

N100 BSPLINE SD=3 F5000

N110 X20 Y27 Z0 PL=0.000000
N120 X12 Y8 Z0 PL=25.000000
N130 X0 Y20 Z0 PL=25.000000
N140 X8 Y8 Z0 PL=25.000000
N150 X0 Y27 Z0 PL=25.000000
N160 X10 Y0 Z0 PL=0.000000
    
```

Figure 4.14. Programme en interpolation B-Spline (Sinumerik 840D) trajectoire « Trident »

Seule la vitesse d'avance de 5m/min est étudiée dans la mesure où la géométrie plus irrégulière entraîne des vitesses d'avance en pointe outil ne dépassant pas 2m/min pour les zones situées entre les

points A et E. La Figure 4.15 présente l'évolution de la vitesse d'avance en fonction de l'abscisse curviligne. La vitesse programmée n'est pas atteinte, pour la partie de la courbe constituée par le segment [O ; A], où la vitesse maximale atteinte est 4,8m/min. Il en va de même pour le segment [E ; O]. Dans la zone comprise entre les points A et E, une vitesse d'avance programmée supérieure à la valeur de 2m/min restituerait la construction de la même consigne avec la même cinématique, et par conséquent, des écarts de contour similaires. (Voir Figure 4.15).

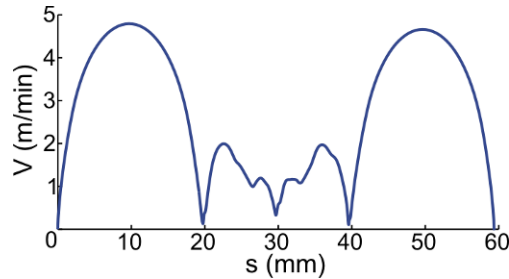


Figure 4.15. Vitesse tangentielle courbe « Trident »

L'algorithme de calcul des écarts de contour est mis en œuvre pour la trajectoire proposée. Les résultats donnés à la Figure 4.16 montrent l'évolution des écarts pour laquelle les extrema correspondent toujours à la position des extrema de courbure (Tableau 4.2).

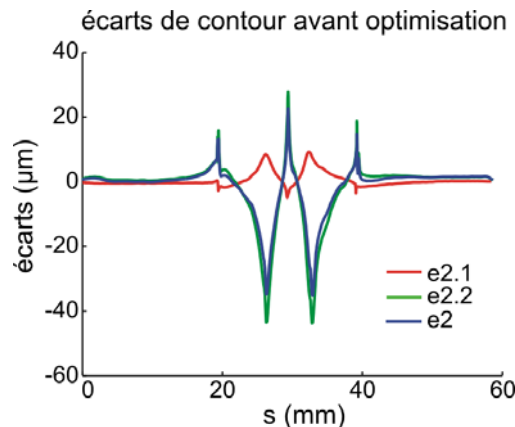


Figure 4.16 . Ecart de contour initiaux pour la trajectoire « Trident »

Dans l'exemple précédent, pour une trajectoire suffisamment souple, exécutée à la vitesse constante programmée ($V_f = 5\text{m/min}$), les écarts les plus importants étaient généralement aux points de courbures maximales. Par contre, lorsque la vitesse programmée est élevée, la CN adapte des réductions de vitesse afin de ne pas dépasser les limites en termes de jerks ou d'accélération. Ces réductions de vitesse importantes entraînent alors une diminution des écarts de suivi par les asservissements. Une analyse des écarts obtenus aux positions des extrema locaux A, B, C, D et E est effectuée dans le Tableau 4.2. Le décalage des valeurs des abscisses entre les extremums des écarts $e2.1$ avec les écarts $e2.2$ ou $e2$ augmentent au fur et à mesure que l'on avance sur la courbe. Ce constat est logique dans la mesure où les écarts $e2.1$ sont tracés en fonction de l'abscisse curviligne évaluée sur la consigne, toujours plus courte que l'abscisse curviligne évaluée sur la trajectoire exécutée.

Vitesse / écarts	Vitesse		e2.1		e2.2		e2	
	s (mm)	Val. (m/min)	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)	s (mm)	Val. (µm)
A	19,7	0,129	19,4	-2,8	19,5	15,9	19,5	13,3
B	26,6	0,994	26,2	8,5	26,3	-43,5	26,3	-34,8
C	29,7	0,327	29,3	-4,9	29,4	27,8	29,4	22,8
D	33,0	1,078	32,4	9,2	32,8	-43,8	32,9	-35,3
E	39,6	0,106	39,1	-3,9	39,2	18,8	39,2	14,7

Tableau 4.2. Extremums des écarts sur le « Trident »

Les résultats de calcul des écarts, après optimisation par la méthode CEC sont représentés sur la Figure 4.17. De même que pour l'illustration précédente, les écarts obtenus après correction sont quasiment nuls partout, à l'exception des abscisses curvilignes associées aux points A, B, C, D et E qui correspondent aux inversions des mouvements de l'axe Y. Ainsi, le simple décalage de la consigne par approche miroir par rapport à la trajectoire de référence suffit à réduire de façon importante les écarts. Même si les courbures sont beaucoup plus élevées que dans le cas précédent, entraînant des changements de vitesses importants (Figure 4.15), la méthode donne des résultats très satisfaisants en termes de réduction d'écarts.

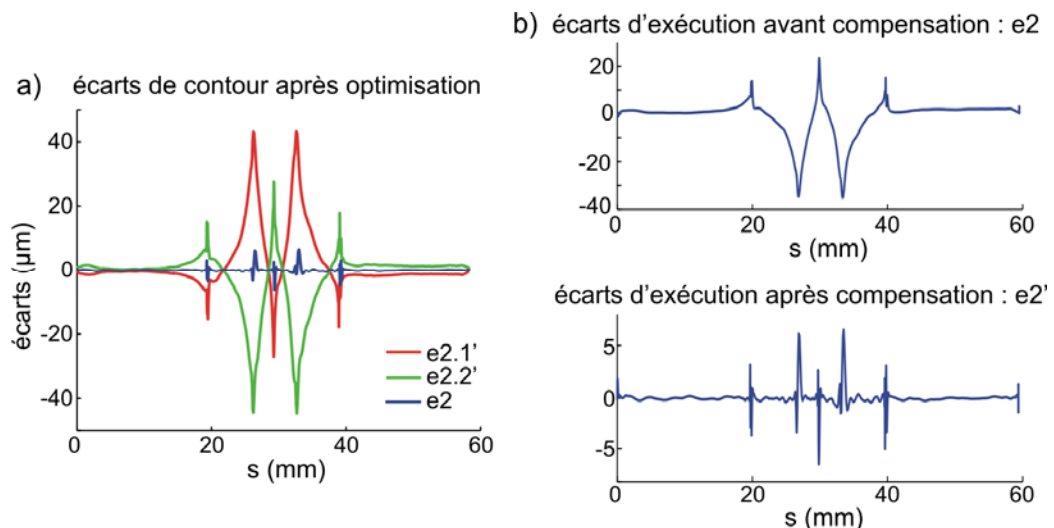


Figure 4.17. Ecart après optimisation sur le contour "Trident" (5m/min)

De même que précédemment, pour chacun des axes, nous avons reporté l'évolution du courant avant optimisation (courbe continue), et son évolution après corrections avec la méthode CEC (courbe en pointillés). Globalement les intensités restent identiques (Figure 4.18). Le changement de consigne n'affecte pas les variations de l'intensité. Il faut également souligner, que la période d'échantillonnage de la boucle d'intensité est beaucoup plus faible. La valeur de cette période d'échantillonnage est 48 fois plus faible (0,125ms) que celle de la boucle de position. En conséquence, même des variations plus importantes ont le temps d'être régulées par la boucle de courant qui est bien plus dynamique que celle de position.

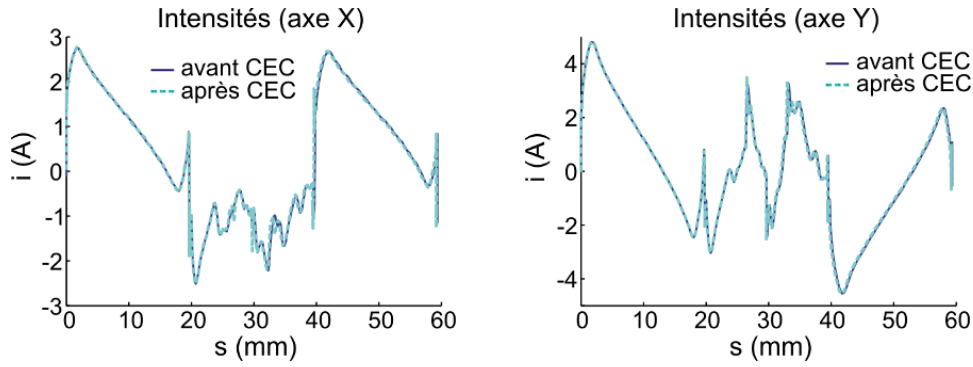


Figure 4.18. Intensités moteur sur « Trident »

5 Cas spécifique d'un passage de discontinuité en tangence

Après la validation de la méthode CEC pour des trajectoires B-Spline continues C^2 , nous proposons d'étudier le cas particulier du passage d'une discontinuité en tangence. La trajectoire est exécutée avec les paramètres par défaut de la machine, sans activation du mode G642 afin d'augmenter les défauts. Cependant, un mode activé par défaut sur la machine permet d'éviter un arrêt complet des axes, lissant la consigne et permettant un passage à plus grande vitesse. Nous avons voulu augmenter la tolérance d'écart géométrique vis-à-vis de la trajectoire de référence, dans le but de maintenir une vitesse d'avance élevée (Figure 4.19).

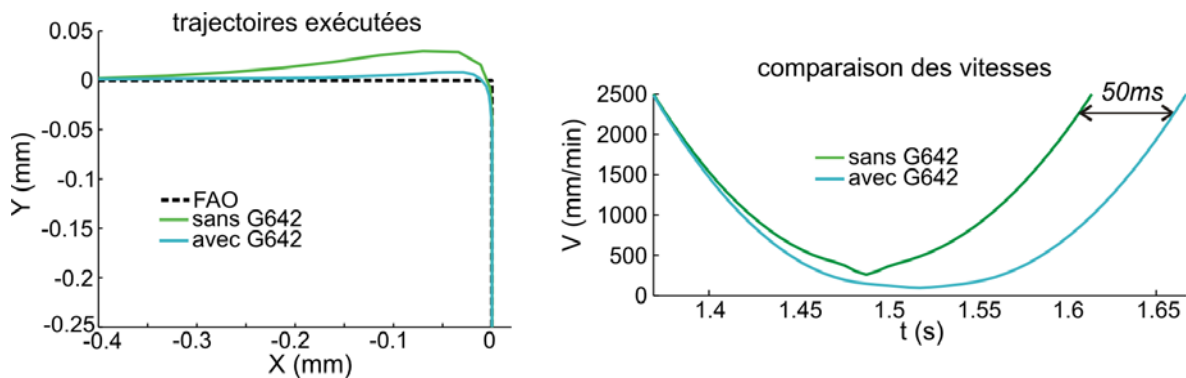


Figure 4.19. Désactivation du mode G642

5.1 Application directe de la méthode CEC

La trajectoire proposée est le passage de coin déjà présenté au Chapitre 2 (§3.3.2) et au Chapitre 3 (§7.2.3). La géométrie est rappelée avec la trajectoire FAO représentée sur la Figure 4.20. Les écarts étudiés sont très localisés sur la trajectoire, puisque la zone d'étude est limitée à 0,30mm en X et 0,15mm en Y.

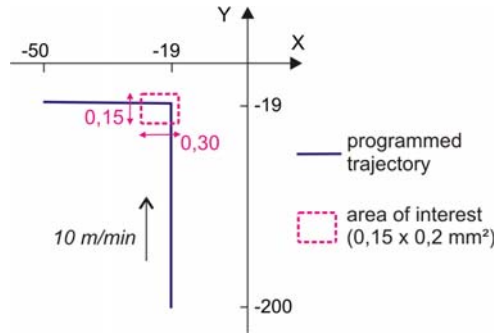


Figure 4.20. Définition du passage d'angle

En considérant la trajectoire dans sa totalité, les positions (consignes et exécutées) sont générées selon la période d'échantillonnage $T_{ech} = 6\text{ms}$ (Figure 4.21a). Sur la zone localisée, le nombre de points est en conséquence considérablement réduit, ce qui peut conduire à une représentation trop approximée de la géométrie. La répartition des écarts est rappelée sur la Figure 4.21b. L'objectif est donc, avec la méthode CEC d'annuler des écarts d'exécution atteignant $30\mu\text{m}$, qui sont localisés sur une portion de courbe de longueur équivalente à quelques dixièmes de millimètres.

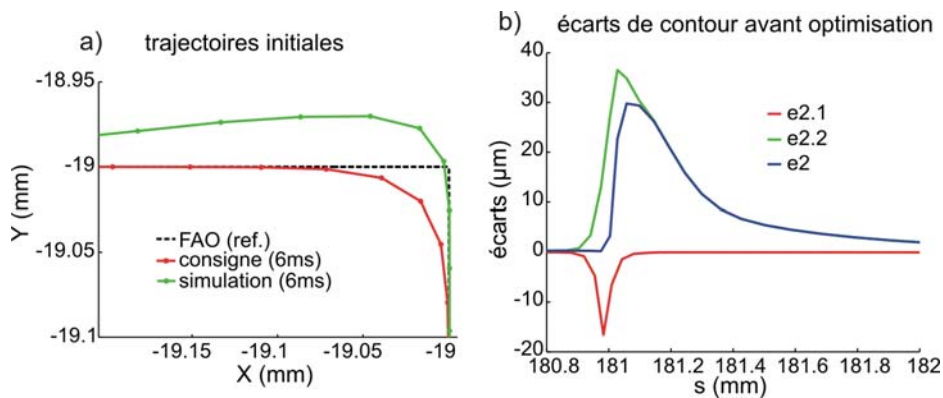


Figure 4.21. Trajectoires et écarts avant optimisation

Ainsi, si la méthode CEC est appliquée directement, les points obtenus sont reportés sur la Figure 4.22a et les évolutions des écarts en fonction de l'abscisse curviligne sur la Figure 4.22b. Contrairement aux deux cas précédents, la consigne calculée modifie les écarts de suivi ; les asservissements ne répondent pas assez dynamiquement en regard des variations proposées par les consignes issues de la compensation CEC.

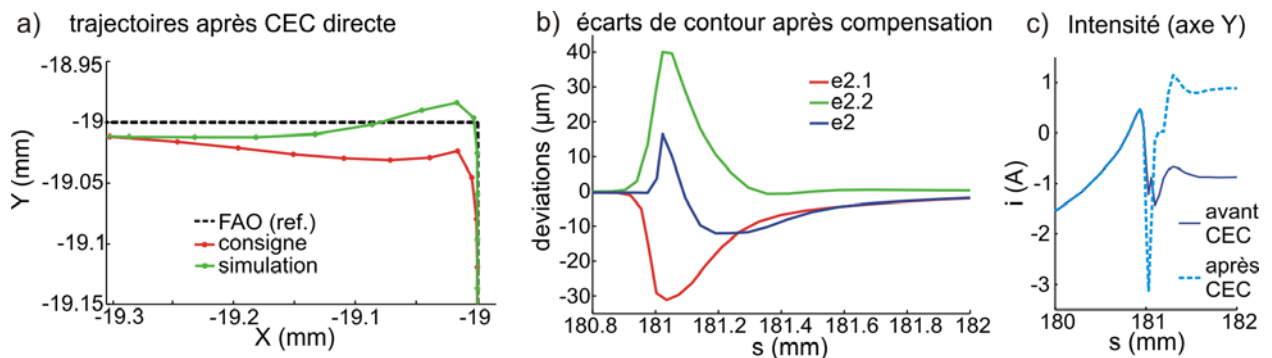


Figure 4.22. Application directe de la méthode CEC au passage de coin

La trajectoire de consigne trop irrégulière génère des variations significatives de l'intensité « moteur », notamment sur l'axe Y pour lequel l'amplitude de l'inversion du mouvement sur deux périodes d'échantillonnage est très élevée. La Figure 4.23, pour laquelle les évolutions temporelles des positions de l'axe Y dans la zone autour du point anguleux sont comparées, illustre ces propos. Les courbes montrent une amorce d'oscillations sur l'axe Y après application de la méthode CEC. Si la méthode de compensation est appliquée une deuxième fois, à partir de la première compensation, ce phénomène d'oscillations est accentué. La courbure infinie imposée de la trajectoire anguleuse est la principale source de difficulté pour établir des consignes compatibles avec les caractéristiques physiques des axes. Une action très locale consiste alors à modifier la trajectoire FAO pour la rendre continue, au moins C^1 . La géométrie de la trajectoire souhaitée est donc arrondie par rapport à la trajectoire initiale sur quelques micromètres. Ce changement de géométrie implique une réorganisation des points Q_i (Figure 4.7) qui est présentée dans le cadre de l'adaptation de la méthode CEC aux géométries spécifiques à discontinuité en tangence.

