



**HAL**  
open science

# Modélisations et aptitudes à l'emploi des machines-outils à structure parallèle : vers une optimisation dirigée du processus

Sylvain Pateloup

► **To cite this version:**

Sylvain Pateloup. Modélisations et aptitudes à l'emploi des machines-outils à structure parallèle : vers une optimisation dirigée du processus. Mécanique [physics.med-ph]. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2011. Français. NNT : . tel-00609682v1

**HAL Id: tel-00609682**

**<https://theses.hal.science/tel-00609682v1>**

Submitted on 19 Jul 2011 (v1), last revised 23 Feb 2012 (v2)

**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.

n° ordre : 2146  
EDSPIC : 528

Université BLAISE PASCAL – Clermont II  
Ecole Doctorale  
Sciences pour l'Ingénieur de Clermont Ferrand

## Thèse de Doctorat

Présentée  
pour obtenir le grade de :

Docteur d'université

Spécialité : Génie Mécanique

par

Sylvain PATELOUP

## Modélisations et aptitudes à l'emploi des machines-outils à structure parallèle : vers une optimisation dirigée du processus

Soutenue publiquement le 07 juillet 2011 devant le jury :

M.	Henri PARIS	Professeur Univ, G-SCOP, Univ J. Fourier Grenoble	Président
M.	Jean-Yves HASCOËT	Professeur Univ, IRCCyN, EC Nantes	Rapporteur
Mme	Claire LARTIGUE	Professeur Univ, LURPA, IUT de Cachan	Rapporteur
M.	Vincent PATELOUP	Maître de Conf, XLIM, IUT du Limousin	Examineur
M.	Emmanuel DUC	Professeur Univ, LaMI, IFMA Clermont-Ferrand	Directeur de thèse
Mme	Hélène CHANAL	Maître de Conf, LaMI, IFMA Clermont-Ferrand	Co-encadrante de thèse
M.	Christian BARRA	Responsable Produit R&D PCI-Scemm Saint-Etienne	Invité

Laboratoire de Mécanique et Ingénieries  
Institut Français de Mécanique Avancée et Université Blaise Pascal



# Remerciements

Mes premiers remerciements sont adressés à M. Grigore Gogu, directeur du LaMI et M. Pascal Ray, directeur de l'IFMA pour m'avoir accueilli dans une structure mettant à ma disposition des moyens expérimentaux « hors normes » qui ont, sans réserve, favorisé la portée de mes travaux.

Je remercie ensuite les membres du jury qui ont accepté d'évaluer ces travaux de thèse. Merci, donc à M. Henri Paris d'avoir présidé le jury et à M. Jean-Yves Hascoët et Mme Claire Lartigue d'avoir rapporté cette thèse. Je remercie également M. Christian Barra et M. Vincent Pateloup pour leur participation au jury et l'intérêt qu'ils portent à mes travaux.

Je remercie tout particulièrement M. Emmanuel Duc, directeur de thèse, pour avoir su me faire exploiter mes qualités. A l'image d'une « compétition de voitures », la course vers l'arrivée ne peut avoir lieu qu'après un long de travail de préparation ; tâche que « l'écurie DUC » a su mener au quotidien durant ces trois années. Au-delà de ses qualités scientifiques, je tiens particulièrement à souligner sa confiance sans faille, ses valeurs humaines, sa rigueur et son écoute.

Je dois également beaucoup à Mme Hélène Chanal, qui, à force de persévérance, a entre-autres réussi à me transmettre les savoir-faire nécessaires à la rédaction d'un mémoire « de bonne facture » et « agréable à lire ».

Je tiens également à remercier tous les acteurs du projet jeunes chercheurs VOPAMP avec qui les longs échanges menés ont permis d'enrichir mes travaux, et en particulier Thomas, grâce à qui j'ai considérablement développé mes capacités à coder des lignes et des lignes sous Matlab.

J'adresse également un remerciement à M. Olivier Daubizit, qui s'est toujours efforcé de trouver une solution rapide et efficace face aux problèmes d'utilisation de la Tripteur X7 que j'ai pu rencontrer.

Un grand merci à Agnès, Cécile, Gregory C., Rodrigue, Su et Vincent, mes co-bureaux avec qui j'ai partagé mon quotidien qui, à l'image de la météo, s'est composé de périodes au beau fixe et de zones dépressionnaires. Je pense particulièrement à Grégory C. avec qui je me suis calé dès le début de l'aventure pour adopter un rythme permettant d'exécuter le « marathon de la thèse » avec succès.

J'ai également apprécié l'ambiance conviviale qui régnait en salle de pause lors des nombreux cafés partagés avec les collègues doctorants du LaMI : Benjamin, Benoît, Cédric, Carole, Claudine, Claudiu, David, Damien, Didier, Fabien, Flavien, Gregory G., Guillaume P., Guillaume R., Hamid, Kevin, Khaled, Kseniya, Mahmoud, Maité, Marc, Matthieu, Miguel, Moncef, Nicolas, Olivier, Pascal, Paul, Pierre D., Pierre Ga, Pierre Gr., Ricardo, Rongjie, Thomas et Tony. La liste étant longue, je m'excuse pour les éventuels oubliés...

Une agréable pensée me vient également pour l'ensemble des collègues chercheurs, enseignants, personnels techniques et administratifs du LaMI et de l'IFMA avec qui j'ai été amené à travailler durant cette période.

Je remercie également mes amis de plus longue date qui m'ont permis de maintenir un équilibre nécessaire lors de la réalisation d'un projet comme la thèse. Je pense en particulier aux Limougeauds et Cachanais qui ont répondu présent pour venir m'encourager le jour de ma soutenance.

Je souhaite, en dernier lieu, remercier vivement mes parents, Vincent, Marie-Anne ainsi que ses parents pour leur soutien inconditionnel dans les moments les plus difficiles. Vous m'avez toujours encouragé à gravir les marches de la réussite les unes après les autres. Me vient également une pensée particulière pour Martial, mon relecteur et « chasseur de fautes » attitré.

Je dédie cette thèse à Clémence, ma petite nièce, qui du nouveau né qu'elle était au deuxième jour de ma thèse, est aujourd'hui devenue une vraie petite fille fière de son « tonton docteur adoré ».