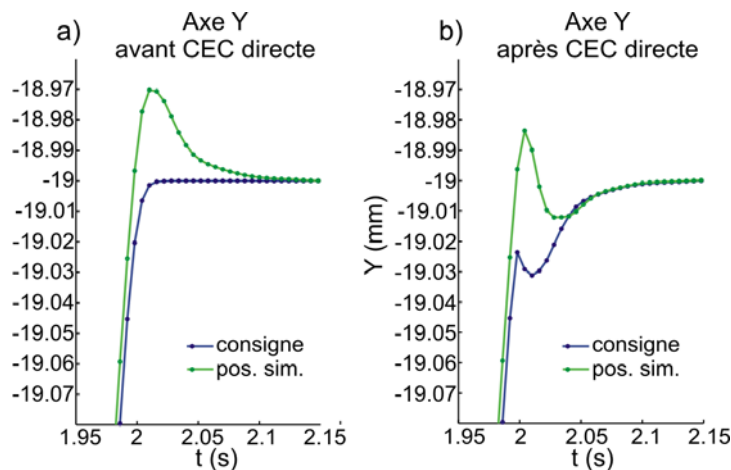


Figure 4.23. Consigne et position simulée de l'axe Y (avant et après CEC)

5.2 Adaptation de la méthode CEC

5.2.1 Notion de planification de trajectoire

La planification de trajectoire est une notion facile à appréhender, si le rapprochement est fait avec l'analogie routière ([BARRE 04]). Cette comparaison est particulièrement pertinente dans le cas de l'UGV où le pilotage de l'outil est d'autant plus délicat que la vitesse d'avance est élevée. Le premier principe de la planification réside dans la connaissance a priori du parcours nominal qui permet d'adapter la vitesse sur la trajectoire en anticipant le freinage ou l'accélération au niveau des virages, des arrêts et autres difficultés. Si l'analogie avec le cas du pilotage de voiture de rallye est poursuivie, le pilote ne se contente pas de gérer l'accélération ou le freinage de son véhicule ; grâce à son expérience, il utilise entièrement la largeur de la route pour passer les difficultés le plus vite possible. Le deuxième principe de la planification est que l'erreur tolérée permet de modifier la trajectoire de consigne pour passer plus rapidement une difficulté. La planification peut ainsi être vue comme une optimisation temporelle et spatiale, avec la contrainte majeure de conserver une trajectoire

physiquement réalisable par le système. En effet une demande « irréaliste » de performances au niveau des axes peut constituer la principale source d'erreur en suivi de trajectoire.

L'anticipation et l'adaptation de la trajectoire au profil de courbure sont les clés de la conduite optimale d'une machine UGV. Avant un passage d'angle, la voiture se déporte sur l'accotement extérieur, puis la trajectoire garde une courbure nulle, voire limitée ou constante près du point de corde ; une fois la difficulté passée, le pilote redresse sa course vers l'accotement extérieur, avant de revenir sur la trajectoire nominale (Figure 4.24). En UGV, la courbure de la trajectoire doit être la plus faible possible à l'approche de la zone critique de l'angle. La courbure décroît ensuite en valeur absolue jusqu'à un point équivalent au point de plongée, puis change de signe lorsqu'elle se rapproche de l'angle. Enfin elle sera minimale au passage du point de corde, avant d'avoir le même comportement en sortie de la zone critique. Les règles heuristiques précédemment évoquées peuvent servir de base pour l'établissement d'une commande floue. La commande floue généralise les algorithmes de la logique binaire en utilisant des degrés de possibilités compris entre 0 et 1. Au lieu d'opérer une sélection entre deux commandes ou deux modèles, comme en logique binaire, on peut interpoler les commandes entre les divers points de fonctionnement [LEE 90a], [LEE 90b].

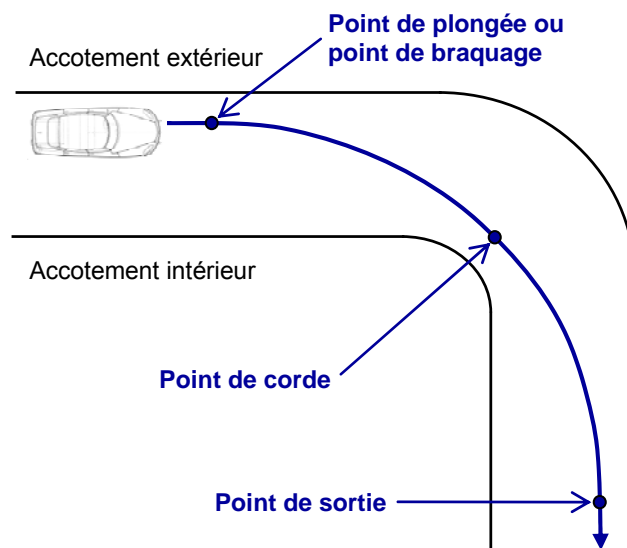


Figure 4.24. Planification de trajectoire, d'après [BARRE 04]

Pour transformer le passage du point anguleux de la trajectoire initiale en une géométrie aménagée de façon similaire à la planification de trajectoire présentée sur la Figure 4.24, nous proposons de construire une trajectoire FAO, arrondie définie selon le schéma de principe de la Figure 4.25. Pratiquement, la trajectoire FAO modifiée est constituée de 3 portions de courbes B-Spline. Elle est construite à partir d'une valeur de tolérance donnée. La première portion dite *portion d'engagement* amorce l'arrondissement, jusqu'au point de plongée, situé sur l'extérieur du couloir de tolérance (accotement extérieur). La *portion de dégagement* est celle qui permet de passer du point de sortie situé sur l'accotement extérieur au niveau du deuxième segment du coin, à la trajectoire centrale programmée initiale. La *portion centrale* est le morceau de courbe situé entre les points de plongée et

de sortie en passant par le point corde à l'intersection des deux accotements intérieurs. Le passage par ce point se fait avec une courbure nulle.

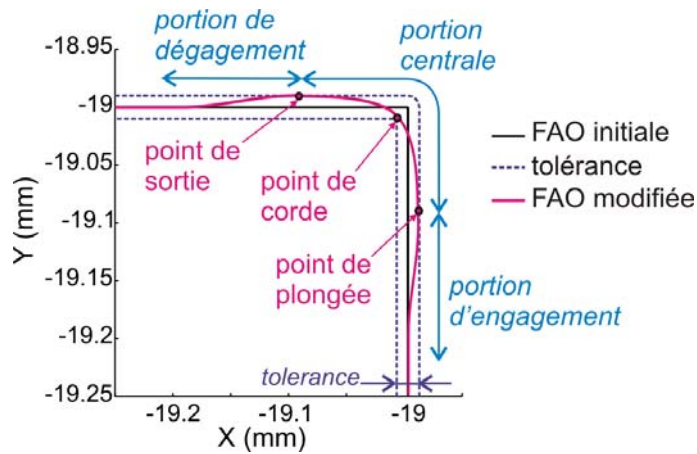


Figure 4.25. Définition de la FAO arrondie localement

Les 3 portions de B-Spline sont raccordées par continuité en courbure. Dans l'absolu, la trajectoire FAO modifiée (trajectoire de référence arrondie) peut être symétrique. Cependant, pour appliquer la méthode CEC, la trajectoire de référence arrondie doit se rapprocher au maximum de la trajectoire exécutée initiale afin d'éviter l'instabilité de la méthode de correction. Or, la trajectoire initialement exécutée est dissymétrique (Figure 4.21). En conséquence, le point de plongée sera situé plus proche de la FAO initiale que le point de sortie, pour reprendre la forme du dépassement observé sur la trajectoire exécutée initiale. De plus, si la distance du point de plongée à la trajectoire FAO initiale est trop importante, la longueur de la portion d'engagement devra être agrandie. Un allongement suffisant de cette portion évite de générer des échelons de trop grande amplitude au niveau de la consigne. Ceux-ci peuvent occasionner des dépassements dans la direction X, générant de nouveaux écarts positifs, avant le point de plongée, suivant la direction X. Un comportement oscillatoire peut alors être observé (Figure 4.23). Au final, la tolérance choisie pour passer le coin est de $5\mu\text{m}$ de part et d'autre de la trajectoire FAO initiale et $2,5\mu\text{m}$ au niveau de point de plongée. Ces valeurs de tolérances permettent d'avoir des longueurs de portions d'engagement et de dégagement faibles. Un bon compromis entre la valeur maximale de la courbure et l'écart à la trajectoire FAO initiale est assuré.

Les caractéristiques de la trajectoire FAO arrondie finalement retenue sont présentées sur la Figure 4.26a pour l'évolution de la courbure sur la portion centrale, et sur la Figure 4.26b pour la répartition des écarts entre la trajectoire FAO initiale avec discontinuité et la trajectoire FAO arrondie. La courbure au point de corde est nulle et la courbure est limitée à 150mm^{-1} . La courbure le long des portions de d'engagement et de dégagement n'excédant pas 5mm^{-1} , celle-ci n'est donc pas représentée sur ces deux portions. L'écart au niveau du point de plongée est fixé à $2,5\mu\text{m}$.

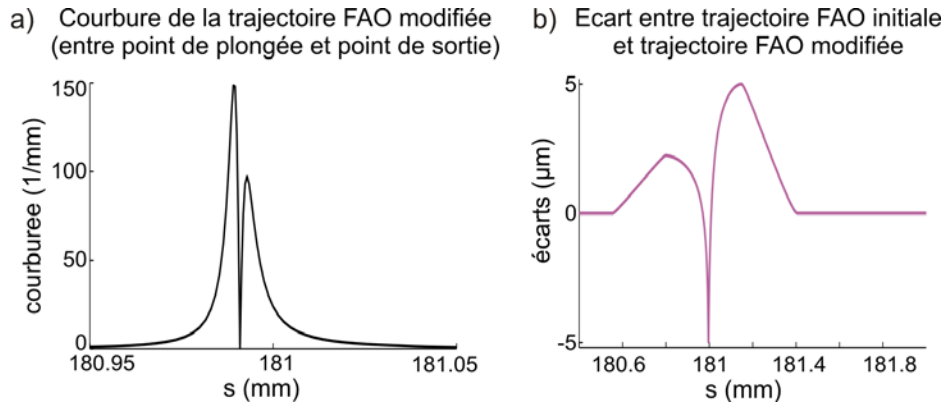


Figure 4.26. Caractéristiques de la trajectoire FAO modifiée par rapport à la trajectoire FAO initiale

5.2.2 Adaptation de la méthode

La modification de la trajectoire de référence initiale en une trajectoire de référence arrondie entraîne une adaptation de la méthode CEC, dans le cas spécifique de passage de coin ou de discontinuité en tangence. Pour préserver l'échantillonnage initial et pour assurer une continuité minimale de la vitesse sur chaque axe entre chaque point échantillonnant la trajectoire de consigne, la méthode permettant d'obtenir la consigne optimisée à partir des écarts entre les points P_i et Q_i n'est pas applicable. En effet, cette méthode se base sur le calcul de l'écart par projection orthogonale des points P_i sur la trajectoire de référence, conduisant à un ensemble de points Q_i qui ne sont pas répartis de façon régulière le long de la trajectoire de référence (Figure 4.27). Ceci entraîne une discontinuité dans l'évolution de l'abscisse curviligne et donc un saut de vitesse. Au final, l'ensemble des points $\{R'_1, R'_2, \dots, R'_i, \dots, R'_N\}$, constituant la consigne optimisée sont eux aussi répartis irrégulièrement. L'adaptation de la méthode propose d'échantillonner selon une paramétrisation longueur de corde. Les points ainsi obtenus Q^*_i sont distribués sur la trajectoire souhaitée selon l'équation (4-4). L'indice k correspond au nombre de points situés dans le passage immédiat du coin, le long des 3 portions de la trajectoire FAO modifiée.

$$\| \overrightarrow{Q^*_i Q^*_{i+1}} \| = \frac{\sum_{i=1}^{i=k-1} \| \overrightarrow{Q_i Q_{i+1}} \|}{\sum_{i=1}^{i=k-1} \| \overrightarrow{P_i P_{i+1}} \|} \cdot \| \overrightarrow{P_i P_{i+1}} \| \quad (4-4)$$

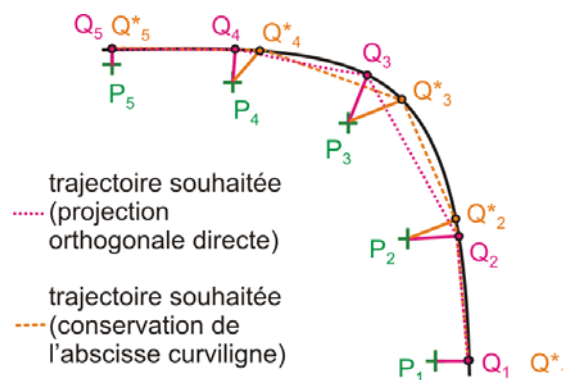


Figure 4.27. Adaptation de la méthode CEC

Pour l'ensemble des k points considérés, les écarts $e2^*(i)$ sont calculés selon la relation (4-5).

$$\overrightarrow{e2^*(i)} = \overrightarrow{P_i Q_i^*} \quad (4-5)$$

Enfin, la relation permettant de déterminer les coordonnées de chaque point R'_i , est donnée par l'équation vectorielle (4-6). L'écart $e2^*$ utilisé pour déterminer le point R_i optimisé est celui calculé à la période d'échantillonnage suivante. En effet, plusieurs essais de simulation montrent que le calcul en considérant une avance d'exactly une période sur les écarts donne des meilleurs résultats. Nous supposons ici que l'anticipation (qui dans le cas présent est d'une période d'échantillonnage de la boucle de position T_{ech}) permet de compenser le temps de réponse des boucles d'asservissement.

$$\overrightarrow{R_i R'_i} = -\overrightarrow{e2^*(i+1)} \quad (4-6)$$

5.3 Validation de la méthode CEC avec adaptation

La méthode CEC avec adaptation est appliquée aux points échantillonnés situés au niveau des 3 portions constituant la trajectoire FAO modifiée. La consigne optimisée est ensuite envoyée au modèle qui fournit les positions simulées optimisées. Les écarts calculés entre la trajectoire FAO arrondie et la trajectoire exécutée, avant et après compensation avec adaptation, sont donnés à la Figure 4.28b. Les trajectoires (FAO, consigne et simulée) obtenues après optimisation sont données sur la Figure 4.28a. La consigne obtenue est beaucoup plus régulière que dans le cas précédent, et la trajectoire simulée optimisée est quasiment confondue avec la trajectoire FAO arrondie ; les écarts de contour entre ces deux trajectoires sont inférieurs à $4\mu\text{m}$. La consigne optimisée engendre une intensité moteur beaucoup plus faible et régulière sur l'axe Y (Figure 4.28c).

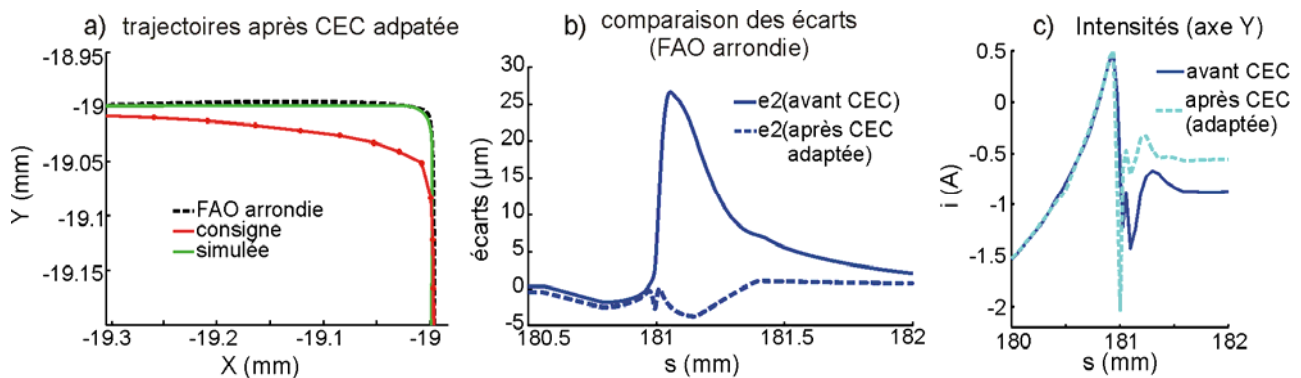


Figure 4.28. Résultats après compensation CEC adaptée à la discontinuité en tangence

Après avoir atteint les objectifs pour le suivi de la trajectoire FAO arrondie avec des écarts de contour très faibles, la comparaison avec la trajectoire FAO initiale présentant sa discontinuité en tangence est établie (Figure 4.29a). Le nouvel extremum est un minimum situé à l'abscisse 181mm et vaut $-7\mu\text{m}$. Cette valeur est légèrement inférieure à la somme de l'écart de contour maximal $e2^*$ (entre la trajectoire optimisée et la trajectoire FAO arrondie) et de l'écart de contour entre les deux trajectoires FAO.

Afin de remonter aux écarts entre les surfaces, les écarts calculés entre les enveloppes des mouvements de l'outil sont calculés. L'évolution des écarts géométriques d'exécution avant et après application de la méthode CEC sont comparés sur la Figure 4.29b. Après compensation, l'écart maximal est évalué à 10 μ m concordant avec la relation présentée dans le Chapitre 3 (Figure 3.31c). Dans la configuration d'un angle droit, nous retrouvons le lien entre écart de contour maximal ($e2_{max}$) et écart géométrique maximal ($\delta2_{max}$) : $\delta2_{max} = e2_{max} \cdot \sqrt{2}$. La longueur du défaut le long de l'abscisse curviligne correspond environ toujours à la longueur de l'arc de l'enveloppe de l'outil.