*« La franchise ne consiste pas à dire ce que l'on pense, mais à penser ce qu'on dit »*

**Coluche**

# Table des matières

<b>REMERCIEMENTS .....</b>	<b>3</b>
<b>TABLE DES MATIERES .....</b>	<b>5</b>
<b>TABLE DES ILLUSTRATIONS.....</b>	<b>9</b>
<b>INDEX DES TABLEAUX.....</b>	<b>13</b>
<b>PRINCIPALES NOTATIONS.....</b>	<b>15</b>
<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>17</b>
<b>CHAPITRE 1 MACHINES-OUTILS A STRUCTURE PARALLELE POUR L'USINAGE .....</b>	<b>21</b>
1. INTRODUCTION .....	22
2. DEVELOPPEMENT DES MACHINES-OUTILS A STRUCTURE PARALLELE .....	24
2.1. <i>Intérêt des robots à architecture parallèle</i> .....	25
2.2. <i>Machines-outils à structure parallèle industrialisées</i> .....	26
3. COMPARAISON DES PERFORMANCES DES MACHINES-OUTILS A STRUCTURE SERIELLE ET PARALLELE .....	28
3.1. <i>Comparaison par analyse de la structure</i> .....	28
3.2. <i>Comparaison par analyse des motorisations</i> .....	30
3.3. <i>Comparaison par analyse d'une pièce usinée</i> .....	32
3.3.1. <i>Utilisation d'une pièce standard</i> .....	32
3.3.2. <i>Cas de l'usinage de formes complexes</i> .....	34
3.3.3. <i>Cas de l'usinage de pièces automobiles</i> .....	35
3.4. <i>Bilan des études comparatives</i> .....	36
4. EVOLUTION DE LA CONCEPTION DES MACHINES-OUTILS A STRUCTURE PARALLELE .....	37
4.1. <i>Critères de performances utilisés en conception</i> .....	37
4.1.1. <i>Espace de travail</i> .....	37
4.1.2. <i>Dextérité</i> .....	38
4.1.3. <i>Précision</i> .....	39
4.1.4. <i>Rigidité statique et dynamique</i> .....	40
4.1.5. <i>Bilan</i> .....	41
4.2. <i>Conception de nouvelles structures</i> .....	41
4.2.1. <i>Structures améliorant l'accessibilité</i> .....	41
4.2.2. <i>Structures améliorant la précision</i> .....	43
4.2.3. <i>Structures améliorant la rigidité : la structure Exechon</i> .....	45
4.3. <i>Bilan</i> .....	47
5. CONCLUSION .....	47
<b>CHAPITRE 2 PERFORMANCES COMPAREES DES MACHINES-OUTILS .....</b>	<b>49</b>
1. INTRODUCTION .....	50
2. PRESENTATION DES MACHINES-OUTILS .....	50
3. ANALYSE ISSUE DE MESURES NORMALISEES PAR BALLBAR <sup>®</sup> .....	51
4. ANALYSE ISSUE DE L'USINAGE DE PIECES .....	55
4.1. <i>Usinage d'une pièce de type poches fermées 2 axes 1/2 à îlots</i> .....	55
4.2. <i>Usinage d'une pièce de type poches ouvertes 5 axes</i> .....	58
5. PREMIERES VOIES D'AMELIORATION DU PROCESSUS D'USINAGE .....	62
5.1. <i>Amélioration de l'état de surface</i> .....	62
5.2. <i>Amélioration de la productivité</i> .....	64
6. BILAN DES ESSAIS COMPARATIFS .....	65
7. PROBLEMATIQUE .....	66
7.1. <i>Constat</i> .....	66
7.2. <i>Objectif des travaux</i> .....	67
<b>CHAPITRE 3 OPTIMISATION DES TEMPS DE DEPLACEMENT HORS MATIERE .....</b>	<b>71</b>
1. INTRODUCTION .....	72
2. INFLUENCE DES PARAMETRES DU PROCESSUS D'USINAGE SUR LES TEMPS D'USINAGE.....	74
2.1. <i>Mise en évidence du comportement cinématique non isotrope</i> .....	75
2.2. <i>Influence des paramètres sur les variations de productivité</i> .....	79
3. OPTIMISATION DES PARAMETRES VIS-A-VIS DE LA PRODUCTIVITE .....	81

3.1.	<i>Méthodes d'optimisation locale</i> .....	81
3.2.	<i>Méthodes d'optimisation globale</i> .....	83
3.3.	<i>Espace d'expression du problème d'optimisation</i> .....	83
3.4.	<i>Optimisations séquencées</i> .....	85
4.	OPTIMISATION DU PROCESSUS D'USINAGE .....	85
4.1.	<i>Formulation de la méthode de résolution</i> .....	86
4.2.	<i>Modélisations de la cellule d'usinage</i> .....	87
4.2.1.	Modèles géométriques inverse et direct .....	87
4.2.2.	Modèle cinématique de calcul des temps de déplacement .....	92
4.2.3.	Modèle cinématique calculant l'évolution du trajet d'outil dans l'espace opérationnel .....	95
4.2.4.	Modèle de détection des collisions .....	98
4.3.	<i>Proposition d'un séquençement des optimisations</i> .....	102
4.3.1.	Définition de la valeur initiale des paramètres d'optimisation .....	102
4.3.2.	Développement des quatre étapes d'optimisation séquencées .....	104
5.	APPLICATION DE LA METHODE A DES CAS INDUSTRIELS .....	106
5.1.	<i>Application à l'usinage d'une pièce automobile</i> .....	107
5.2.	<i>Application à l'usinage d'une pièce aéronautique</i> .....	110
5.3.	<i>Bilan et perspectives</i> .....	111
6.	CONCLUSION.....	113
<b>CHAPITRE 4 INFLUENCES DU COMPORTEMENT SUR LES DEFAUTS D'USINAGE.....</b>		<b>115</b>
1.	INTRODUCTION .....	116
2.	PHENOMENES ET PARAMETRES A L'ORIGINE DES DEFAUTS D'USINAGE .....	119
2.1.	<i>Chaîne de traitement de la trajectoire d'outil</i> .....	119
2.2.	<i>Phénomènes générateurs de défauts d'usinage</i> .....	120
2.3.	<i>Paramètres influents de définition du processus d'usinage</i> .....	121
3.	OUTILS D'ANALYSE DES DEFAUTS D'USINAGE .....	123
3.1.	<i>Modèles de prédiction des erreurs de pose outil/pièce</i> .....	123
3.1.1.	Modélisation du comportement de la commande .....	123
3.1.2.	Modélisation du comportement de la structure .....	124
3.1.3.	Modélisation du comportement des composants de la cellule d'usinage .....	125
3.1.4.	Bilan sur l'efficacité des simulateurs de comportement.....	126
3.2.	<i>Modèles expérimentaux d'analyse des erreurs de pose outil/pièce</i> .....	126
3.2.1.	Mesure par acquisition des données DCN .....	126
3.2.2.	Méthodes de mesure extéroceptive .....	127
3.2.3.	Méthodes de mesure sur une pièce usinée.....	128
3.2.4.	Bilan de l'analyse des défauts par mesure directe.....	129
4.	DETERMINATION DES CAUSES DES DEFAUTS D'USINAGE .....	129
4.1.	<i>Découplage de l'influence de chaque phénomène</i> .....	129
4.2.	<i>Incertitude des moyens de mesure retenus</i> .....	132
4.2.1.	Acquisition de la valeur de consigne.....	133
4.2.2.	Mesure des règles sur les axes .....	133
4.2.3.	Mesure par laser tracker.....	134
4.2.4.	Méetrologie avec MMT et rugosimètre .....	134
4.2.5.	Résultats d'incertitudes évaluées pour les différents moyens de mesure .....	135
4.3.	<i>Caractérisation de la qualité d'usinage pour une trajectoire de contournage</i> .....	135
4.3.1.	Définition du repère de dégauchissage.....	135
4.3.2.	Calcul de l'erreur de contour et de l'erreur axiale.....	136
4.3.3.	Outil d'analyse des défauts d'ordres 1 et 2 .....	138
4.4.	<i>Bilan</i> .....	139
5.	APPLICATION DE LA METHODE .....	140
5.1.	<i>Présentation de l'opération d'usinage étudiée</i> .....	141
5.2.	<i>Estimation et classement des défauts générés par chacun des phénomènes pénalisants</i> .....	142
5.2.1.	Etude des défauts radiaux .....	143
5.2.2.	Etude des défauts axiaux.....	148
5.2.3.	Bilan de l'application.....	150
5.3.	<i>Proposition de réglages des paramètres du processus</i> .....	151
5.3.1.	Réglages des paramètres visant à diminuer les défauts d'ordre 1 .....	151
5.3.2.	Réglages des paramètres visant à diminuer les défauts d'ordre 2 .....	154
5.3.3.	Réglages des paramètres en fonction de l'application.....	157
5.4.	<i>Bilan et perspectives</i> .....	159
6.	CONCLUSION.....	160
<b>CHAPITRE 5 ADAPTATION DE L'USINAGE AU COMPORTEMENT DE LA MACHINE.....</b>		<b>163</b>

---

1.	INTRODUCTION .....	164
2.	DEFINITION DES SOUS-ESPACES DE TRAVAIL .....	166
2.1.	<i>Paramètres influents sur chaque critère de performance</i> .....	167
2.1.1.	Paramètres du modèle de simulation d'accessibilité d'outil .....	167
2.1.2.	Paramètres du modèle de prédiction des défauts .....	167
2.1.3.	Paramètres du modèle de prédiction du temps d'usinage .....	168
2.2.	<i>Modèle d'étude du sous-espace « accessibilité »</i> .....	169
2.2.1.	Détection des fins de courses articulaires .....	169
2.2.2.	Détection des collisions .....	169
2.2.3.	Modèle d'étude complet .....	170
2.3.	<i>Modèle d'étude des sous-espaces « qualité »</i> .....	172
2.4.	<i>Modèle d'étude des temps d'usinage</i> .....	173
2.4.1.	Calcul des performances cinématiques dans l'espace opérationnel .....	175
2.4.2.	Modélisation de la vitesse durant l'exécution d'un bloc .....	176
2.4.3.	Modélisation de la vitesse aux transitions de blocs .....	179
2.4.4.	Validation expérimentale du modèle cinématique .....	181
2.5.	<i>Bilan</i> .....	183
3.	APPLICATION A LA MACHINE-OUTIL PCI TRIPTEOR X7 .....	183
3.1.	<i>Bornes du sous-espace « accessibilité »</i> .....	184
3.2.	<i>Bornes des sous-espaces « qualité »</i> .....	184
3.3.	<i>Processus optimal vis-à-vis de la rapidité de l'usinage</i> .....	186
3.4.	<i>Bilan et perspectives</i> .....	187
4.	CONCLUSION .....	190
	<b>CONCLUSION</b> .....	<b>191</b>
	<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b> .....	<b>195</b>