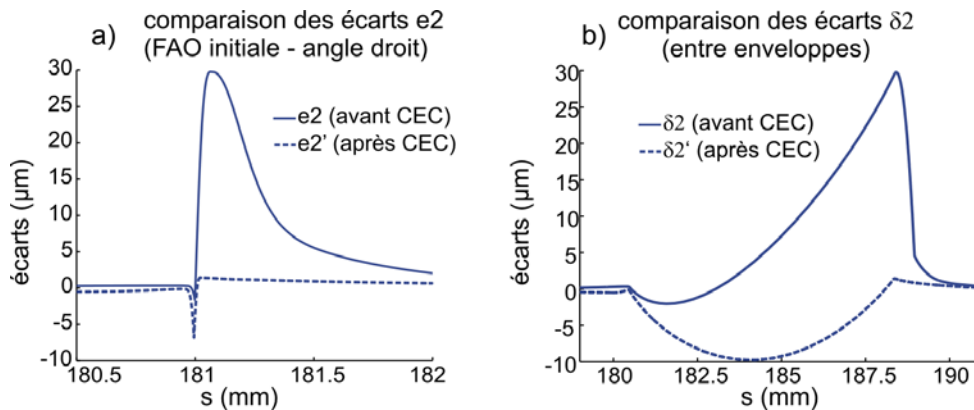


Figure 4.29. Ecart après compensation par rapport à la FAO initiale

La méthode CEC compense actuellement les écarts d'exécution $e2$ au niveau du point piloté de l'outil. Nous pouvons constater sur la figure précédente que l'annulation de ces écarts $e2$ n'annule pas les écarts géométriques sur la surface ($\delta2$). Il serait donc possible de faire évoluer la méthode CEC, pour changer l'objectif de réduction des écarts de $e2$ vers $\delta2$, en intégrant le passage direct et inverse de l'enveloppe outil. Ainsi, les surfaces nécessitant des trajectoires d'usinage à fortes discontinuités en tangences se verraient d'une qualité géométrique augmentée.

6 Conclusion

La méthode de Compensation des Ecart de Contour consiste à déplacer les points échantillonnés de la trajectoire de consigne avec l'objectif pour les positions exécutées, en sortie de codeurs, d'atteindre la trajectoire FAO, constituant dans ce chapitre la trajectoire de référence. L'enregistrement des consignes générées par l'interpolateur de la commande numérique permet de reconstruire la trajectoire de consigne. Afin de constater si l'objectif est atteint, le modèle d'asservissement qui a été validé dans le chapitre précédent, permet de simuler les positions exécutées en appliquant en entrée les consignes optimisées calculées avec l'algorithme de la méthode CEC. Le calcul des écarts de contour entre la trajectoire de référence et la trajectoire simulée avant ou après compensation est effectué. L'analyse montre que la distribution des écarts évolue de manière à annuler les écarts d'exécution tout le long de la trajectoire, au défaut du modèle de prédiction des asservissements près. Ce constat est avéré pour des trajectoires au moins continues en tangence. Dans le cas de trajectoires présentant des discontinuités en tangence (comme le passage d'un coin), la méthode CEC doit être adaptée avec

modification de la trajectoire de référence par arrondissement mais également par ajustement temporel sur la consigne optimisée. La comparaison des écarts avant et après compensation amène dans ces conditions à de très bons résultats. Cependant, le passage des écarts sur les trajectoires aux écarts géométriques sur la pièce fabriquée peut conduire, dans le cas de trajectoires discontinues à des erreurs additionnelles. Ainsi, dans l'objectif de minimiser les écarts géométriques sur les pièces, dus aux écarts d'exécution en cours d'usinage, la transformation des écarts sur les enveloppes doit être intégrée dans la méthode CEC.

Une stratégie de compensation en temps réel, moyennant des pas de temps de calcul très réduits, pourrait être réalisée en intégrant la compensation CEC dans la génération d'une consigne optimisée à partir d'une première consigne, annulant les écarts entre les trajectoires de référence et exécutée. Dans cette optique, il convient de :

- Valider la méthode sur d'autres architectures de commande (sans anticipations par exemple)
- Proposer une extension et une généralisation à des trajectoires 3 et 5 axes
- Adapter de façon systématique à tout type de courbe, par implémentation d'un module de détection de courbure qui permettrait l'utilisation de la méthode CEC adaptée au voisinage des discontinuités.

Conclusion et perspectives

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire s'inscrivent dans le contexte général de qualification du processus d'élaboration de pièces de forme complexes, sur centres d'usinage industriels UGV multi axes. La qualité géométrique des surfaces usinées doit être suffisamment élevée pour rester en conformité avec les exigences spécifiées par le designer. Cette qualité est tributaire des défauts et erreurs imputables à chacune des étapes du processus, depuis la transformation du modèle CAO en une trajectoire outil jusqu'à la réalisation effective de cette trajectoire par la machine. Ainsi, la maîtrise de la qualité géométrique passe la maîtrise des écarts induits à chacune des étapes du processus.

Dans ce contexte, nous avons proposé d'analyser les écarts induits à chaque étape du processus. Nous avons dans un premier temps restreint notre champ d'étude aux écarts associés à l'étape d'exécution de la trajectoire, et aux écarts dits de réalisation en cours d'usinage. Le point d'entrée de notre étude est la trajectoire calculée en FAO. Par ailleurs, les interactions outil / pièce ne sont pas considérées dans ces travaux. Ainsi, les écarts de réalisation correspondent directement aux écarts de structure.

Le chapitre 2 a été consacré à la caractérisation et à l'analyse de l'importance de chaque source d'erreurs impactant la trajectoire effective. A cet effet, de nombreux outils expérimentaux ont été mis en œuvre, complétés parfois par des modélisations pour évaluer les écarts engendrés. Dans une première approche, les défauts ont été appréhendés au travers d'un essai Ballbar®. L'analyse des diagnostics associés ont remis en cause les fortes hypothèses utilisées dans ce type d'essai pour évaluer une partie des défauts. Nous avons alors choisi d'aborder chaque source d'écarts séparément pour mieux dissocier l'effet de chacune d'elle sur l'écart géométrique résultant.

Les écarts d'interpolation et d'asservissement ne peuvent être évalués qu'au travers de l'acquisition des consignes de positions et des positions exécutées sur les règles de mesure. L'utilisation des servo traces intégrées aux commandes numériques modernes a mis en avant la différence de comportement suivant la machine utilisée et les trajectoires testées. Cependant, il apparait que d'une façon générale, les écarts d'asservissements sont prépondérants vis-à-vis des écarts d'interpolation. La dissociation de ces écarts au sein de l'exécution permet de quantifier leur répartition le long de la trajectoire.

Concernant les écarts de structure sous sollicitations quasi statiques liés aux défauts géométriques de la machine, nous avons séparé les défauts d'assemblage de la structure des défauts de guidage des axes. La mesure quasi-statique de la position effective de l'outil par rapport à la pièce, en utilisant un Ballbar®, permet d'identifier le cumul de ces deux défauts. En se basant sur ces mesures,

l'identification des défauts d'assemblage à l'aide d'un modèle dédié permet de séparer les écarts liés aux défauts d'assemblage de ceux liés aux défauts de guidage.

Les écarts de structure sous sollicitations dynamiques ne sont évalués qu'au travers des sollicitations inertielles générées lors du suivi de trajectoires. Pour mieux comprendre les phénomènes géométriques mis en jeu sur la structure, nous avons choisi de baser notre étude sur la caractérisation dynamique des éléments qui la compose. Cette caractérisation comporte une approche expérimentale évaluant les niveaux d'accélération mis en jeu. Cette approche est complétée par une modélisation éléments finis de type hybride pour prédire les défauts sur l'ensemble de l'espace de travail. La modélisation proposée donne des résultats cohérents avec les mesures, mais nécessite une meilleure identification de la géométrie et recalage des paramètres de masse, rigidité et amortissement pour obtenir une prédiction du comportement dynamique fidèle au comportement réel. L'intérêt de ce modèle est de pouvoir y associer une méthode de calcul des écarts géométriques en pointe outil, constituant ainsi un outil de prévision des défauts inertiels induits par la trajectoire.

Faisant suite aux activités précédemment menées au LURPA, la modélisation des asservissements des axes d'un centre UGV industriel, qui s'avère nécessaire pour prédire les écarts d'exécution, est présentée dans le troisième chapitre. Ce modèle se veut être aussi simple et générique que possible pour représenter les écarts d'asservissement et être transposable à tout type de centre d'usinage. Au cours des travaux, la validation de ce modèle a été menée sur deux machines UGV présentant des technologies de motorisation différentes. Nous avons ainsi développé un outil de prédiction du comportement des axes lors du suivi de trajectoires qui peut s'associer aux précédents modèles développés dans le laboratoire (commande numérique, interpolateur) pour former un outil plus général de simulation du suivi de trajectoires. Cet outil permet d'évaluer les écarts d'exécution au niveau de la trajectoire (écarts de position et d'orientation de l'axe de l'outil vis-à-vis de la trajectoire FAO) et également les écarts géométriques induits sur la surface usinée. Il permet d'une part de qualifier géométriquement les trajectoires par rapport à leur comportement réel et donc de faire un choix de paramètres associés (format de description, vitesse d'avance, tolérance d'usinage...). D'autre part, la réduction des écarts géométriques peut être réalisée grâce à ce modèle, par la prédiction du comportement.

La méthode de Compensation des Ecart de Contour (méthode CEC) est présentée dans le dernier chapitre. L'objectif est de pouvoir conserver des caractéristiques cinématiques élevées tout en réduisant les écarts géométriques résultants sur la pièce. Pour cela, la méthode génère une trajectoire de consigne optimisée permettant de faire coïncider la trajectoire exécutée avec la trajectoire programmée. La modification de la trajectoire est basée sur l'évaluation de l'écart de contour obtenu par le modèle d'asservissement et sur la compensation directe de cet écart. La méthode a été testée sur deux types de trajectoires. Pour les trajectoires continues à évolution de courbure régulière les résultats donnent pleine satisfaction, réduisant l'écart d'exécution à quelques micromètres. Pour les

trajectoires discontinues en tangence la méthode nécessite une gestion de la géométrie spécifique afin de trouver un compromis entre écarts géométriques et vitesse de parcours.

A l'issue de ces travaux, plusieurs pistes d'amélioration et d'évolution restent à explorer :

Sur les différents écarts identifiés plusieurs améliorations locales sont possibles. Concernant les écarts de structures dus aux défauts géométriques sous sollicitations quasi-statiques (défauts de guidage et d'assemblage), leur évaluation découplée permettrait de mettre en œuvre une compensation géométrique plus performante que celles implantées à ce jour dans les CN. Positionnée au niveau de l'interpolation, elle pourrait prendre en compte l'ensemble des défauts dépendant de la configuration articulaire. Pour les sollicitations dynamiques, il est nécessaire de poursuivre le développement et recalage du modèle initié en raffinant les paramètres structuraux de la machine. Enfin, pour les sollicitations thermiques, il semble difficile de pouvoir prendre en compte les variations de températures sur l'ensemble des composants. Cependant, les écarts géométriques induits par la dilatation de la broche et de l'axe porteur pourraient être mieux pris en compte qu'actuellement, par des modèles plus développés ou par une compensation basée sur une mesure plus représentative des évolutions thermiques.

La mise en œuvre d'un moyen de mesure externe de type *Capball* permettant l'acquisition des positions et orientations effective de l'outil relativement à celles programmées permettrait d'évaluer directement les écarts cumulés, avec une résolution et incertitude suffisantes. La dissociation de l'ensemble des écarts de structure avec les écarts d'exécution est possible à partir du relevé des règles de mesure. La sous séparation des écarts de structure devrait être possible par l'utilisation de stratégies de mesure qui sollicitent la machine différemment. Cet outil externe complèterait notre vision actuelle des défauts et leur quantification séparée.

La méthode de compensation des écarts de contour doit être étudiée plus en détail. La robustesse et la convergence de la méthode sont les deux premiers points à investiguer. De plus, l'amélioration de la méthode CEC pour des trajectoires présentant de fortes discontinuités est nécessaire. Enfin, suite à la validation de la méthode en trajectoires planes, le développement de la méthode pour les trajectoires 5 axes reste à étudier, notamment le couplage entre les écarts en pointe et en orientation d'axe de l'outil.

Après avoir analysé et pris en compte les écarts géométriques intervenants dans les processus d'exécution et de réalisation, il serait désormais intéressant de faire évoluer le cadre de l'étude en y incluant les interactions outil/pièce. Ces sollicitations dynamiques, positionnées à l'extrémité du processus d'élaboration, interagissent avec l'asservissement des axes et le comportement dynamique de la structure. Ce nouveau périmètre nous permettrait alors de maîtriser au mieux la géométrie usinée.

Références bibliographiques

[ABBASZADEH-MIR et al. 02]

Y. Abbaszadeh-Mir, J.R.R. Mayer, G. Cloutier et 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, Issue 18, pp. 4781-4797, 2002.

[AFFOUARD 04]

A. Affouard, Intégration du comportement cinématique des machines outils lors du calcul de trajectoires d'usinage : Résolution du problème de singularité géométrique en usinage 5 axes, Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2004.

[ALTINTAS et al. 95]

Y. Altıntaş, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 44, Issue 1, pp. 357-362, 1995.

[ALTINTAS et al. 00]

Y. Altintas, K. Erkorkmaz, W.-H. Zhu, Sliding Mode Controller Design for High Speed Drives, *Annals of CIRP*, Vol. 49, Issue 1, pp. 265-270, 2000.

[ALTINTAS et al. 01]

Y. Altintas, S. Engin, Generalized Modeling of Mechanics and Dynamics of Milling Cutters, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 50, Issue 1, pp. 25-30, 2001.

[ALTINTAS et al. 04]

Y. Altintas, M. Weck, Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 53, Issue 2, pp. 619-642, 2004.

[ALTINTAS et al. 05]

Y. Altintas, C. Brecher, M. Weck, S. Witt, Virtual Machine Tool, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 54, Issue 2, pp. 115-138, 2005.

[ANDERSSON et al.05]

S. Andersson, A. Söderberg, S. Björklund, Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts, *tribology International*, Vol. 40, Issue 4, pp. 580-587, 2007.

[ANDOLFATTO 10]

L. Andolfatto, Modélisation et identification de défauts géométriques sur centre d'usinage à grande vitesse 5 axes, Mémoire de Master, Ecole Polytechnique de Montréal, 2010.

[ANDOLFATTO et al. 11]

L. Andolfatto, J.R.R. Mayer, S. Lavernhe, Adaptive Monte Carlo applied to uncertainty estimation in five axis machine tool link errors identification with thermal disturbance, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, In Press, Accepted Manuscript, Available online, 2011.

[BARRE et al. 02]

P.-J. Barre, E. Dumetz, Modélisation du comportement dynamique et commande d'une machine-outil agile, *Mécanique & Industries*, Vol. 3, 2002.

[BARRE 04]

P.-J. Barre, Commande et entraînement des machines-outils à dynamique élevée – Formalisme et applications, Habilitation à diriger des recherches, Université de Sciences et Technologie de Lille, 2004.

[BEAREE 05]

R. Béarée, Prise en compte des phénomènes vibratoires dans la génération de commande des machines outils à dynamique élevée, Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Centre de Lille, 2005.

[BEDI et al. 03]

S. Bedi, S. Mann et C. Menzel, Flank milling with flat end milling cutters, *Computer-Aided Design*, Vol. 35, Issue 3, pp. 293-300, 2003.

[BEN HAMED et al. 02]

H. Ben Hamed, H. Antunes, P.-E. Cavarec, J. Lucidarme, B. Multon, L. Prévond, B. Salamand, Généralités sur les actionneurs linéaires, Rapport de synthèse, SATIE – Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2002.

[BERA et al. 11]

T.C. Bera, K.A. Desai, P.V.M. Rao, Error compensation in flexible end milling of tubular geometries, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 211, Issue 1, pp. 24-34, 2011.

[BLOCH et al. 01]

S. Bloch, E. Deneuve, L. Tan, Innovative feed rate optimisation technique, 3rd international conference on metal cutting and High Speed Machining, 2001.

[BOHEZ 02]

E.L.J. Bohez, Five-axis milling machine tool kinematic chain design and analysis, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 42, Issue 4, pp. 505-520, 2002.

[BOHEZ et al. 07]

E.L.J. Bohez, B. Ariyajunya, C. Sinlapecheewa, T.M.M. Shein, D.T.L., G. Belforte, Systematic geometric rigid body error identification of 5-axis milling machines, *Computer-Aided Design*, Vol. 39, Issue 4, pp. 229-244, 2007.

[BONNEMAINS 09]

T. Bonnemains, Etude du comportement mécanique des machines outils à structure parallèle en Usinage Grande Vitesse, Thèse de doctorat, Institut Français de Mécanique Avancée – Université Clermont-Ferrand II, 2009.

[BOLDEA et al. 97]

I. Boldea, A. Nasar, Linear electric actuators and generators, Cambridge University press, 1997.

[BOQUERE et al. 08]

X. Boquère, D. Sidobre, I. Herrera-Aguilar, Soft Motion Trajectory Planner for Service Manipulator Robot, International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS) IEEE/RSJ, France, 2008.

[BOUCHER et al. 90]

P. Boucher, D. Dumur, K.F. Rahmani, Generalised predictive cascade control for machine tools, *Annales du CIRP*, Vol. 39, Issue 1, pp. 357-360, 1990.

[BOUCHER et al. 03]

P. Boucher, D. Dumur, P. Rodriguez, Robustification of CNC controllers for machine tools motor drives, *CIRP annals*, Vol. 52, Issue 1, pp. 293-296, 2003.

[BOUZGARROU 01]

B.C. Bouzgarrou, Conception et modélisation d'une machine-outil à architecture hybride pour l'UTGV, Thèse de doctorat, Institut Français de Mécanique Avancée – Université Clermont-Ferrand II, 2001.

[BRUN-PICARD 05]

D. Brun-Picard, Influence des lois de mouvement sur les déformations et les vibrations des machines à grande vitesse, *Mécanique et Industries*, Vol. 6, Issue 4, pp. 417-423, 2005.

[CANO et al. 08]

T. Cano, F. Chapelle, J.-M. Lavest, P. Ray, A new approach to identifying the elastic behaviour of a manufacturing machine, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 48, Issue 14, pp. 1569-1577, 2008.

[CHANAL 06]

H. Chanal, Etude de l'emploi des machines outils à structure parallèle en usinage, Thèse de doctorat, Institut Français de Mécanique Avancée – Université Clermont-Ferrand II, 2006.

[CHANAL et al. 06]

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, Issue 2, pp. 98-106, 2006.