# Table des illustrations

Figure 1-1 : Plate-forme de Gough-Stewart utilisée pour des tests de pneumatiques et des simulations de vols .....	22
Figure 1-2 : Fraiseuse 5 axes Variax fabriquée par Gridding & Lewis [Weck02a] .....	23
Figure 1-3 : Machines-outils à structure parallèle industrialisées .....	23
Figure 1-4 : Considération du triplet machine – pièce – stratégie d’usinage .....	24
Figure 1-5 : Structures de machines-outils pleinement parallèle (a), sérielle (b) et hybride (c).....	24
Figure 1-6 : Robots Adept sériel (a) et parallèle (b).....	26
Figure 1-7 : Robot industriel Tricept.....	26
Figure 1-8 : Mécanismes à jambes télescopiques (a), jambes fixes à glissière (b) et jambes fixes à pivot (c) .....	27
Figure 1-9 : Etude de la transmission des vitesses et des efforts pour une structure plane de type « ciseaux ».....	28
Figure 1-10 : Architecture de machine-outil à table tilting et à tête orientable.....	31
Figure 1-11 : Structures de machines-outils hybrides .....	31
Figure 1-12 : Pièce test ISO 10791-7[Geldart03] .....	33
Figure 1-13 : Pièce test à 4 profils [Terrier04].....	34
Figure 1-14 : Pièces automobiles étudiées par Hertel .....	35
Figure 1-15 : Correspondance entre vitesses articulaires et opérationnelles [Robin07b].....	39
Figure 1-16 : Mécanismes à axes redondants améliorant l’accessibilité [Kim99] [Harib07].....	42
Figure 1-17 : Mécanismes parallèles de type « lambda » [Neugebauer02].....	42
Figure 1-18 : Utilisation d’un moyen de mesure passif [Hsu04] [Corbel09].....	44
Figure 1-19 : Structure hybride Tricept.....	44
Figure 1-20 : Structure hybride Exechon .....	45
Figure 1-21 : Rigidités Kxx déduites du modèle analytique pour un effort de 450N [Bonnemains09b] .....	46
Figure 1-22 : Mesures expérimentales de la rigidité Kxx de la PCI Tripteor X7 [Bonnemains09b] .....	47
Figure 2-1 : Machine-outil PCI Tripteor X7 .....	50
Figure 2-2 : Machine-outil Huron KX15 .....	51
Figure 2-3 : Mesures par Ballbar <sup>®</sup> effectuées sur la PCI Tripteor X7.....	52
Figure 2-4 : Mesures par Ballbar <sup>®</sup> effectuées sur la Huron KX15 .....	53
Figure 2-5 : Etude du comportement pour différents posage dans l’espace de travail.....	53
Figure 2-6 : Mesures par Ballbar <sup>®</sup> effectuées sur la PCI Tripteor X7 pour différents posages.....	54
Figure 2-7 : Pièce test de type poches fermées 3axes à îlots.....	55
Figure 2-8 : Photo de la pièce test 1 usinée sur chaque machine-outil.....	56
Figure 2-9 : Morphologie et entités à usiner sur la pièce test 2.....	58
Figure 2-10 : Entités géométriques mesurées suite à la première phase d’usinage de la pièce test .....	59
Figure 2-11 : Visualisation et mesure des défauts d’état de surface sur la pièce test 2.....	60
Figure 2-12 : Format de description de la trajectoire G1 et B-spline [Siemens06a] .....	62
Figure 2-13 : Evolution du jerk des axes 1 à 3 pour les formats G1 et B-spline .....	63
Figure 3-1 : Usinage de pièces préformées avec machine-outil à structure parallèle.....	72
Figure 3-2 : Analyse des facteurs d’amplification de vitesse, accélération et jerk.....	76
Figure 3-3 : Positions de départ et direction de déplacement retenues pour les essais.....	77
Figure 3-4 : Comparaison des performances cinématiques pour la position de départ 1 .....	77
Figure 3-5 : Sollicitations cinématiques des axes pour différentes lois de commande .....	78

Figure 3-6 : Différentes catégories de travaux d'amélioration des temps d'usinage .....	80
Figure 3-7 : Différents critères pour évaluer les variations de temps d'usinage durant l'optimisation.....	82
Figure 3-8 : Espace d'expression des critères et des contraintes du problème .....	84
Figure 3-9 : Schéma global d'exécution de la méthode d'optimisation.....	86
Figure 3-10 : Exemple de contraintes d'usinage et d'assemblage de la structure Exechon.....	88
Figure 3-11 : Définition des paramètres et des contraintes géométriques de la structure Exechon .....	89
Figure 3-12 : Fermetures vectorielles utilisées pour la résolution du MGI.....	90
Figure 3-13 : Etapes de calcul du modèle cinématique simulant le temps de déplacement.....	93
Figure 3-14 : Déplacement d'un axe à jerk contrôlé [PateloupV05] .....	94
Figure 3-15 : Cas particuliers d'évolution des profils cinématiques [PateloupV05] .....	95
Figure 3-16 : Etapes du modèle cinématique procurant la trajectoire dans le repère de programmation .....	96
Figure 3-17 : Profils de vitesse par modulation de la vitesse maximale .....	97
Figure 3-18 : Profils de vitesse par proportionnalité (de facteur f) du profil de l'axe limitant .....	97
Figure 3-19 : Comparaison des profils de vitesse calculés par le modèle et mesurés sur le DCN.....	98
Figure 3-20 : Détection des collisions par fonctions mathématiques de description des objets [Illushin05].....	98
Figure 3-21 : Détection de collisions par balayage de plans élémentaires [Tang07].....	99
Figure 3-22 : Décompositions par éléments simples utilisées pour le traitement des images de synthèses.....	99
Figure 3-23 : Méthode de détection des collisions par octrees [Ding04].....	100
Figure 3-24 : Modélisation de la géométrie retenue pour la détection des collisions .....	100
Figure 3-25 : Calcul de la profondeur de collision .....	101
Figure 3-26 : Définition du posage de la pièce dans l'espace de travail opérationnel .....	102
Figure 3-27 : Décomposition des déplacements hors matière en plusieurs trajets élémentaires successifs.....	103
Figure 3-28 : Poses d'outils nécessaires à l'usinage des deux exemples industriels.....	106
Figure 3-29 : Comparaison du posage de la pièce .....	107
Figure 3-30 : Comparaison de l'ordonnancement des opérations.....	108
Figure 3-31 : Comparaison de l'utilisation de l'axe redondant.....	109
Figure 3-32 : Comparaison des mouvements décomposés pour un déplacement hors matière .....	110
Figure 3-33 : Trajectoire hors matière optimisée en utilisant la loi de commande articulaire .....	112
Figure 3-34 : Trajectoire hors matière optimisée en utilisant la méthode de déformation des profils .....	113
Figure 4-1 : Amplitude et fréquence des défauts d'usinage associés à chaque source d'erreur [Pritschow02] .....	117
Figure 4-2 : Schéma d'exécution de la méthode de réglage des paramètres.....	118
Figure 4-3 : Chaîne de traitement de la trajectoire d'usinage .....	120
Figure 4-4 : Défauts simulés et mesurés à l'issue du traitement des asservissements [Prevost08].....	124
Figure 4-5 : Comportements dynamiques mesuré et simulé [Bonnemains09b] .....	125
Figure 4-6 : Corrélations des défauts simulés et mesurés provoqués par les déformations de l'outil et de la pièce ..	126
Figure 4-7 : Différentes mesures retenues pour l'étude de l'origine des défauts d'usinage .....	130
Figure 4-8 : Protocole expérimental d'évaluation d'incertitude de mesure laser tracker.....	134
Figure 4-9 : Construction du repère de dégauchissage pour une pièce prismatique .....	136
Figure 4-10 : Définition de l'erreur de contour et de l'erreur axiale.....	136
Figure 4-11 : Filtrages du profil des erreurs de pose .....	138
Figure 4-12 : Définition des critères d'analyse de la qualité .....	139
Figure 4-13 : Pièce test « pyramide » .....	140
Figure 4-14 : Présentation de l'opération d'usinage retenue pour l'application de la méthode.....	141

Figure 4-15 : Visualisation des erreurs de pose 3D pour chacun des quatre moyens de mesure .....	142
Figure 4-16 : Comparaison des différents profils d'erreurs de contour mesurés.....	143
Figure 4-17 : Comparaison des différents profils d'erreurs axiales mesurés .....	148
Figure 4-18 : Influence localisée des variations de rigidité des asservissements .....	153
Figure 4-19 : Structure de commande d'axe de type cascade .....	153
Figure 4-20 : Evolution des défauts en utilisant le format B-spline .....	154
Figure 4-21 : Evolution des défauts en fonction du réglage de la tolérance d'usinage .....	155
Figure 4-22 : Evolution des défauts pour un arrêt au niveau de la discontinuité .....	156
Figure 4-23 : Evolution des défauts avec l'annulation de l'anticipation en vitesse .....	156
Figure 4-24 : Evolution des défauts avec la disparition de l'anticipation en vitesse.....	157
Figure 4-25 : Evolution des défauts et de la rapidité en fonction du jerk.....	158
Figure 4-26 : Evolution des défauts et de la rapidité en fonction du posage.....	159
Figure 4-27 : Diminution des défauts d'ondulation sur la pièce d'essai « pyramide » .....	159
Figure 5-1 : Exemples d'usinage de pièces de structure avec machine-outil à structure parallèle.....	164
Figure 5-2 : Représentation des sous-espaces « accessibilité » et « qualité » .....	165
Figure 5-3 : Spécificités géométriques des pièces de structure aéronautiques .....	166
Figure 5-4 : Simplifications des géométries non englobantes des composants.....	170
Figure 5-5 : Détection des collisions sous Adams <sup>®</sup> et échange avec l'outil Matlab <sup>®</sup> [SuarezFerradans10] .....	171
Figure 5-6 : Mise en place du modèle d'étude du sous-espace « accessibilité » .....	171
Figure 5-7 : Mise en place du modèle d'étude des sous-espaces « qualité ».....	173
Figure 5-8 : Mise en place du modèle d'étude des temps d'usinage.....	174
Figure 5-9 : Détermination des performances cinématiques le long du trajet décrit par un bloc .....	177
Figure 5-10 : Paramétrage du franchissement des discontinuités de la trajectoire.....	180
Figure 5-11 : Trajectoire et réglages du DCN utilisés pour la validation du modèle cinématique.....	181
Figure 5-12 : Comparaison des profils de vitesse, accélération et jerk mesurés et simulés .....	182
Figure 5-13 : Pièce et opérations d'usinage étudiées .....	184
Figure 5-14 : Défauts estimés et détermination des essais compris à l'intérieur du sous-espace qualité .....	186
Figure 5-15 : Temps d'usinage estimés et détermination du réglage optimal du processus.....	187
Figure 5-16 : Interactions entre le jerk et le posage de la pièce sur l'évolution des défauts .....	188
Figure 5-17 : Interactions entre la tolérance d'usinage et le posage de la pièce sur l'évolution des défauts.....	188
Figure 5-18 : Interactions entre la tolérance d'usinage et le jerk sur l'évolution des défauts .....	189



# Index des Tableaux

Tableau 1-1 : Comparaison des performances dynamiques pour différentes architectures de machine-outil.....	30
Tableau 2-1 : Performances des axes des deux machines-outils .....	51
Tableau 2-2 : Réglages effectués pour les mesures par Ballbar® .....	52
Tableau 2-3 : Conditions de coupe retenues pour l'usinage de la pièce test 1 .....	56
Tableau 2-4 : Métrologie de la pièce test 1 .....	57
Tableau 2-5 : Conditions de coupe retenues pour l'usinage de la pièce test 2 .....	58
Tableau 2-6 : Métrologie de la pièce test 2 .....	60
Tableau 2-7 : Rugosités mesurées sur la pièce test 2 .....	61
Tableau 2-8 : Temps d'usinage mesurés pour la pièce test 2 .....	61
Tableau 2-9 : Rugosités mesurées avec les deux formats de description de la trajectoire sur la PCI Tripteor X7.....	62
Tableau 2-10 : Performances cinématiques en fonction du posage de la pièce.....	65
Tableau 3-1 : Valeur des facteurs d'amplification pour la trajectoire étudiée .....	76
Tableau 3-2 : Comparaison des temps de parcours à différents endroits de l'espace de travail.....	77
Tableau 3-3 : Comparaison des temps de parcours pour différentes lois de commande.....	78
Tableau 3-4 : Gain de productivité procuré par chaque étape d'optimisation pour la pièce automobile .....	107
Tableau 3-5 : Sollicitation du mouvement de la table durant les déplacements hors matière après optimisation.....	108
Tableau 3-6 : Gain de productivité procuré par chaque étape d'optimisation pour la pièce aéronautique.....	111
Tableau 4-1 : Recensement des phénomènes générateurs de défauts .....	121
Tableau 4-2 : Matrice d'influence des paramètres du processus sur les phénomènes générateurs de défauts .....	122
Tableau 4-3 : Caractéristiques des différents moyens de mesure extéroceptifs .....	127
Tableau 4-4 : Phénomènes pris en compte par chaque type de mesure .....	131
Tableau 4-5 : Incertitudes évaluées pour les différents moyens utilisés .....	133
Tableau 4-6 : Etude de sensibilité des axes de translation .....	140
Tableau 4-7 : Défauts radiaux estimés pour chaque mesure de la zone d'étude 3 .....	144
Tableau 4-8 : Détermination de l'impact de chaque phénomène sur les défauts d'usinage radiaux .....	145
Tableau 4-9 : Paramètres du processus liés aux phénomènes générateurs des défauts de la pièce .....	147
Tableau 4-10 : Défauts axiaux estimés pour chaque mesure de la zone d'étude 3.....	149
Tableau 4-11 : Détermination de l'impact de chaque phénomène sur les défauts d'usinage axiaux .....	149
Tableau 5-1 : Paramètres du processus dont dépend la dimension des sous-espaces de travail.....	167
Tableau 5-2 : Définition du plan d'expérience complet.....	185