[CHENG et al. 09]

M.-Y. Cheng, K.-H. Su, S.-F. Wang, Contour error reduction for free-form contour following tasks of biaxial motion control systems, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, Vol. 25, Issue 2, pp. 323-333, 2009.

[DE FONSECA 98]

P. De Fonseca, D. Vandepitte, H. Van Brussel, P. Sas, Dynamic model reduction of a flexible three-axis milling machine, *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA23*, Leuven, 16–18, pp.185–194, 1998.

[DEPINCE et al. 06]

P. Dépincé, J.-Y. Hascoët, Active integration of tool deflection effects in end milling. Part 1. Prediction of milled surfaces, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 46, Issue 9, pp. 937-944, 2006.

[DONG et al. 07]

J. Dong, P.M. Ferreira, J.A. Stori, Feed-rate optimization with jerk constraints for generating minimum-time trajectories, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 47, Issues 12-13, pp. 1941-1955, 2007.

[DUC 98]

E. Duc, Usinage de formes gauches – Contribution à l'amélioration de la qualité des trajectoires d'usinage, Thèse de Doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 1998.

[DUGAS 02]

A. Dugas, Simulation d'usinages de formes complexes, Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes, Université de Nantes, 2002.

[DUMUR et al. 96]

D. Dumur, P. Boucher, A.U. Ehlringer, Constrained Predictive Control for Motor Drives, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 45, Issue 1, pp. 355-358, 2006.

[ENDO et al. 96]

S. Endo, H. Kobayashi, C. J. Kempf, S. Kobayashi, M. Tomizuka, Y. Hori, Robust digital tracking controller design for high-speed positioning, *Control Engineering Practice*, Vol. 4, Issue 4, pp. 527-536, 1996.

[EKINCI et al. 07]

T.O. Ekinci, J.R.R. Mayer, Relationships between straightness and angular kinematic errors in machines, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 47, Issues 12-13, pp. 1997-2004, 2007.

[ERKORKMAZ et al. 01a]

K. Erkorkmaz, Y. Altintas, High speed CNC system design. Part I: jerk limited trajectory generation and quintic spline interpolation, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 41, Issue 9, pp. 1323-1345, 2001.

[ERKORKMAZ et al. 01b]

K. Erkorkmaz, Y. Altintas, High speed CNC system design. Part II: modeling and identification of feed drives, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 41, Issue 10, pp. 1487-1509, 2001.

[ERKORKMAZ et al. 01c]

K. Erkorkmaz, Y. Altintas, High speed CNC system design. Part III: high speed tracking and contouring control of feed drives, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 41, Issue 11, pp. 1637-1658, 2001.

[ERKORKMAZ et al. 06]

K. Erkorkmaz, S.-H. Yeung, Y. Altintas, Virtual CNC system. Part II. High speed contouring application, *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, Vol. 46, Issue 10, pp.1124-1138, 2006.

[ERKORKMAZ et al. 07]

K. Erkorkmaz, W. Wong, Rapid identification technique for virtual CNC drives, *International Journal of Machine tools and Manufacture*, Vol. 47, pp.1381-1392, 2007.

[ERNESTO et al. 10]

C. A. Ernesto, R. T. Fakouri, Solution of inverse dynamics problems for contour error minimization in CNC machines, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* , Vol. 49, 2010, pp. 589-604.

[FAROUKI et al. 99]

R.T. Farouki, Y.-F. Tsai, G.-F. Yuan, Contour machining of free-form surfaces with real-time PH curve CNC interpolators, *Computer Aided Geometric Design*, Vol. 16, Issue 1, pp. 61-76, 1999.

[FARMAN]

<http://www.farman.ens-cachan.fr>

[GROß et al. 01]

H. Groß, J. Hamann, G. Wiegärtner, *Electrical Feed Drives in Automation: Basics, Computation, Dimensioning*, ISBN:3895781487, SIEMENS©, 2001.

[HSUE et al. 07]

AW.-J. Hsue, M.-T. Yan, S.-H. Ke, Comparison on linear synchronous motors and conventional rotary motors driven Wire-EDM processes, *Journal of Materials Processing Technology Volumes 192-193*, Pages 478-485, 2007.

[HUANG et al. 01]

Y. Huang, T. Hoshi, Optimization of fixture design with consideration of thermal deformation in face milling, *Journal of Manufacturing Systems*, Vol. 19, Issue 5, pp. 332-340, 2001.

[IMANI et al. 07]

B. M. Imani, J. Jahanpour, High speed contouring enhanced with P-H curves, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 37, pp. 747-759, 2007.

[JUN et al. 03]

C.-S. Jun, K. Cha, Y.-S. Lee, Optimizing tool orientations for 5-axis machining by configuration-space search method, *Computer Aided Design*, Vol. 35, Issue 6, pp. 549-566, 2003.

[KECHICH et al. 08]

A. Kechich, B. Mazari, La commande par mode glissant : application à la machine synchrone à aimants permanents (approche linéaire). *Afrique Science*, Vol.4, Issue 1, pp. 21-37, 2008.

[KIKUUWE et al. 05]

R. Kikuuwe, N. Takesue, A. Sano, H. Mochiyama, H. Fujimoto, Fixed-step friction simulation: from classical Coulomb model to modern continuous models, *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2005)*, 2005.

[KIM et al. 03]

G.-M. Kim, B.-H. Kim, C.-N. Chu, Estimation of cutter deflection and form error in ball-end milling processes, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, Issue 9, pp. 917-924, 2003.

[KOREN 80]

Y. Koren. Cross-coupled biaxial computer for manufacturing systems, *ASME Journal on Dynamic System, Measure and Control*, Vol. 102, Issue 4, pp. 265-272, 1980.

[KRAJNIK et al. 04]

P. Krajnik, J. Kopač, Modern machining of die and mold tools, *Journal of Materials Processings technology*, Vol. 157-158, pp. 543-552, 2004.

[LAGUIONIE 10]

R. Laguionie, Intégration de la programmation basée entités pour la fabrication sur machines à commandes numériques dans un contexte multi-process, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, 2010.

[LAMBRECHTS et al. 05]

P. Lambrechts, M. Boerlage, M. Steinbuch, Trajectory planning and feedforward design for electromechanical motion systems, *Control Engineering Practice*, Vol. 13, pp. 145-447, 2005.

[LANGERON et al. 04]

J.-M. Langeron, E. Duc, C. L., P. Bourdet, A new format for 5-axis tool path computation using Bspline, *Computer Aided Design*, Vol. 36, Issue 12, pp 1219-1229, 2004.

[LARTIGUE et al. 03]

C. Lartigue, E. Duc, A. Affouard, Tool path deformation in 5-axis flank milling using envelope surface, *Computer Aided Design*, Vol. 35, pp. 375-382.

[LARUE 2003]

A. Larue, Prise en compte des déformations d'un outil dans le calcul de trajectoires d'usinage en fraisage de profil, Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2003.

[LAUWERS et al. 03]

B. Lauwers, P. Dejonghe, J. P. Kruth, Optimal and collision free tool posture in five-axis machining through the tight integration of tool path generation and machine simulation, *Computer Aided Design*, Vol. 35, Issue 5, pp. 421-423, 2003.

[LAVERNHE 06]

S. Lavernhe, Prise en compte des contraintes associés au couple MO-CN en génération de trajectoire 5 axes UGV, Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2006.

[LAVERNHE et al. 08a]

S. Lavernhe, Y. Quinsat, C. Tournier, C. Lartigue, R. Mayer, NC-simulation for the prediction of surface finish in 5-axis High Speed Machining, *Acte de : 3rd International Conference High Performance Cutting (HPC)*, Vol. 1, pp. 387-396, Dublin, Irlande, 2008.

[LAVERNHE et al. 08b]

S. Lavernhe, C. Tournier, C. Lartigue, Optimisation of 5-axis high speed machining using a surface based approach, *Computer Aided Design*, Vol. 40, pp. 1015-1023, 2008.

[LAVERNHE et al. 10]

S. Lavernhe, Y. Quinsat, C. Lartigue, Model for the prediction of 3D surface topography in 5-axis milling, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 51, Issue 9, pp 915-924, 2010

[LEE 90a]

C.-C. Lee, Fuzzy logic in control system: fuzzy logic controller – Part I, *IEEE Transactions on Systems Man and Cybernetics*, Vol. 20, Issue 2, pp. 404–418, 1990

[LEE 90b]

C.-C. Lee, Fuzzy logic in control system: fuzzy logic controller – Part II, IEEE Transactions on Systems Man and Cybernetics, Vol. 20, Issue 2, pp. 419–435, 1990.

[LEI et al. 09]

W.T. Lei, I.M. Paung, Chen-Chi Yu, Total ballbar dynamic tests for five-axis CNC machine tools, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 49, Issue 6, Pages 488-499, 2009.

[LIU et al. 95]

W.-W. Liu, Five-axis nc cylindrical milling of sculptured surfaces, Computer-Aided Design, Vol. 27, Issue 12, pp. 887–894, 1995.

[LIN et al. 07]

M.T. Lin, M.S. Tsai, H.T. Yau, Development of a dynamics-based NURBS interpolator with real-time look-ahead algorithm, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 47, Issue 15, pp. 2246-2262, 2007.

[MENON et al. 99]

K. Menon, K. Krishnamurthy, Control of low velocity friction and gear backlash in a machine tool feed drive system, Mechatronics, Vol. 9, pp. 33-52, 1999.

[MENZEL et al. 04]

C. Menzel, S. Bedi et S. Mann, Triple tangent flank milling of ruled surfaces, Computer-Aided Design, Vol. 36, Issue 3, pp. 289–296, 2004.

[MERY 97]

B. Méry, Machines à commandes numériques, Hermès Paris, 1997.

[OLSSON et al. 98]

H. Olsson, K.J. Aström, C. Canudas de Wit, M Gäfvert, P. Lischinsky, Friction models and friction compensation, Lund University, 1998.

[PASHKEVICH et al. 08]

Pashkevich A., D. Chablat, P. Wengler, Analyse de la rigidité des machines outils 3 axes d'architecture parallèle hyperstatique, Assises MUGV, 2008

[PATELOUP et al. 10]

S. Pateloup, H. Chanal, E. Duc, Comparison of PKM and SKM performances for aeronautics part machining, 8th International Conference on High Speed Machining (HSM), Metz – France, Vol. 11, 2010.

[PATELOUP 05]

V. Pateloup, Amélioration du comportement cinématique des machines outils UGV – Application au calcul de trajets d'évidement de poches, Thèse de doctorat, Institut Français de Mécanique Avancée – Université Clermont-Ferrand II, 2006.

[PECHARD 09]

P.-Y. Péchard, Génération de trajectoires d'usinage grande vitesse 5 axes par flanc d'outil : intégration d'un critère de fluidité, Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2009.

[PECHARD et al. 09]

P.-Y. Péchard, C. Tournier, C. Lartigue, J.-P. Lugarini, Geometrical deviations versus smoothness in 5-axis high-speed flank milling, International Journal of Machine Tool & Manufacture, Vol. 49, pp. 454-461, 2009.

[PENROSE 56]

R. Penrose, On best approximate solutions of linear matrix equations, Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, Vol. 52, pp. 17-19, 1956.

[PENG et al. 07]

C.-C. Peng, C.-L. Chen, Biaxial contouring control with friction dynamics using a contour index approach, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 47, Issue 10, pp. 1542-1555, 2007.

[PESSOLES 10]

X. Pessoles, Aide au choix du posage en usinage 5 axes continus par la modélisation du comportement cinématique des machines – outils, Thèse de doctorat, Université Toulouse 3 Paul Sabatier, 2010.

[PREVOST 08]

D. Prévost, Modélisation d'axe de machine outil pour la simulation du suivi de trajectoires, Mémoire de Master, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2008.

[PREVOST et al. 08]

D. Prévost, S. Lavernhe, C. Lartigue, Feed drive simulation for the prediction of the tool path follow up in High Speed Machining, *Journal of Machine Engineering, High Performance Manufacturing – Machines*, Vol. 8, Issue 4, pp. 32-42, 2008.

[PREVOST et al. 09]

D. Prévost, S. Lavernhe, C. Lartigue, Modélisation d'axe de machine outil pour la simulation du suivi de trajectoires en UGV, 11ème Colloque National AIP-PRIMECA, Produits, Procédés et Systèmes industriels : les dernières innovations, La Plagne, 2009.

[PREVOST et al. 10a]

D. Prévost, S. Lavernhe, C. Lartigue, D. Dumur, Feed drive modelling for the simulation of tool path tracking in multi-axis High Speed Machining, *International Journal of Mechatronics and Manufacturing Systems (Special Issue)*, Vol. x, N° x, 2010.

[PREVOST et al. 10b]

D. Prévost, S. Lavernhe, C. Lartigue, Correction of trajectory execution errors in High Speed Machining using a mirror approach, 8th International Conference on High Speed Machining (HSM), Metz – France, Vol. 11, 2010.

[PREVOST et al. 11]

D. Prévost, S. Lavernhe, F. Louf, P. Rouch, Modélisation et évaluation du comportement dynamique d'une structure de machine outil UGV pour la prédiction des défauts géométriques, Congrès Français de Mécanique (CFM), Besançon – France, 2011, à paraître.

[PRITSCHOW 98]

G. Pritschow, A comparison of linear and conventional electromechanical drives, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Volume 47, Issue 2, Pages 541-548, 1998.

[PRITSCHOW 00]

G. Pritschow, Parallel Kinematic Machines (PKM) – Limitations and New Solutions, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 49, Issue 1, pp. 275-280, 2000.

[QUINTANA et al. 11]

G. Quintana, J. Ciurana, Chatter in machining processes: A review, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 51, Issue 5, pp. 363-376, 2011.

[RAMESH et al. 00]

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, Issue 9, pp. 1257-1284, 2000.

[RAMESH et al. 05]

R. Ramesh, M.A. Mannan, A.N. Poo, Tracking and contour error control in CNC servo systems, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, pp. 301-326, 2005.

[RATCHEV et al. 05]

S. Ratchev, S. Liu, A.A. Becker, Error compensation strategy in milling flexible thin-wall parts, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 162-163, pp. 673-681, 2005.

[REHSTEINER et al. 93]

F. Rehsteiner, H.-J. Renker, Collision free five-axis milling of twisted ruled surfaces, *Annals of the CIRP*, Vol. 42, Issue 1, pp. 457–461, 1993.

[REMY 06]

G. Remy, J. Gomand, P.J. Barre, J.P. Hautier, New Current Control Loop with Resonant Controllers by using the Causal Ordering Graph, Application to Machine Tools, *WSEAS Transactions on SYSTEMS*, Issue 1, Vol. 5, pp. 233-239, 2006.

[REMY 07]

G. Rémy, Commande optimisée d'un moteur linéaire synchrone pour une axe de positionnement rapide, Thèse de Doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Paris, 2007.

[ROSSITER 03]

J.A. Rossiter, *Model – Based Predictive control*, CRC Press, 2003.

[RUBIO et al. 98]

W. Rubio, P. Lagarrigue, G. Dessen, F. Pastor, Calculation of tool paths for a torus mill on free-form surfaces on five-axis machines with detection and elimination of interference, *International Journal of advanced Manufacturing Technology*, Vol. 14, Issue 1, pp. 13–20, 1998.

[SCHMITZ et al. 08]

T.L. Schmitz, J.C. Ziegert, J.S. Canning, R. Zapata, Case study: A comparison of error sources in high-speed milling, *Precision Engineering*, Vol. N° 32, pp. 126-133, 2008.

[SCHWENKE et al. 05]

H. Schwenke, M. Franke, J. Hannaford, H. Kunzmann, Error mapping of CMMs and machine tools by a single tracking interferometer, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 54, Issue 1, 2005, pp. 475-478, 2005.

[SCHWENKE et al. 08]

H. Schwenke, W. Knapp, H. Haitjema, A. Weckenmann, R. Schmitt, F. Delbressine, Geometric error measurement and compensation of machines – An update, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 57, Issue 2, pp. 660-675, 2008.

[SCHWENKE et al. 09]

H. Schwenke, R. Schmitt, P. Jatzkowski, C. Warmann, On-the-fly calibration of linear and rotary axes of machine tools and CMMs using a tracking interferometer, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 58, Issue 1, pp. 477-480, 2009.

[SEGUY 08]

S. Seguy, De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : modélisations et études expérimentales, Thèse de doctorat, Ecole Nationale D'Ingénieurs de Tarbes, 2008.

[SENATORE et al. 05]

J. Senatore, F. Monies, J.-M. Redonnet et W. Rubio, Analysis of improved positioning in five-axis ruled surface milling using envelope surface, *Computer- Aided Design*, Vol. 37, Issue 10, pp. 989–998, 2005.

[SENCER et al. 09a]

B. Sencer, Y. Altintas, Modeling and Control of Contouring Errors for Five-Axis Machine Tools – Part I : Modeling, *Journal of manufacturing science and engineering*, Volume 131, Issue 3, 2009.

[SENCER et al. 09b]

B. Sencer, Y. Altintas, Modeling and Control of Contouring Errors for Five-Axis Machine Tools – Part II : Precision Contour Controller Design, Journal of manufacturing science and engineering, Volume 131, Issue 3, 2009.

[SIEMENS]

Siemens, Description of functions – Sinumerik 840D/840Di/810D – Drive functions, www.automation.siemens.com/doconweb, 2002.

Siemens, Description of functions – Sinumerik 840D/840Di/810D – Extended functions, www.automation.siemens.com/doconweb, 2002.

Siemens, Description of functions – Sinumerik 840D/840Di/810D – Basic machine, www.automation.siemens.com/doconweb, 2002.