## Principales Notations

$x [x,y,z,i,j,k]$	vecteur dont les composantes définissent la pose de l'effecteur dans le repère cartésien d'usinage
$q [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5]$	vecteur dont les composantes définissent la position des moteurs dans le repère articulaire
$g, MGD$	Modèle Géométrique Direct
$f, MGI$	Modèle Géométrique Inverse
$\zeta$	paramètres géométriques de la structure
$R_{BCS}$	repère de base associé au bâti de la machine
$R_{Prog}$	repère de programmation associé à la pièce usinée et défini dans l'espace de travail opérationnel
$J$	matrice jacobienne
$f_{ampli\_cinématique}$	facteur d'amplification cinématique
$V$	vitesse
$A$	accélération
$J$	jerk
$V_c$	vitesse de coupe
$V_f$	vitesse d'avance
$a_p$	prise de passe axiale
$a_e$	prise de passe radiale
$a_r$	engagement radial
$K_c$	pression spécifique de coupe
$E$	énergie spécifique de coupe par unité de volume
$MRR$	débit d'enlèvement de matière
$Tol$	tolérance d'usinage
$DCN$	Directeur de Commande Numérique



# Introduction

Le processus de fabrication des pièces manufacturées repose souvent sur l'usinage qui permet l'obtention de formes par enlèvement de matière. Ce procédé est prédominant dans les domaines aéronautiques et automobiles qui requièrent la réalisation de pièces à forte valeur ajoutée, pour lesquelles les exigences de qualité sont fondamentales. Néanmoins, l'évolution actuelle des marchés impose d'optimiser les processus de fabrication afin d'en réduire les coûts tout en garantissant la qualité d'usinage.

Pour répondre à cette exigence, l'usinage a évolué cette dernière décennie vers l'Usinage à Grande Vitesse (UGV), autorisant des vitesses de coupe et d'avance beaucoup plus élevées que l'usinage conventionnel. Pour industrialiser l'UGV, plusieurs avancées significatives ont été nécessaires au niveau de la conception des outils coupants, mais également au niveau des machines-outils. Ces évolutions ont été rendues possibles grâce à différentes innovations technologiques. En particulier, le développement d'électro-broches et de motorisations d'axes plus rapides sont à l'origine de la réduction des temps d'usinage. Les nouvelles architectures dites « parallèles », qui procurent des performances dynamiques accrues ont également suscité l'attention des concepteurs de machines-outils UGV.

Ce mémoire s'intéresse plus particulièrement à cette nouvelle solution technologique : les machines-outils à structure parallèle, dont l'utilisation dans les ateliers de production reste aujourd'hui encore marginale. Seules quelques applications spécifiques d'usinage en grande série dans les domaines de l'automobile et de l'aéronautique exploitent actuellement ce type de machine-outil. Leur emploi est essentiellement guidé par un fort potentiel dynamique initialement mis en valeur pour la manutention robotisée de produits manufacturés. En effet, les accélérations atteignables au niveau de l'effecteur sont plus grandes que pour des architectures sérielles comparables. Cette propriété est rendue possible grâce à la cinématique particulière conduisant à des masses mobiles réduites.

Cependant, l'utilisation de mécanismes parallèles pour la conception des structures de machines-outils fait apparaître de nouvelles contraintes liées aux procédés d'usinage par enlèvement de matière. L'arrivée des structures parallèles dans ce domaine d'utilisation a obligé les concepteurs de machines-outils à adapter la structure de façon à accroître les performances d'accessibilité et de rigidité, au détriment de la rapidité des déplacements d'outil.

Ainsi, un certain compromis entre performances d'accessibilité, précision et rapidité est nécessaire pour chaque domaine d'application d'usinage. Finalement, le nombre d'architectures de machines-outils à structure parallèle recensé de nos jours propose des réponses différentes à l'amélioration d'un de ces trois critères de performance, au détriment des deux autres. Ce contexte, associé à un manque de

communication de la part des constructeurs et des utilisateurs, est à l'origine des difficultés rencontrées pour ces machines-outils à montrer un véritable intérêt économique face aux machines-outils à structure sérielle. L'objectif de ce mémoire est par conséquent de formaliser une expertise concernant les aptitudes à l'emploi de ces machines-outils dans différents domaines d'applications.

L'utilisation des machines-outils à structure parallèle génère de nouvelles contraintes lors de la mise en place du processus d'usinage. La principale particularité par rapport aux machines-outils à structure sérielle est la forte variabilité du comportement mécanique de la machine en fonction de la pose de l'outil dans l'espace de travail. La définition d'un nombre important de paramètres du processus d'usinage, tributaire de ce comportement spécifique, n'est plus par conséquent une tâche intuitive, mais demande une étude approfondie afin d'utiliser au mieux les performances de précision et de rapidité d'usinage procurées par la machine-outil. Cette étude nécessite d'adapter et de compléter les modèles de comportement à l'emploi élaborés pour les machines-outils à structure sérielle. En effet, si ces modèles sont suffisamment précis pour prédire les performances procurées par les machines-outils à structure sérielle, ils deviennent inappropriés pour les machines-outils à structure parallèle présentant un comportement mécanique plus complexe.

Ce mémoire propose, en accord avec les objectifs du projet ANR intitulé Vers un Outil de Programmation Adapté aux Moyens de Production (VOPAMP) piloté par le laboratoire XLIM, une étude des comportements géométriques, cinématiques et dynamiques des machines-outils à structure parallèle. Cette étude illustre le comportement anisotrope des machines-outils à structure parallèle. Elle propose ensuite la mise en place de modèles permettant d'adapter les paramètres du processus à ces différents comportements de façon à produire des pièces conformes à la qualité requise avec une productivité maximale. Pour cela, ce mémoire expose plusieurs méthodologies d'optimisation visant à améliorer le processus d'usinage avec machine-outil à structure parallèle dont les performances sont estimées à partir de différents indicateurs développés spécifiquement pour ces machines.

Les travaux présentés dans cette thèse proposent dans un premier temps une étude descriptive des différents types de machines-outils à structure parallèle rencontrées dans les ateliers de production et les centres de recherche. Le comportement anisotrope des mécanismes parallèles amplifie le caractère antagoniste des principales performances d'usinage recherchées : accessibilité, précision et rapidité et rend peu perceptibles les réels atouts que possèdent ces machines-outils. Face à ce constat, des concepteurs ont proposé de nouvelles architectures mieux adaptées à l'usinage qui pourraient permettre l'extension des domaines d'emploi de machines-outils à structure parallèle, domaines jusqu'à présent très restreints.

Le second chapitre propose alors une comparaison des performances à l'emploi entre une machine-outil à structure parallèle de nouvelle génération, la PCI Tripteor X7, et une machine-outil à structure sérielle. Cette étude s'appuie sur des essais expérimentaux et permet de quantifier l'influence de la nature de la structure sur le comportement durant l'usinage. Les résultats comparatifs amènent à développer deux axes d'étude permettant d'améliorer les performances des machines-outils à structure parallèle.

Le troisième chapitre s'intéresse à la mise en place d'une méthode d'amélioration de la productivité des déplacements hors matière pour lesquels seules les poses de départ et d'arrivée de l'outil sont fixées. Ce travail est basé sur la prise en compte du comportement cinématique non isotrope de la structure de la machine. Il permet de conforter le gain de rapidité procuré par rapport à une machine-outil à structure sérielle, initialement engendré par des capacités dynamiques supérieures, grâce à la diminution des masses en mouvement.

L'étude développée dans le quatrième chapitre vise à identifier les phénomènes à l'origine des défauts observables sur les pièces usinées par des machines-outils à structure parallèle. Cette étude est basée sur l'analyse des défauts estimés à partir de différentes mesures des écarts de position de l'outil par rapport à la trajectoire programmée. Une fois ces phénomènes identifiés, une optimisation des paramètres associés permet d'améliorer la qualité d'usinage.

Enfin, le dernier chapitre se concentre sur l'adaptation des paramètres du processus d'usinage en considérant les contraintes d'accessibilité et de qualité exigées et avec un objectif de minimisation des temps d'usinage. La méthode est développée pour l'usinage de pièces de structure aéronautiques.



# Chapitre 1 Machines-outils à structure parallèle pour l'usinage

*Ce chapitre présente le contexte de notre étude à travers une description des différents types de machines-outils à structure parallèle rencontrées dans l'industrie et les centres de recherche. Malgré une réelle volonté d'adaptation des mécanismes parallèles aux contraintes liées à l'usinage, les applications industrielles actuelles restent marginales et spécifiques faute d'un manque de maîtrise du comportement de ces machines-outils.*

## 1. Introduction

Les mécanismes à structure parallèle ont fait leur apparition dans les années 1950 avec la plateforme de Gough-Stewart, utilisée pour tester des pneumatiques, puis pour effectuer de la simulation de vol aérien (Figure 1-1) [Gough57] [Cappel65]. Mais ces applications sont très spécifiques et n'engendrent pas un essor de ce type de mécanismes.



Figure 1-1 : Plate-forme de Gough-Stewart utilisée pour des tests de pneumatiques et des simulations de vols

Dans les années 90, l'utilisation des mécanismes à structure parallèle se démocratise pour réaliser des tâches industrielles pour lesquelles les architectures sérielles commencent à montrer leurs limites en terme de vitesse face aux exigences de productivité toujours plus importantes. Ainsi, de nombreuses architectures ont été développées durant ces années, du fait de leur fort potentiel en termes de rigidité, de précision et de vitesse de déplacement par rapport à des robots anthropomorphes [Merlet97]. Toutefois, les structures parallèles sont actuellement majoritairement employées en tant que manipulateurs industriels pour des applications de « pick and place » pour lesquelles la productivité est conditionnée par les capacités dynamiques des robots. Cependant, ce type d'architecture, présentant des masses en mouvement plus faibles que les structures sérielles, intéresse les concepteurs de machines-outils en tant que solution d'amélioration de la productivité d'usinage [Tlusty99] [Weck02a].

La première machine-outil à structure parallèle, la Variax de Gidding & Lewis, a été présentée à Chicago en 1994 (Figure 1-2) [Weck02a]. Depuis, plusieurs machines-outils ont été développées avec des architectures très diverses. Cependant, ce type de machine-outil ne rencontre qu'un succès mitigé et n'équipe aujourd'hui que peu d'ateliers de fabrication. Actuellement, elles sont essentiellement dédiées à des opérations de perçage dans le secteur automobile ou d'évidement de poches pour des pièces de structure aéronautiques [Pritschow00] [Hennes02] [Weck02b] [Terrier04].

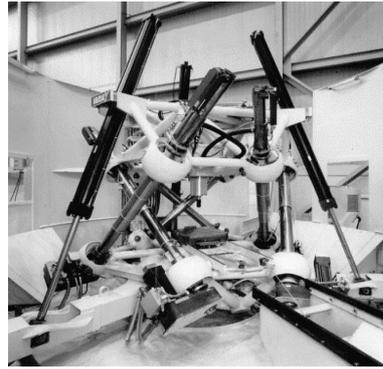
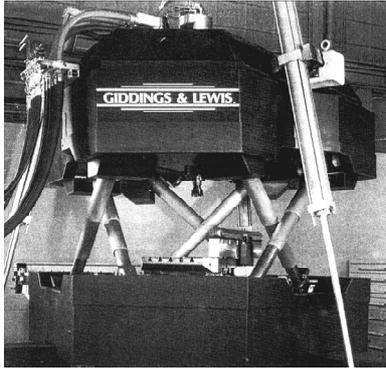
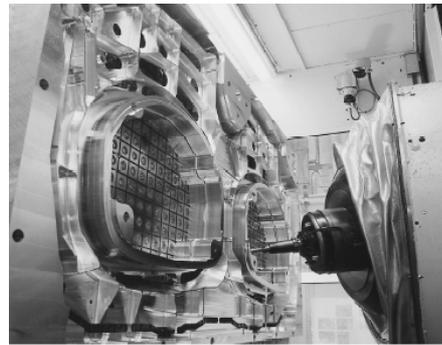


Figure 1-2 : Fraiseuse 5 axes Variax fabriquée par Gridding & Lewis [Weck02a]

Nous pouvons par exemple citer l'utilisation des machines-outils à structure parallèle Tripteur 8 de la société PCI-SCEMM sur une ligne d'usinage d'essieux arrières de véhicules du groupe PSA, ou la mise en place d'usinage de composants de fuselage et d'ailes d'Airbus A320 et A380 sur centre d'usinage à structure parallèle Ecospeed fabriqués par la société DS Technologie (Figure 1-3).