Siemens, Sinumerik solution line / Sinamics, Function manual, Sinumerik 840Dsl – Basic Functions, www.automation.siemens.com/doconweb, 2008.

Siemens, Sinumerik solution line / Sinamics, Function manual, Sinumerik 840Dsl – Extended Functions, www.automation.siemens.com/doconweb, 2008.

Siemens, Sinumerik solution line / Sinamics, List manual, Sinamics S120/S150, Parameters & Function diagrams, www.automation.siemens.com/doconweb, 2008.

[SIEMENS 04]

Siemens, Fabrication de pièces complexes en fraisage – SINUMERIK 810D/840D, Manuel, http://www.automation.siemens.com/doconweb/pdf/UMC_SINUMERIK_072010_fr/SIN_WF.pdf?p=1, 2004.

[SLAMANI et al. 10]

M. Slamani, R. Mayer, M. Balazinski, S.H.H. Zargarbashi, S. Engin, C. Lartigue, Dynamic and geometric error assessment of an XYZ axis subset on five-axis high-speed machine tools using programmed end point constraint measurements, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 50, Issues 9-12, pp. 1063-1073, 2010

[SLAMANI et al. 11]

M. Slamani, J. Mayer, G. Cloutier, Modeling and experimental validation of machine tool motion errors using degree optimized polynomial including motion hysteresis, Experimental Techniques, Vol. 35, Issue 1, pp. 37-44, 2011.

[SLOTINE et al. 88]

J.-J. E. Slotine, W. Li, Adaptive Manipulator Control : A case study, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 33, Issue 11, pp. 995-1003, 1988.

[SORBY 07]

K. SORBY, Inverse kinematics of five-axis machines near singular configurations, International Journal of Machine Tool and Manufacture, Vol. 47, Issue 2, 2007.

[STEPANENKO et al. 98]

Y. Stepanenko, Y. Cao, C.-Y. Su, Variable Structure Control of Robotic Manipulator with PID Sliding Surfaces, International Journal on Robust Nonlinear Control, Vol. 8, Issue 1, pp.79-90, 1998.

[SUH et al. 96]

S.-H. Suh, J.-H. Cho, J.-Y. Hascoët Incorporation of tool deflection in tool path computation: Simulation and analysis, Original Research Article Journal of Manufacturing Systems, Vol. 15, Issue 3, pp 190-199, 1996.

[SURMANN et al. 07]

T. Surmann, D. Enk, Simulation of milling tool vibration trajectories along changing engagement conditions, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 47, Issue 9, pp. 1442-1448, 2007.

[SURMANN et al. 08]

T. Surmann, D. Biermann, The effect of tool vibrations on the flank surface created by peripheral, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 57, Issue 1, pp. 375-378, 2008.

[SUSANU 05]

M. Susanu, Commande prédictive hiérarchisée pour le positionnement des axes de machine outil à architecture ouverte, Thèse de doctorat, Université Paris XI Orsay, 2005.

[SUSANU et al 04]

M. Susanu, D. Dumur, C. Lartigue, C. Tournier, Improving performance of machine tools with predictive axis controllers within an open architecture Framework, 3rd International Conference on Advanced Manufacturing Technology, Kuala Lumpur, Malaysia, 2004.

[SUSANU et al. 06]

M. Susanu, D. Dumur, Hierarchical Predictive Control within an open architecture virtual machine tool, Annales du CIRP, Vol. 55, Issue 1, 2006.

[TARNG et al. 95]

Y. S. Tarng, H. E. Cheng, An investigation of stick-slip friction on the contouring accuracy of CNC machine tools, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 35, Issue 4, pp. 565-576, 1995.

[TERRIER 05]

M. Terrier, Optimisation du processus de fabrication en usinage grande vitesse sur machines-outils à structure parallèle, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, Université de Nantes, 2005.

[THIEBAUT et al. 99]

A certification method for the milling process of free-form surfaces using a test part, F. THIEBAUT, C. LARTIGUE, E. DUC, International Journal of Production Research, 37(2), pp. 316-327, 1999.

[TLUSTY et al. 99]

J. Tlusty, J. Ziegert, S. Ridgeway, Fundamental Comparison of the Use of Serial and Parallel Kinematics for Machines Tools, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 48, Issue 1, pp. 351-356, 1999.

[TLUSTY et al. 00]

J. Tlusty, J. Ziegert, S. Ridgeway, A Comparison of Stiffness characteristics of Serial and Parallel Machine Tools, Journal of Manufacturing Processes, Vol. 2, Issue 1, pp. 67-76, 2000.

[TOMIZUKA 87]

M. Tomizuka, Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, Issue 1, pp.65-68, 1987.

[TOURNIER 01]

C. Tournier, Contribution à la conception des formes complexes – La surface d'usinage en fraisage 5 axes isocrête, Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2001.

[TOURNIER et al. 06]

C. Tournier, C. Castagnetti, S. Lavernhe, F. Avelland, Tool path generation and post-processor issues in five-axis high speed machining of hydro turbine blades, 5th International Conference on High Speed Machining, CD-Rom paper, pp.500-510, 2006.

[TSAI et al. 08]

M.-S. Tsai, H.-W. Nien, H.-T. Yau, Development of an integrated look-ahead dynamics-based NURBS interpolator for high precision machinery, Computer-Aided Design, Vol. 40, Issue 5, pp. 554-566, 2008.

[TSUTSUMI et al. 04]

M. Tsutsumi, A. Saito, Identification of angular and positional deviations inherent to 5-axis machining centers with a tilting-rotary table by simultaneous four-axis control movements, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 44, Issues 12-13, pp. 1333-1342, 2004.

[UKTIN 77]

V.I. Uktin, Variable Structure Systems with Sliding Modes, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 22, Issue 2, pp.212-222, 1977.

[URBANSKI et al. 00]

J. P. Urbanski, P. Koshy, R. C. Dewes, D. K. Aspinwall, High speed machining of moulds and dies for net shape manufacture, Materials & Design, Vol. 21, Issue 4, pp. 395-40, 2000.

[WAN et al. 10]

Xiao-Jin Wan, Lin Hua, Xu-Feng Wang, Qi-Ze Peng, Xun-peng Qin, An error control approach to tool path adjustment conforming to the deformation of thin-walled workpiece, International Journal of Machine Tools and Manufacture, article in press, 2010.

[WANG et al. 09]

Y. Wang, Y. Liu, Z. Han, Z. Shao, Integration of a 5-axis Spline Interpolation Controller in an Open CNC System, Chinese Journal of Aeronautics, Vol. 22, Issue 2, pp. 218-224, 2009.

[WANG et al. 11]

X. Wang, N. Liu, M. Wang, Research and implementation of high-precision biaxial tracking control system based on NURBS interpolator, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 52, Issue 1, pp. 255-262, 2011.

[WEIKERT 04]

S. Weikert, R-Test – a New Device for Accuracy Measurements on Five Axis Machine Tools, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 53, Issue 1, pp. 429-432, 2004.

[WHALLEY et al. 06]

R. Whalley, M. Ebrahimi, A.A. Abdul-Ameert, Hybrid modelling of machine tool axis drives, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 45, pp. 1560-1576, 2005.

[YANG 02]

X. Yang, Efficient circular arc interpolation based on active tolerance control, Computer Aided Design, Vol. 34, Issue 13, 2002, pp. 1037-1046.

[YEH et al.11]

S. Yeh, H.-C. Su, Development of friction identification methods for feed drives of CNC machine tools, International Journal of advanced manufacturing technology, Vol. 52, Issue 1-4, pp. 263-278, 2011.

[YEUNG et al. 06]

C.-H. Yeung, Y. Altintas, K. Erkorkmaz, Virtual CNC system – Part I. System architecture, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 46, Issue 10, pp. 1107-1123, 2006.

[ZAEH et al. 04]

M.F. Zaeh, Th. Oertli, J. Milberg, Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 53, Issue 1, pp. 289-292, 2004.

[ZAEH et al. 07]

M. Zaeh, D. Sied, A New Method for Simulation of Machining Performance by Integrating Finite Element and Multi-body Simulation for Machine Tools, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 56, Issue 1, pp. 383-386, 2007.

[ZAGHBANI et al. 09]

I. Zaghbani, V. Songmene, Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 49, Issues 12-13, pp. 947-957, 2009.

[ZARGARBASHI et al. 06]

S.H.H. Zargarbashi, J.R.R. Mayer, Assessment of machine tool trunnion axis motion error, using magnetic double ball bar, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 46, Issue 14, pp. 1823-1834, 2006.

[ZARGARBASHI et al. 09]

S.H.H. Zargarbashi, J.R.R. Mayer, Single setup estimation of a five-axis machine tool eight link errors by programmed end point constraint and on the fly measurement with Capball sensor, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 49, Issue 10, pp. 759-766, 2009.

[ZATARAIN et al. 98]

M. Zatarain, E. Lejardi, F. Egaña, R. Bueno, Modular Synthesis of Machine Tools, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 47, Issue 1, pp. 333-336, 1998.

[ZATARAIN et al. 05]

M. Zatarain, I. Ruiz de Argandoña, A. Illarramendi, J.L. Azpeitia, R. Bueno, New Control Techniques Based on State Space Observers for Improving the Precision and Dynamic Behaviour of Machine Tools, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Vol. 54, Issue 1, pp. 393-396, 2005.

[ZHANG et al. 03]

G.P. Zhang, Y.M. Huang, W.H. Shi, W.P. Fu, Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, Issue 7, pp. 699-706, 2003.

Annexe A : Centres d'usinage utilisés

A.1 Mikron UCP710

Machine située au LURPA.

- Nombre d'axes : 5
- Motorisation et entraînement : Moteurs rotatifs synchrones + réducteur (courroie crantée) + vis à billes pour les axes de translations. Moteurs rotatifs synchrones + réducteur pour les axes de rotations.
- Commande numérique : Siemens 840D – power line



Figure_annexe 1. Centre UGV 5 axes – MIKRON UCP710

Capacités cinématiques maximales des axes :

Axe	X	Y	Z	A	C
Course	710 mm	550 mm	500 mm	-30° à 120°	infinie
Vitesse max.	30 m/min	30 m/min	30 m/min	15 tr/min	20 tr/min
Accélération max.	2,5 m/s ²	3 m/s ²	2,1 m/s ²	0,8333 m/s ²	0,8333 m/s ²
Jerk max.	5 m/s ³	5 m/s ³	50 m/s ³	5 tr/s ³	50 tr/s ³

A.2 Deckel Maho Gildemeister (DMG) HSC75 linear

Ce centre UGV appartenant au pôle AIP Primeca Ile-de-France est situé au Département Génie Mécanique de L'ENS de Cachan.

- Nombre d'axes : 3
- Motorisation et entraînement : Moteurs linéaires synchrones.
- Commande numérique : Siemens 840D – Solution line



Figure_annexe 2. Centre UGV 3 axes – DMG HSC75 linear

Capacités cinématiques maximales des axes :

Axe	X	Y	Z
Course	750 mm	600 mm	560 mm
Vitesse max.	90 m/min	90 m/min	90 m/min
Accélération max.	8 m/s ²	7 m/s ²	8 m/s ²
Jerk max.	100 m/s ³	100 m/s ³	100 m/s ³

A.3 Huron KX15

Cette machine est située au CTT (Centre de Transfert de Technologie) dans les locaux de l'IFMA. Nous tenons à remercier nos collègues du LaMI qui nous ont permis d'utiliser cette machine dans le cadre de nos essais.

Nombre d'axes : 5

- Motorisation et entraînement : Moteurs rotatifs synchrones + réducteur (courroie crantée) + vis à billes pour les axes de translations. Moteurs rotatifs synchrones + réducteur pour les axes de rotations.
- Commande numérique : Siemens 840D – power line (retro fitée)



Figure_annexe 3. Centre UGV 5 axes – HURON KX15

Capacités cinématiques maximales des axes :

Axe	X	Y	Z	A	C
Course	800 mm	1000 mm	550 mm	-20° à 90°	infinie
Vitesse max.	30 m/min	30 m/min	30 m/min	15 tr/min	15 tr/min
Accélération max.	3 m/s ²	3 m/s ²	3 m/s ²	0,75 m/s ²	0,75 m/s ²
Jerk max.	15 m/s ³	15 m/s ³	15 m/s ³	40 tr/s ³	40 tr/s ³

Annexe B : Diagnostic Renishaw de test Ballbar

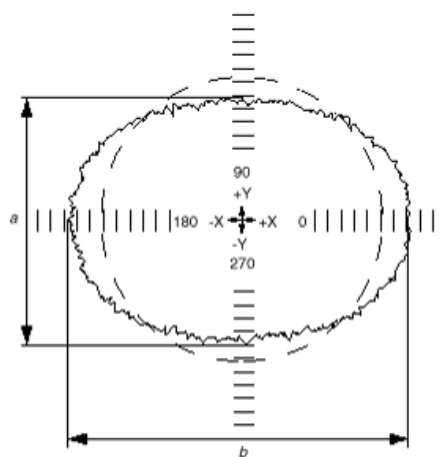
Un essai de type diagnostic Renishaw permet à partir des valeurs mesurées de l'allongement du transducteur, d'identifier un certain nombre de défauts en fonction de leur impact sur le défaut de forme global du cercle reconstruit à partir des longueurs du transducteur captées à chaque pas d'échantillonnage. La vitesse le long du cercle étant constante, la valeur de la longueur du transducteur est connue à chaque pas angulaire qui est fonction de la période d'échantillonnage et de la vitesse d'avance. Les défauts sont donc répartis de la façon suivante dans le diagnostic effectué par le soft Renishaw® : défauts géométriques, défauts de jeu, défauts dynamiques qui comprennent les erreurs d'asservissements et les vibrations. Les incidences sur le tracé, les causes et les valeurs affichées sont données pour chacune des sources d'erreurs identifiées par le logiciel de traitement.

B.1 Défauts géométriques

Différences d'échelles

Tracé

Le tracé de la Figure_annexe 4 présente une forme ovale ou en arachide déformée sur l'axe 0° ou 90°. L'axe de la déformation n'est pas affecté par la direction de la saisie des données, c'est à dire sens horaire ou trigonométrique. L'importance de la déformation causée par l'erreur d'échelle n'est habituellement pas affectée par la vitesse d'avance de la machine.



Figure_annexe 4. Différence d'échelle

L'erreur d'échelle est la différence dans les déplacements des axes mesurés au cours du test. Par exemple, si la machine décrit un cercle dans le plan XY, les axes X et Y doivent se déplacer exactement de la même distance. Dans le cas contraire, la différence entre leurs déplacements est l'erreur de correspondance d'échelle (différence entre a et b sur le tracé précédent).

Valeurs du diagnostic

Les valeurs de diagnostic indiquées pour l'erreur d'échelle varient selon que le Ballbar utilisé pour la saisie des données est calibré ou non. Pour un Ballbar calibré, l'erreur d'échelle est indiquée pour les axes X et Y comme étant les distances exactes parcourues par les axes. Lorsque le Ballbar n'est pas calibré, l'erreur d'échelle ne peut être indiquée que comme une valeur de différence d'échelle entre les axes X et Y. Dans ce cas, une valeur est indiquée pour la Différence d'échelle au lieu de l'Erreur d'échelle.

Si la valeur d'erreur d'échelle est positive, il y a un dépassement de course dans la direction de l'axe concerné, alors qu'une valeur négative indique une course insuffisante. Pour calculer la valeur de la différence de course négative ou positive, on multiplie le diamètre du cercle de test Ballbar par l'erreur en ppm (parties par millions).

La différence d'échelle est indiquée en microns. On la calcule en soustrayant le diamètre de l'axe X à celui de l'axe Y, mesurés sur le tracé. Si la valeur indiquée pour la différence d'échelle est une valeur positive, la course de l'axe X est supérieure à celle de l'axe Y. Si la valeur est négative, l'axe Y a une course supérieure à celle de l'axe X.

Causes

L'un des axes de la machine se déplace trop ou insuffisamment par rapport à l'autre. Il y a plusieurs causes possibles à ce problème :

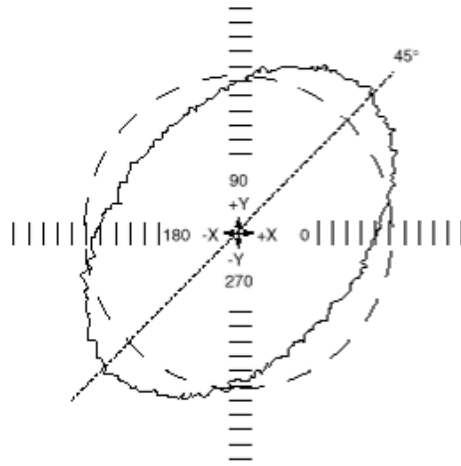
- Si des paramètres de compensation d'erreur linéaire sont utilisés, ils sont peut-être incorrectement réglés.
- La règle de mesure de l'axe peut être trop ou insuffisamment tendue.
- La vis à billes de l'axe est peut-être défectueuse ou surchauffée, ce qui entraîne une erreur de pas de la vis à billes.

La machine peut être sujette à une erreur angulaire, ce qui fait sortir l'axe X ou Y du plan du test quand il se déplace. Cela est dû à un défaut de rectitude ou de rigidité des guidages de l'axe.

Perpendicularité

Tracé

Le tracé a une forme ovale ou en arachide, déformée sur la diagonale de 45° ou de 135°. L'axe de déformation est le même pour les sens horaire et trigonométrique. L'importance de la déformation n'est pas affectée par la vitesse d'avance, contrairement dans le cas de la différence d'asservissement.



Figure_annexe 5. Perpendicularité (ou Orthogonalité)

Valeurs du diagnostic

La valeur est l'angle entre les deux axes dans le plan de mesure moins 90°. Une erreur d'orthogonalité positive indique que l'angle entre les deux axes positifs dépasse 90°. Une erreur d'orthogonalité négative indique que l'angle entre les deux axes positifs est inférieur à 90°.

Causes

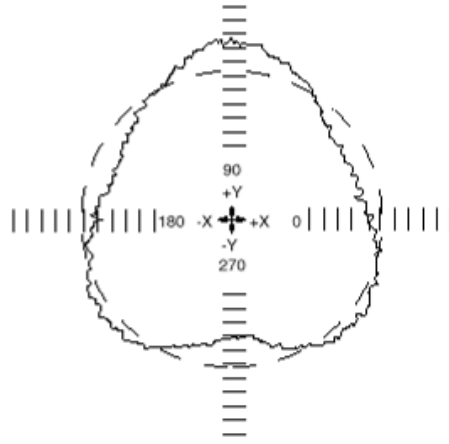
Il y a erreur d'orthogonalité quand les axes X et Y de la machine ne sont pas perpendiculaires entre eux à la position d'exécution du test sur la machine.

- Les axes peuvent être courbés localement ou présenter un désalignement général dans la machine.
- Les axes de la machine sont peut-être affaissés, ce qui cause un défaut d'alignement à certains endroits.
- Les guidages de la machine sont peut-être excessivement usés, ce qui crée un peu de jeu dans les axes lorsqu'ils se déplacent.

Rectitude

Tracé

La forme générale du tracé de la Figure_annexe 6 présente 3 lobes distincts, qui ne sont pas affectés par la vitesse d'avance ni par la direction, mais qui varient avec l'emplacement où est effectué le test sur le banc de la machine. Un tracé de type Rectitude se distingue d'un tracé de type Tril-Lobe dû à une erreur de test par ses transitions plus douces entre lobes et par sa meilleure répétabilité. Sur ce tracé, les effets de la rectitude sont représentés sur l'axe Y, mais ils sont également présents sur les autres axes.



Figure_annexe 6. Rectitude

Valeurs du diagnostic

L'erreur de rectitude indiquée par le logiciel de diagnostic est la courbure de l'axe de la crête au sommet sur la longueur équivalente au diamètre du test Ballbar.

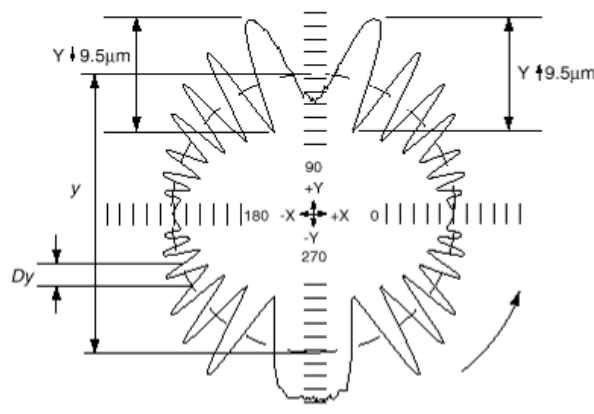
Causes

Une erreur de rectitude est causée par un défaut de rectitude sur les guidages de la machine. Les guidages peuvent être courbés localement ou il peut y avoir un désalignement général des guidages dans la machine. Cela peut résulter de l'usure des guidages, d'un accident qui a endommagé les guidages ou les a désaligné, ou de fondations de la machine défectueuses qui peuvent provoquer un effet de courbure dans la machine tout entière.

Erreur cyclique

Tracé

Le tracé de la Figure_annexe 7 présente une erreur sinusoïdale qui varie en fréquence et en amplitude autour du tracé. Dy , la longueur de l'onde mesurée sur l'axe Y est quasi constante sur tout le cercle.



Figure_annexe 7. Erreur cyclique

Valeurs du diagnostic

Les valeurs indiquées représentent l'amplitude crête à crête de l'erreur cyclique sur l'axe se déplaçant dans un sens, puis dans l'autre. Ces valeurs sont indiquées sur le tracé. Cette technique de mesure est nécessaire car une erreur cyclique n'affecte pas toujours le tracé tout entier. Il est donc nécessaire de préciser où se situe l'erreur cyclique sur le tracé.

Causes

L'axe Y dans le cas présent (Figure_annexe 7) comporte une erreur cyclique. Il y a plusieurs causes possibles à cela :

- La vis à billes est désaxée et provoque un déplacement sinusoïdal et non pas uniforme.
- Les supports du codeur sont peut-être excentrés.
- Les supports de la vis à billes sont peut-être excentrés.
- Les résolveurs sont mal réglés.

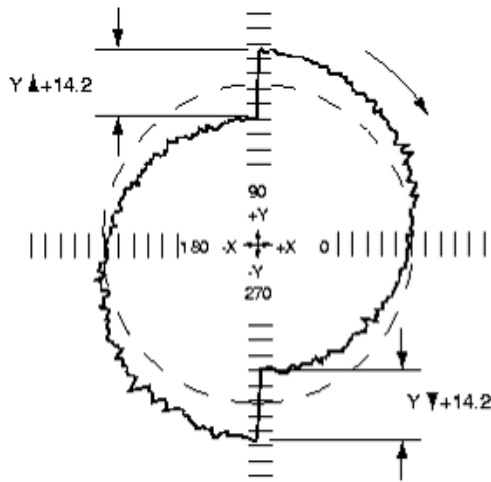
Si la vis à billes est la cause de cette erreur, le tracé n'est pas affecté par la direction. Les tracés dans les sens horaire et trigonométrique apparaîtront similaires, sinon identiques. Si l'erreur cyclique se produit sur un axe vertical dans une seule direction (positive ou négative), le mécanisme d'équilibrage de la machine est probablement fautif. Les tracés dans le sens horaire et trigonométrique ne sont alors pas symétriques. Généralement, ce type d'erreur se produit dans le sens montant de l'axe vertical.

B.2 Défauts dues à des erreurs de jeu

Jeu à l'inversion

Tracé

Le tracé de la Figure_annexe 8 présente un ou plusieurs décrochements dirigés vers l'extérieur et commençant sur un axe. L'amplitude du jeu à l'inversion positif est habituellement insensible à la vitesse d'avance de la machine. Sur ce tracé, un jeu à l'inversion positif est présent sur l'axe Y.



Figure_annexe 8. Jeu à l'inversion

Valeurs du diagnostic

Comme illustré par le tracé, l'axe Y a un jeu à l'inversion positif ou mouvement perdu de -14,2 microns sur l'axe Y+ et sur l'axe Y.

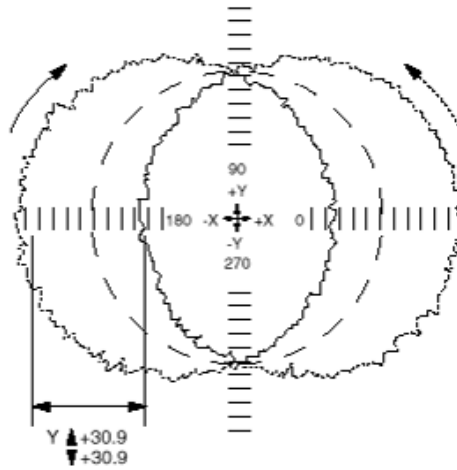
Cause

- Il y a peut-être du jeu dans le système d'entraînement de la machine, généralement causé par le jeu axial de la vis à billes ou l'usure de l'écrou d'entraînement ou de la butée fixe de la vis à billes.
- Il peut y avoir du jeu dans les guidages de la machine, ce qui provoque une pause dans le déplacement lors du changement de direction de la machine.
- Il y a peut-être une tension en rotation de la vis à billes, causée par une contrainte excessive.

Jeu latéral

Tracé

Le tracé de la Figure_annexe 9 est symétrique et en forme de noyau de pêche. Les tracés de type jeu latéral ne sont pas affectés par la vitesse d'avance de la machine, mais ils le sont par la direction. Si les passes dans les sens horaire et trigonométrique sont affichées simultanément, un tracé apparaîtra à l'intérieur de l'autre. La valeur positive ou négative de l'erreur de jeu latéral détermine lequel des tracés apparaît à l'intérieur de l'autre. Le tracé représenté a un jeu latéral positif égal sur l'axe Y, ce qui fait apparaître le tracé dans le sens horaire à l'intérieur du tracé dans le sens trigonométrique.



Figure_annexe 9. Jeu latéral

Valeurs du diagnostic

Le jeu latéral est quantifié dans le format présenté sur la Figure_annexe 9 pour les axes X et Y. Dans ce cas il y a jeu latéral égal suivant Y+ ou Y-.

Causes

La cause principale du jeu latéral est la présence de jeu dans les guidages de la machine, ce qui permet aux axes de la machine de se déplacer perpendiculairement à leurs guidages lors de l'inversion de sens. Il faut faire la distinction avec un décrochement dû à un jeu à l'inversion, qui est dans ce cas en alignement avec l'axe. Comme on le voit sur un tracé Ballbar, le jeu à l'inversion est une erreur radiale, tandis que le jeu latéral est une erreur tangentielle.

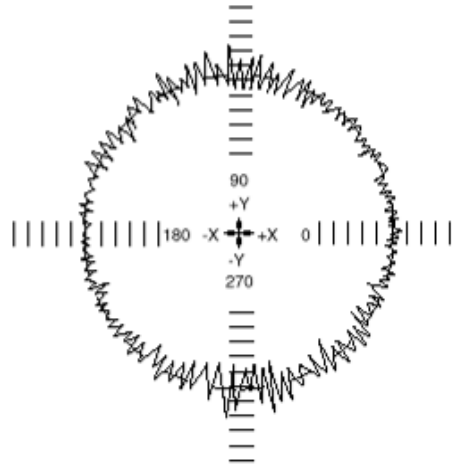
Dans certains cas, le jeu latéral diagnostiqué comme une erreur machine est en fait causé par une erreur de test : Changement de rayon ou Changement d'excentration.

B.3 Défauts de la dynamique

Vibrations

Tracé

Le tracé de la Figure_annexe 10 présente une distribution inégale du bruit. L'amplitude du bruit est à son maximum lorsque la direction de la vibration est alignée avec le Ballbar pendant la saisie des données. L'amplitude varie le long du cercle, mais la fréquence ne change pas. Un changement de vitesse d'avance modifie la fréquence cyclique sur un tracé de type Vibration de machine, mais pas la fréquence réelle en cycles/seconde.



Figure_annexe 10. Vibrations

Valeurs du diagnostic

La vibration de machine n'est pas quantifiée par le logiciel.

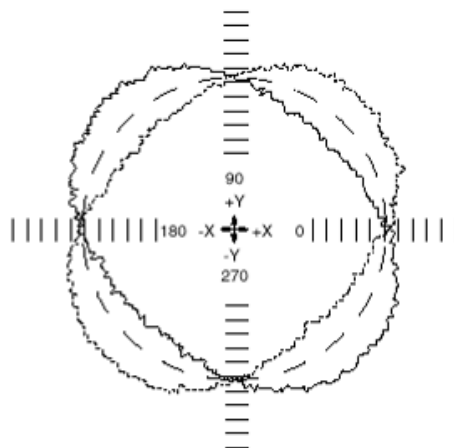
Causes

Une vibration se produit sur la machine. Sur l'exemple de tracé, la direction de la vibration est parallèle à l'axe Y. La vibration peut être produite par la machine (par le mécanisme d'entraînement, une fonction de la boucle d'asservissement ou des galets endommagés), ou provenir de l'environnement (transmise par le sol).

Différence d'asservissement

Tracé

Le tracé de la Figure_annexe 11 a une forme ovale ou en arachide déformée sur la diagonale de 45° ou de 135°. L'axe sur lequel le tracé est déformé change si la mesure passe du sens horaire au sens trigonométrique. Les deux directions sont illustrées sur le tracé ci-dessous. L'importance de la déformation augmente habituellement avec l'accroissement de la vitesse d'avance.



Figure_annexe 11. Différence d'asservissement

Valeurs du diagnostic

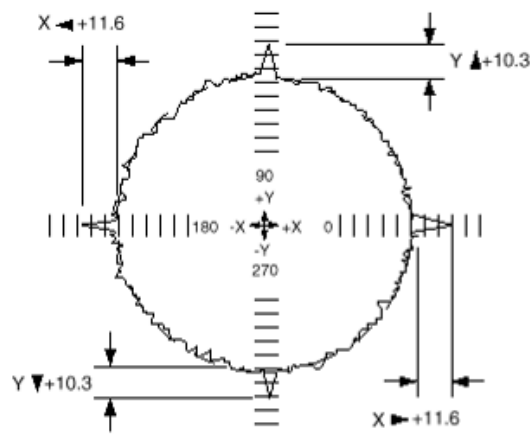
Cette valeur est l'avance en millisecondes que possède l'un des asservissements d'axe de la machine sur l'autre. Cette valeur sera soit positive soit négative, selon les axes du test.

Causes

La différence d'asservissement se produit quand les gains de boucle d'asservissement des axes ne correspondent pas. L'un des axes est alors en avance sur l'autre, ce qui cause un tracé de forme ovale. L'axe en avance est celui qui a le gain de boucle d'asservissement le plus élevé.

Pics d'inversion*Tracé*

Le tracé de la Figure_annexe 12 présente un pic court qui commence sur un axe. La taille du pic varie souvent avec la vitesse d'avance de la machine. Sur ce tracé, des pics d'inversion apparaissent sur les axes X et Y.



Figure_annexe 12. Pics d'inversion

Valeurs du diagnostic

Comme on le voit sur le tracé, l'axe Y présente des pics d'inversion de 10,3 microns sur ses parties positive et négative, et l'axe X présente des pics d'inversion de 11,6 microns sur ses parties positive et négative.

Cause

Quand un axe est entraîné dans une direction, puis doit changer de direction, il se peut qu'il marque une pause momentanée au point d'inversion au lieu de changer de direction en douceur. Ce problème peut avoir plusieurs causes :

- Un couple insuffisant a été exercé par le moteur de l'axe à son point d'inversion, ce qui a causé son arrêt momentané où les forces de frottement changent de direction.
- Le temps de réponse du mécanisme d'asservissement de la machine est trop long pour compenser le jeu à l'inversion. Cela signifie que la machine est incapable de compenser le jeu à l'inversion à temps, ce qui cause l'arrêt de l'axe pendant le rattrapage du jeu à l'inversion.
- La réponse du mécanisme d'asservissement au point de transition est mauvaise, ce qui cause un bref délai entre l'arrêt du mouvement de l'axe dans une direction et son démarrage dans l'autre.

Annexe C : Matrice de transport des défauts

Considérons 2 repères $R_A = (O_A ; \overrightarrow{X_A}, \overrightarrow{Y_A}, \overrightarrow{Z_A})$ et $R_B = (O_B ; \overrightarrow{X_B}, \overrightarrow{Y_B}, \overrightarrow{Z_B})$; la matrice de transformation homogène $M_{A \rightarrow B}$, qui définit que la relation entre les coordonnées p_A d'un point P exprimées dans le repère R_A et p_B , exprimées dans le repère R_B est donnée par :

$$p_A = M_{A \rightarrow B} \cdot p_B = \begin{pmatrix} R_{A \rightarrow B} & T_{A \rightarrow B} \\ \mathbf{0}_{(3)} & 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Soit un vecteur $\{D\}$ écrit au point O_A :

$$\{D\} = \begin{Bmatrix} \delta\alpha & \delta x \\ \delta\beta & \delta y \\ \delta\gamma & \delta z \end{Bmatrix}_{(O_A; \overrightarrow{X_A}, \overrightarrow{Y_A}, \overrightarrow{Z_A})} = \begin{Bmatrix} \overline{\delta r} \\ \overline{\delta u} \end{Bmatrix}_{(O_A; \overrightarrow{X_A}, \overrightarrow{Y_A}, \overrightarrow{Z_A})} \quad (2)$$

La relation des champs de moment de torseur donne la relation suivante :

$$\overline{\delta u_{O_B}} = \overline{\delta u_{O_A}} - \overline{AB} \wedge \overline{\delta r} \quad (3)$$

La notation vectorielle \vec{u} est remplacée par la notation algébrique ${}^i u$, contenant les projections du vecteur \vec{u} dans la base i . Les composantes de \overline{AB} exprimées dans la base A sont égales à celles de $T_{A \rightarrow B}$. La notation matricielle du pré-produit vectoriel à gauche est introduite :

$$\overline{AB} \wedge \overline{\delta r} = \tilde{T}_{A \rightarrow B} \cdot {}^A \delta r \quad (4)$$

L'équation (3) devient alors :

$${}^A \delta u_{O_B} = {}^A \delta u_{O_A} - \tilde{T}_{A \rightarrow B} \cdot {}^A \delta r \Leftrightarrow {}^A \delta u_{O_A} = {}^A \delta u_{O_B} + \tilde{T}_{A \rightarrow B} \cdot {}^A \delta r \quad (5)$$

De manière générale le changement de base de A vers B s'écrit de la façon suivante :

$${}^A \delta r = R_{A \rightarrow B} \cdot {}^B \delta r \quad (6)$$

Cette transformation appliquée à ${}^A \delta u_{O_B}$ et à ${}^A \delta r$, l'équation à droite de l'équivalence (5) s'écrit alors :

$${}^A \delta u_{O_A} = R_{A \rightarrow B} \cdot {}^B \delta u_{O_B} + \tilde{T}_{A \rightarrow B} \cdot R_{A \rightarrow B} \cdot {}^B \delta r \quad (7)$$

Le torseur $\{D\}$ au point P en projection dans la base i sera noté :

$${}^i d_p = ({}^i \delta u_p \quad {}^i \delta r)^T \quad (8)$$

La combinaison des équations (6) et (7) donne avec une notation matricielle, la relation suivante :

$$\begin{pmatrix} {}^A \delta u_{O_A} \\ {}^A \delta r \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_{A \rightarrow B} & \tilde{T}_{A \rightarrow B} \cdot R_{A \rightarrow B} \\ \mathbf{0}_{(3 \times 3)} & R_{A \rightarrow B} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} {}^B \delta u_{O_B} \\ {}^B \delta r \end{pmatrix} \quad (9)$$

La matrice centrale, appelée matrice de transport, sera notée $C_{A \rightarrow B}$ et entraîne la dernière notation :

$${}^A d_{O_A} = C_{A \rightarrow B} \cdot {}^B d_{O_B} \quad (10)$$

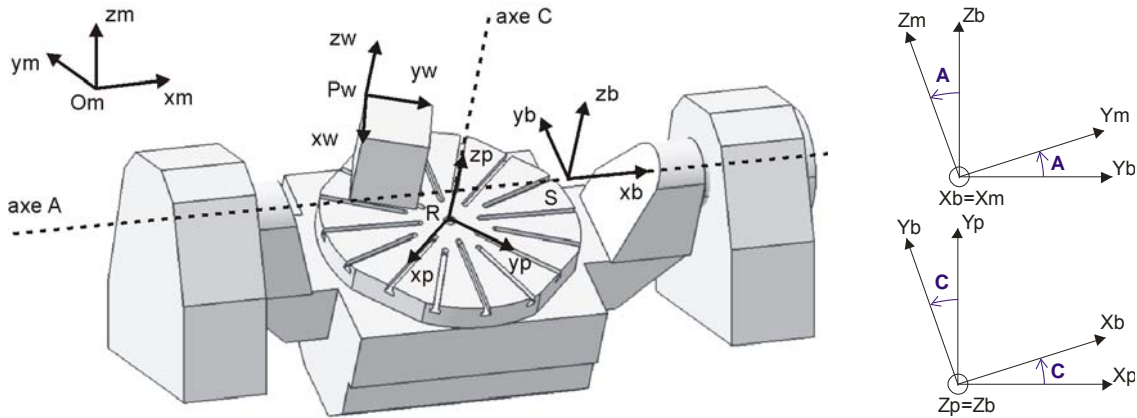
Les relations de composition et d'inverse sont les suivantes :

$$C_{A \rightarrow C} = C_{A \rightarrow B} \cdot C_{B \rightarrow C} \quad (11)$$

$$C_{B \rightarrow A} = C_{A \rightarrow B}^{-1} \quad (12)$$

Annexe D : Génération de la trajectoire Ballbar en 5 axes

L'architecture du centre de fraiseuse Mikron UCP 710 est du type CAXYZ. Les deux rotations sont appliquées sur la pièce et l'orientation de l'axe de l'outil est fixe dans le repère machine. La modélisation géométrique et cinématique de la Mikron, ainsi que les différents repères associés, sont donnés en Figure_annexe 13.



Figure_annexe 13. Modélisation géométrique et définition des rotations entre bases

Le berceau est en liaison pivot d'axe A avec le bâti. Cet axe de rotation est considéré comme parallèle à l'axe de translation X. Le plateau est en liaison pivot d'axe C avec le berceau. Les deux axes de rotation sont supposés orthogonaux et l'axe C est parallèle avec l'axe Z pour $A = 0$. Les liaisons sont supposées parfaites, et sans défaut d'orientation entre elles.

Les différents repères sont :

- Le repère machine $(Om; \overrightarrow{x_m}, \overrightarrow{y_m}, \overrightarrow{z_m})$ qui est lié à la structure fixe de la machine outil. Om représente l'origine machine ; les axes x_m, y_m et z_m , et sont parallèles aux axes X, Y et Z ; l'axe de ce repère est parallèle à l'axe de l'outil et est orienté vers l'extrémité de l'outil.
- Le repère $(S; \overrightarrow{x_b}, \overrightarrow{y_b}, \overrightarrow{z_b})$ qui est lié au berceau. L'axe x_b est parallèle à l'axe x_m , le S point est situé sur l'axe A, dans un plan perpendiculaire à A et contenant l'axe C. Ses coordonnées sont données par l'équation (1) :

$$\overrightarrow{OmS} = m_x \overrightarrow{x_m} + m_y \overrightarrow{y_m} + m_z \overrightarrow{z_m} \quad (1)$$

- Le repère $(R; \overrightarrow{x_p}, \overrightarrow{y_p}, \overrightarrow{z_p})$ qui est lié au plateau. L'axe z_p est parallèle à l'axe z_b , est défini comme l'intersection entre l'axe C et la face supérieure du plateau. Ses coordonnées sont données par l'équation (2) :

$$\overline{SR} = b_y \overline{y_b} + b_z \overline{z_b} \quad (2)$$

- Le repère pièce $(P_w; \overline{x_w}, \overline{y_w}, \overline{z_w})$ qui est fixe par rapport à la pièce. Il représente le repère utilisé lors de la génération des trajectoires. Son origine P_w , est donnée par l'équation (3) :

$$\overline{RP_w} = p_x \overline{x_p} + p_y \overline{y_p} + p_z \overline{z_p} \quad (1)$$

Les orientations relatives entre ces repères sont définies par deux rotations, l'une d'axe x_b de valeur A et l'autre d'axe z_p de valeur C, où et sont les valeurs des angles pour piloter directement les axes de rotation (Figure_annexe 13b)

Les paramètres m_x, m_y, m_z, b_y et b_z ont des valeurs fixes identifiées sur la machine outil et enregistrées dans des variables CN. Les paramètres p_x, p_y et p_z représentent le décalage introduit par le posage de la pièce dans l'espace de travail de la machine ; leurs valeurs sont renseignées dans les décalages utilisés lors de l'exécution du programme.

La fermeture de la chaîne géométrique $\overline{OmP_w} = \overline{OmS} + \overline{SR} + \overline{RP_w}$, exprimant la coïncidence du point piloté de l'outil Pt avec le point P_w , donne les coordonnées articulaires des axes de translation en fonction des coordonnées A et C :

$$\begin{cases} X = m_x + p_x \cdot \cos C + p_y \cdot \sin C \\ Y = m_y - b_y + (b_z + p_z) \cdot \sin A + (b_y + p_y \cdot \cos C - p_x \cdot \sin C) \cdot \cos A \\ Z = m_z + J_z - b_z + (b_z + p_z) \cdot \cos A - (b_y + p_y \cdot \cos C - p_x \cdot \sin C) \cdot \sin A \end{cases} \quad (3)$$

Les valeurs des paramètres intervenant dans la transformation géométrique et dans le système d'équations (3) sont rassemblées dans le tableau de la Figure_annexe 14 (J_z représente la jauge outil).

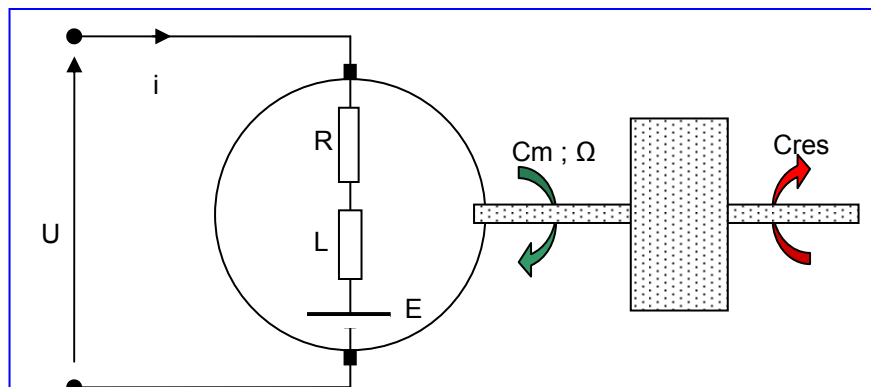
b_x	404,429mm
b_y	-395,509mm
b_z	-643,469mm
b_y	49,994mm
b_z	-119,995mm
J_z	137,744mm
p_x	161,330mm
p_y	-156,070mm
p_z	304,788mm

Figure_annexe 14. Paramètres du modèle de transformation géométrique

Annexe E : Modélisation avec moteurs à courant continu

E.1 Modélisation d'un moteur rotatif synchrone

La figure ci-dessous symbolise la machine à courant continu, par son circuit d'induit (le rotor, constitué d'enroulements parcourus par des courants importants). Ce circuit est représenté par la résistance R , l'inductance L et la force contre électromotrice E ; enfin, U représente la tension d'alimentation.



Figure_annexe 15. Moteur

Les enroulements du rotor traversés par un courant étant placés dans le champ magnétique créé par le stator sont soumis aux forces de Laplace. Ces forces créent un couple qui provoque la rotation du rotor connecté à l'axe du moteur nommé C_m . Une force contre électromotrice E est produite également dans le circuit du rotor ; par la rotation des enroulements dans le champ magnétique uniforme, ils rencontrent un flux magnétique variant dans me temps. Cette tension induite $E(t)$ est proportionnelle à la vitesse de rotation $\Omega(t)$ et au flux inducteur $\Phi(t)$: $E(t) = k \cdot \Phi(t) \cdot \Omega(t)$; avec k constante dépendant de la construction du moteur, $\Phi(t)$ étant une constante, on écrira :

$$E(t) = Ke \cdot \Omega(t) \quad (i)$$

Avec Ke constante de force contre électromotrice.

L'équation de tension induite (équation électrique du moteur) s'écrit de la manière suivante en appliquant les lois de Kirchhoff dans le circuit du rotor :

$$U(t) = R \cdot i(t) + L \cdot \frac{di}{dt} + E(t) \quad (ii)$$

Le couple électromagnétique est proportionnel au courant dans le rotor par l'intermédiaire de la constante de couple K_t (ou K_c) :

$$Cm(t) = Kt.i(t) \tag{iii}$$

Ces trois équations sont à compléter avec l'équation de la dynamique, obtenue par écriture du principe fondamental de la dynamique dans le cadre de la mécanique Newtonienne des solides rigides et indéformables appliquée à l'arbre moteur (équation d'Euler des moments dynamique projetée sur l'axe de rotation du moteur) :

$$J.\frac{d\Omega}{dt} = Cm(t) - Cres \tag{iv}$$

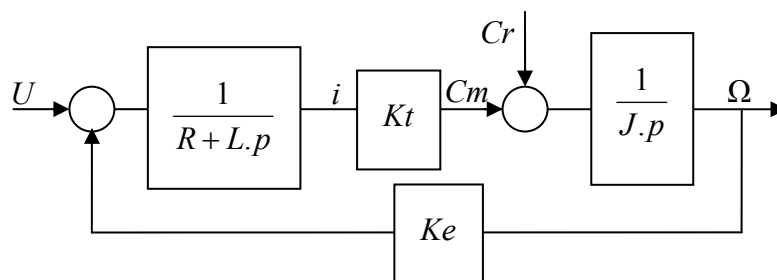
$Cres$ représente les couples résistants, qui sont dus aux frottements secs et visqueux ou encore à la gravité pour l'axe Z . J est l'inertie équivalente totale rapportée à l'arbre moteur, obtenue de la manière suivante :

$$J = J_{eq} = J_{mot} + J_{red} + \frac{J_{vis}}{\eta^2} + \frac{J_{axe}}{\eta^2} \tag{v}$$

Avec J_{mot} , J_{red} , J_{axe} , J_{vis} , les inerties équivalentes respectives du moteur, du réducteur, de l'axe entraîné et de la vis à bille. η étant le rapport de réduction. En considérant toutes ces équations dans le domaine de Laplace, on obtient au final les trois équations symboliques suivantes :

$$\begin{aligned} U(p) &= R.I(p) + p.L.I(p) + Ke.\Omega(p) \\ Cm(p) &= Kt.I(p) \\ Cm(p) &= p.J.\Omega(p) + Cr(p) \end{aligned} \tag{vi}$$

On peut alors tracer le schéma bloc du moteur à courant continu :



Figure_annexe 16. Schéma bloc équivalent simplifié

E.2 Modélisation d'un moteur linéaire synchrone

De nombreuses études portent sur la modélisation des moteurs linéaires synchrone tant pour leur conception que pour leur commande avancée. Les travaux de [REMY 07] proposent une modélisation avancée de ces moteurs ainsi que l'architecture d'une commande optimisée pour ce type de moteur. En ce qui concerne [PRITSCHOW 98] et respectivement [HSUE et al. 07], ils traitent de la comparaison des moteurs linéaires ou rotatifs « classiques » dans le cadre de machines outils et

respectivement de machines plus spécifiques d'usinage par électroérosion par fil, et montrent l'intérêt de tels moteurs dans le pilotage des axes de machines de fabrication.

Dans la suite, un moteur linéaire synchrone sera modélisé comme un moteur à courant continu, comme il est possible de le faire dans le cas de moteur rotatifs synchrones. Il sera supposé alors que la structure de ces moteurs est basée sur le développement à plat de machines rotatives, comme le suggèrent [BOLDEA et al. 97] ou [BEN HAMED et al. 02]. Les équations simplifiées sont maintenant données.

- Equations électriques :

$$E(t) = K_e \cdot V(t)$$

$$U(t) = R \cdot i(t) + L \cdot \frac{di(t)}{dt} + E(t)$$

E est la force contre électromotrice exprimée en Volts, V la vitesse linéaire du moteur en m/s et K_e la constante de force contre électromotrice en V.s/m, i l'intensité en A, U la tension délivrée aux bornes du moteur, R et L respectivement résistance et inductance de l'induit.

- Equation électromécanique :

$$F_m(t) = K_t \cdot i(t)$$

F_m est alors la force de poussée en N, à l'image du couple moteur dans un moteur de type rotatif. K_t est la constante de poussée exprimée en N/m.

- Equation mécanique :

$$M_{tot} \cdot \frac{dV(t)}{dt} = F_m(t) - F_r(t)$$

C'est l'équation issue du principe fondamentale de la dynamique en projetant l'équation de la résultante sur l'axe du moteur. On retrouve la masse totale embarquée en kilogrammes M_{tot} , la force de poussée du moteur F_m et toutes les forces résistantes F_r , qui seront notamment les efforts de coupe, les frottements au niveau des guidages, la pesanteur dans le cas d'axes verticaux ou encore de possible forces électromagnétiques s'opposant au mouvement.

Ces équations seront ensuite décrites sous le formalisme de Laplace, puis implémentées sous forme de schémas blocs dans le bloc moteur du modèle d'asservissement.

Annexe F : Correction PID et transformée en Z

Un régulateur PID comprend trois actions : Proportionnelle, intégrale et dérivée. Il est généralement écrit sous la forme, si p désigne la variable du domaine de Laplace : $R(p) = K \left(1 + \frac{1}{Ti.p} + Td.p \right)$; K représente alors l'action proportionnelle ; Ti , est la constante de temps de l'action intégrale ; et Td , la constante de temps de l'action dérivée. On peut aussi trouver l'écriture suivante : $R(p) = K + \frac{Ki}{p} + Kd.p$. Mais c'est la première forme avec ses paramètres qui sont identifiés sur la machine. Sur les machines à Commande Numérique, des correcteurs de type PI seulement sont implantés, étant donné que les systèmes sont relativement stables (ordres pas trop élevés). Bien sûr ces correcteurs sont implantés sous forme numérique dans les C.N.

Rappelons ici les méthodes de calcul pour le passage des transformées de Laplace aux transformées en Z :

Méthode simplifiée d'Euler : dans $R(p)$ les changements de variables sont les suivants :

$$p \leftrightarrow \frac{1-z^{-1}}{Tech} = \frac{z-1}{Tech.z}, \text{ Tech étant la période d'échantillonnage du système considéré.}$$

$$\text{Méthode simplifiée (plus précise) des trapèzes : } p \leftrightarrow \frac{2}{Tech} \cdot \frac{1-z^{-1}}{1+z^{-1}} = \frac{2}{Tech} \cdot \frac{z-1}{z+1}$$

Ainsi, lors du passage continu \rightarrow discret, on aura :

$K \rightarrow K$, pour l'action proportionnelle

$$\frac{K}{Ti.p} \rightarrow \frac{K.Tech.z}{z-1}, \text{ pour l'action intégrale}$$

Conclusion : les correcteurs P.I. seront implantés de la façon suivante dans le modèle Simulink :

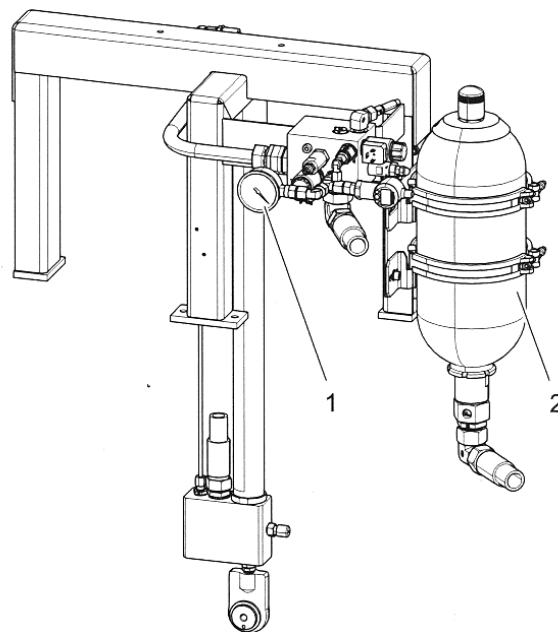
$$R(z) = K \cdot \frac{\left(1 + \frac{Tech}{Ti} \right) z - 1}{z - 1}.$$

Annexe G : Système de compensation hydraulique

On propose dans cette annexe d'étudier le système d'équilibrage de l'axe vertical (axe Z) de la machine DMG entraînée par un moteur linéaire.

G.1 Fonction

Si l'entraînement d'axes verticaux est assuré par des moteurs linéaires, ces derniers doivent constamment compenser le poids de l'axe pour assurer son bon positionnement. Le maintien de ces axes est rééquilibré par un système de compensation hydraulique, dont un schéma de principe est présenté en Figure_annexe 17. Le principe de fonctionnement est très simple : le volume d'huile bloqué dans l'accumulateur du système d'équilibrage de poids hydraulique compense le poids de l'axe Z et empêche la descente de celui-ci.



Figure_annexe 17. Système hydraulique de compensation de poids

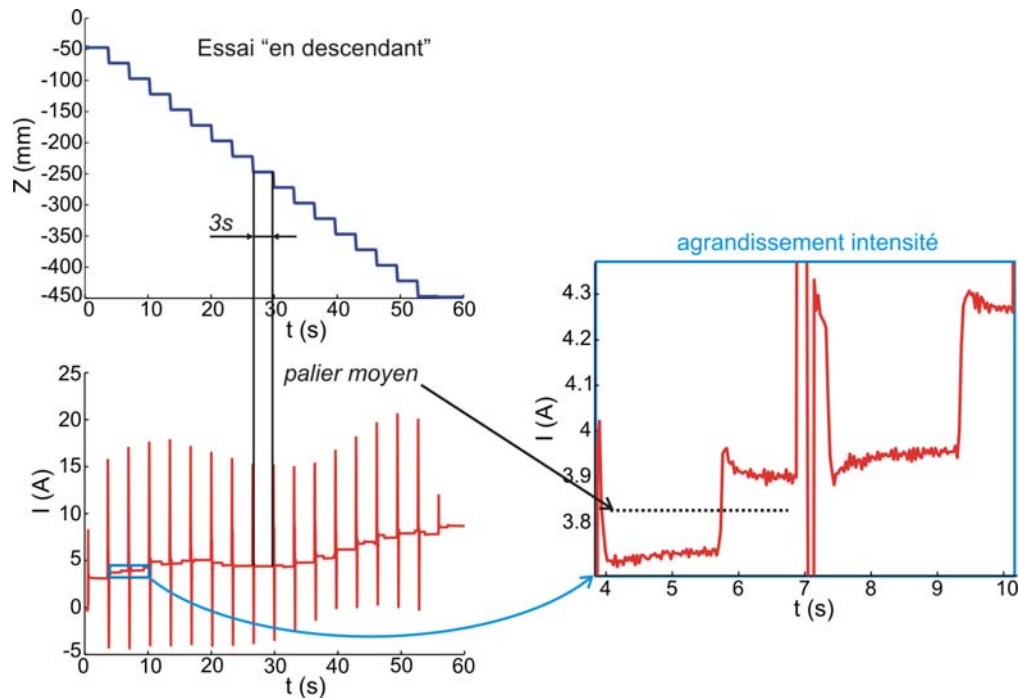
Lorsque l'on lit la pression au manomètre en fonction de l'altitude de l'axe Z, celle-ci diminue lorsque la position augmente. Plus l'axe est haut, plus la pression est faible.

G.2 Relevés expérimentaux

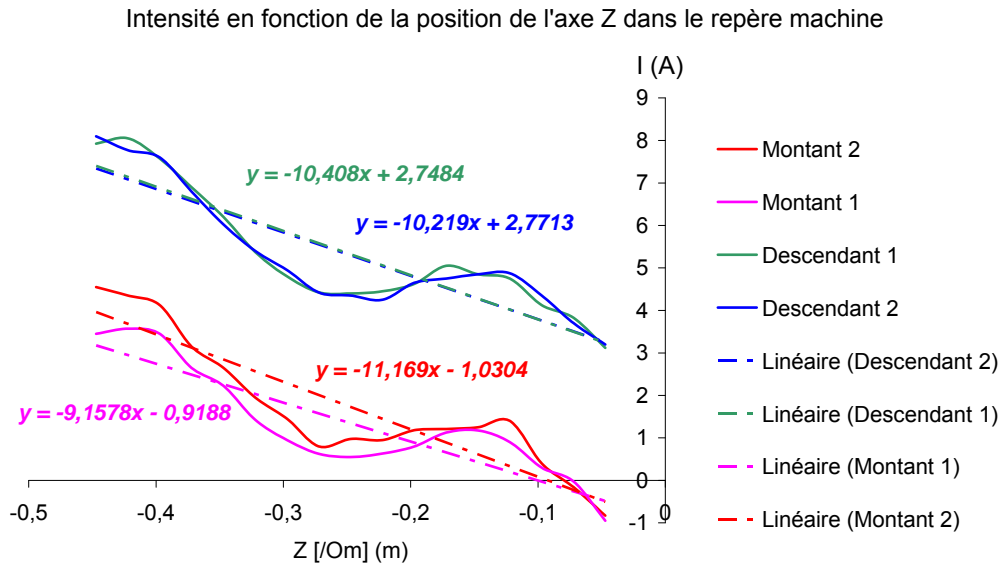
Afin de prédire le comportement de l'axe Z en tenant compte de ce système d'équilibrage, une modélisation de ce système doit être implémentée dans le modèle d'asservissement d'axe. Il faut rechercher le lien qu'il y a entre la position de cet axe avec la force de poussée, exercée par le système

de compensation hydraulique, nécessaire à le maintenir en équilibre avec la pesanteur, soit encore trouver le lien entre l'intensité débitée dans le moteur et la position de l'axe.

Un programme de test est conduit sur le centre d'usinage. Il consiste à balayer la course de l'axe Z en montant ou en descendant avec la programmation de temporisations de 3s pour maintenir l'axe dans une position fixe (palier), durant ce laps de temps. Les paliers sont espacés de 25mm. Les deux essais (montant et descendant) sont eux même exécutés deux fois pour en vérifier la répétabilité. Les signaux qui sont relevés au cours de ces essais sont l'intensité créant la poussée (I) et la position réelle de l'axe Z. La Figure_annexe 18 montre les relevés pour un essai en descendant.



Nous pouvons d'ores et déjà constater sur ces premières courbes une variation non linéaire de l'intensité avec la position. L'agrandissement de la Figure_annexe 18 entre 4s et 10s montre que l'intensité ne reste pas constante pour une position fixe de Z. En effet, on observe une variation pouvant atteindre 0,5 A au cours du temps, avec un saut. Ce saut n'est pas toujours présent. Des essais sur plus longue durée pourraient être conduits pour observer s'il y a stabilisation dans le temps. L'intensité moyenne sera néanmoins calculée sur chaque palier (zone à altitude constante de l'axe Z), pour ensuite tracer l'évolution de l'intensité débitée dans le moteur en fonction de la position de l'axe. La variation en quasi statique de 0,5 A n'apporte pas de grandes modifications dans les valeurs simulées par la modèle. Deux essais ont leurs résultats regroupés sur la Figure_annexe 19. Les deux essais reportent les intensités moyennes évaluées sur chaque palier. L'essai n°1 est réalisé en montant puis descendant et vice-versa pour l'essai n°2 : en descendant puis en montant. Une relation de comportement linéaire est alors conservée dans le modèle d'asservissement d'axe.



Figure_annexe 19. Modèle pour la pesanteur et son système de compensation de poids

Dans les simulations, les différentes positions (consignes et exécutées) seront exprimées dans le repère machine dans le but d'avoir une référence commune entre les lois établies ici et les valeurs simulées.

Annexe H : Paramètres des modèles d'axe

H.1 Deckel Maho Gildemeister HSC75 linear

Nom	Description	Unités	Axes de translation		
			axe X	axe Y	axe Z
M_{eq}	Inertie équivalente	kg	660	940	470*
K_P	Gain du régulateur de position	m/(min/mm)	6	6	6
K_V	Gain du régulateur de vitesse	N/(m/s)	300000	300000	200000
T_V	Constante de temps P.I. vitesse	ms	6	6	5
K_I	Gain du régulateur de courant	V/A	16,181	16,181	35,325
T_I	Constante de temps P.I. courant	ms	2	2	2
T_{sp}	Période d'échantillonnage régulateur position	ms	1	1	1
T_{sv}	Période d'échantillonnage régulateur vitesse	μ s	125	125	125
T_{si}	Paramètre du modèle de frottement	μ s	125	125	125
a	Paramètre du modèle de frottement	A.min/m	6,263	5,349	5,972
b	Paramètre du modèle de frottement		0,002199	0,002543	0,002346
c	Paramètre du modèle de frottement	A.min/m	-4,491	-4,340	-4,378
d	Paramètre du modèle de frottement (4 ^{ème})		-0,08452	-0,06396	-0,07006
i_0	Intensité équivalente frottementCoulomb	A	1,772	1,009	1,273
α	Paramère d'ajustement (boucle position)	ms	3,44	3,44	3,44

*Il s'agit d'une masse moyenne, il faut prendre en compte la modélisation du système de pesanteur, qui englobe le poids et la compensation en liant l'intensité à la position de l'axe (Voir Annexe G)

H.2 Mikron UCP710

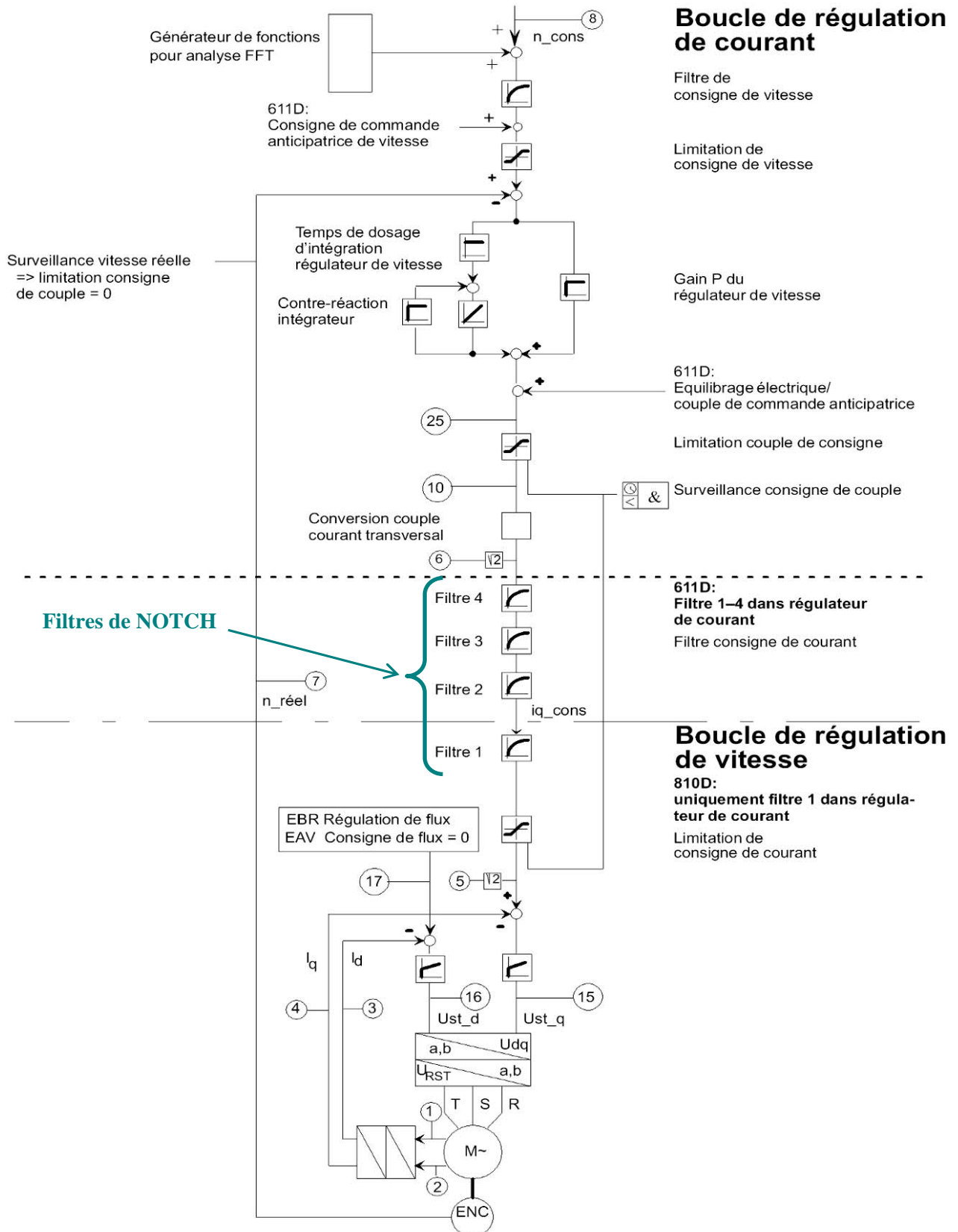
Nom	Description	Unités	Axes de translation			Axes rotatifs	
			axe X	axe Y	axe Y	axe A	axe C
J_{eq}	Inertie équivalente	kg.m ²	0,028	0,024	0,0225	0,013	0,011
K_P	Gain du régulateur de position	m/(min/mm)	1,5	1,5	3,5	1	1
K_V	Gain du régulateur de vitesse	N.m/(rad/s)	5,0	4,5	5,5	5,0	5,0
T_V	Constante de temps P.I. vitesse	ms	4	6	4	4	4
K_I	Gain du régulateur de courant	V/A	13	12	12	12	12
T_I	Constante de temps P.I. courant	ms	2	2	2	2	2
T_{sp}	Période d'échantillonnage régulateur position	ms	6	6	6	6	6
T_{sv}	Période d'échantillonnage régulateur vitesse	μs	250	250	250	250	250
T_{si}	Paramètre du modèle de frottement	μs	125	125	125	125	125
a	Paramètre du modèle de frottement	A.min/m	1,576	1,253	1,420	2,079	3,832
b	Paramètre du modèle de frottement		0,01965	0,01895	0,01650	0,02919	0,03248
c	Paramètre du modèle de frottement	A.min/m	-0,5332	-0,3629	-0,6301	-0,9891	-2,6177
d	Paramètre du modèle de frottement (4 ^{ème})		-0,2801	-0,4026	-0,2625	-0,1946	-0,3441
i_0	Intensité équivalente frottementCoulomb	A	1,043	0,890	0,790	1,090	1,216
α	Paramère d'ajustement (boucle position)	ms	9	9	9	9	9
β	Paramètre d'ajustement (anticipation vitesse)	ms	9	9	9	9	9
γ	Paramètre d'ajustement (anticipation couple)	ms	9	9	9	9	9
VFFW	Constante : Velocity Feedforward		1	1	1	1	1
TFFW	Constante : Torque Feedforward	kg.m ²	0,002034	0,002030	0,002030	0,008496	0,008338

Masse axe : $M_Z = 950$ kg.

Bras de levier (distance du centre d'inertie de l'axe A à l'axe de rotation) : $R_A = 0,4$ m.

Masse axe : $M_A = 470$ kg.

Annexe I : Structure générale d'un axe (SIEMENS)



Résumé

Les différentes étapes du processus d'élaboration de pièces de formes complexes sont encore aujourd'hui le siège d'erreurs et de cloisonnement entre activités qui engendrent une perte de qualité du produit réalisé et un manque de productivité. La maîtrise des écarts géométriques observés sur les surfaces usinées par exécution de trajectoires UGV sont ainsi au centre de l'étude.

Afin de mieux appréhender l'apparition des défauts géométriques dans le processus, les travaux débutent par une analyse détaillée du processus, allant de la génération des trajectoires, jusqu'au comportement dynamique de la structure de la machine-outil en passant par l'interpolation géométrique et temporelle par la commande numérique et le suivi des consignes ainsi générées par les asservissements.

Cette analyse conduit à identifier les différentes sources d'erreurs, à évaluer les écarts géométriques outil/pièce engendrés et à proposer un découpage de ces écarts le long du processus. Parmi les différents défauts, l'étape d'exécution des trajectoires s'avère être une des principales sources d'écarts résultant sur la pièce. Une modélisation des asservissements est ainsi proposée afin de prédire les erreurs dites de suivi de trajectoires. Le modèle, testé et validé sur différentes machines outils, sert ensuite de support à l'optimisation du processus. L'optimisation du processus est abordée par minimisation des écarts résultants sur la trajectoire effective tout en préservant la productivité. A cet effet, une méthode de compensation par modèle inverse est proposée. S'appuyant sur un modèle de défauts liés à l'étape d'exécution (interpolation et asservissement) et à une réorganisation spatiale des écarts, la méthode de Compensation des Ecarts au Contour (méthode CEC) permet de diminuer significativement l'écart résultant sur la pièce.

Mots clés

Trajectoire, écarts, identification, modélisation, structure de commande, optimisation.

Summary

Within the context of high-speed machining, the different steps of the free-form elaboration process are at the origin of errors leading to quality decreasing of the product and lack of productivity. Indeed, due to these errors, trajectory execution involves geometrical deviations on the resulting machined surface. The control of these deviations is the main part of this study.

First, research work deals with a detailed analysis of the process: trajectory calculation, interpolation carried out by the numerical controller, dynamical behaviour of the machine tool structure during machining. This analysis leads to the identification of the main sources of errors, and to evaluate corresponding geometrical deviations between the tool and the workpiece all process long. Among the various errors, the execution stage is a major source of the errors. Therefore, a modelling of the feed-drives is proposed with the aim of predicting execution errors. The model proposed is assessed through a series of trials performed with different machine-tools. This model is the support of the process optimisation.

The process optimisation is approached with the minimization of geometrical deviations resulting from the effective tool trajectory while preserving productivity. A compensation method based on an inverse model is then proposed: the contouring error compensation method (CEC). This method takes advantage of the feed-drive model to predict deviations generated during the execution step (interpolation and servo). Illustrations highlight the efficiency of the CEC method in the reduction of geometrical errors.

Key words

Machining Trajectory, error compensation, servo-drive modelling, geometrical error analysis.