(a) Tripteur 8 (PCI-SCEMM)



(b) Ecospeed (DS Technologie)

Figure 1-3 : Machines-outils à structure parallèle industrialisées

D'après Pritschow, la limitation du nombre d'applications industrielles résulte du fait que les avantages présentés précédemment sont remis en cause par l'apparition d'inconvénients dans le domaine de l'usinage [Pritschow00]. En effet, le remplacement d'une machine-outil à structure sérielle par une machine-outil à structure parallèle n'est réalisable que si les performances en termes de qualité d'usinage sont identiques, tout en proposant une meilleure rentabilité. Ainsi, plusieurs caractéristiques pénalisent le coût d'utilisation et la qualité de la pièce usinée :

- un espace de travail réduit par rapport à l'encombrement de la machine-outil ;
- des lois de commande complexes ;
- un comportement de la structure anisotrope dans l'espace de travail.

Pour améliorer les performances de ces machines-outils, il devient donc nécessaire d'analyser ces lacunes ce qui permettra d'identifier et de proposer des domaines d'applications économiquement viables.

Cette étude s'intègre alors dans la thématique de l'équipe Machines Mécanismes et Systèmes du Laboratoire de Mécanique et Ingénieries, qui s'inscrit dans une démarche générale d'amélioration du processus de fabrication d'une pièce en étudiant les interactions entre la pièce, la machine d'usinage et les stratégies d'usinage (Figure 1-4)

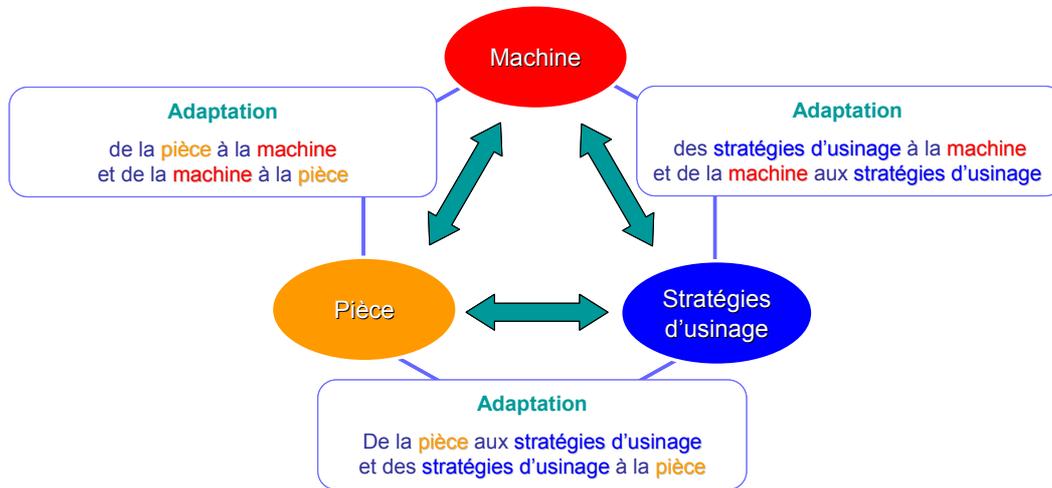


Figure 1-4 : Considération du triplet machine – pièce – stratégie d'usinage

Dans un premier temps, nous présentons un état de l'art du développement actuel des machines-outils à structure parallèle pour l'UGV. Nous détaillons ensuite les principaux avantages et inconvénients, exposés dans la littérature, de ces machines-outils par rapport aux machines-outils à structure sérielle. Face à ce constat, nous étudions les évolutions de conception des machines-outils à structure parallèle visant à améliorer leurs performances.

## 2. Développement des machines-outils à structure parallèle

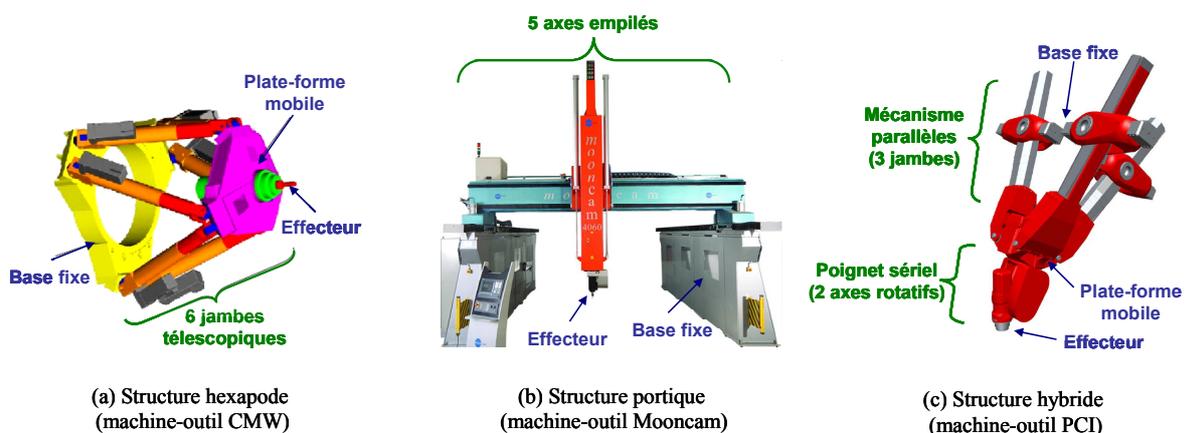


Figure 1-5 : Structures de machines-outils pleinement parallèle (a), sérielle (b) et hybride (c)

Merlet définit un mécanisme à structure parallèle comme un mécanisme à chaînes cinématiques fermées dont l'organe terminal est relié à la base par au moins deux chaînes cinématiques indépendantes

[Merlet97]. Un mécanisme est dit pleinement parallèle, si pour  $n$  degrés de liberté du mécanisme, la plate-forme mobile est reliée à la base fixe par  $n$  chaînes indépendantes (Figure 1-5a) [Gogu05].

Par opposition, un mécanisme à structure sérielle est un mécanisme à chaîne cinématique ouverte. L'organe terminal est donc relié à la base par une seule chaîne cinématique élémentaire ouverte (Figure 1-5b) [Merlet97].

Il existe également des mécanismes à structure hybride qui résultent de la combinaison de deux types de structures, l'une sérielle, l'autre parallèle. Ainsi, si l'effecteur du mécanisme possède  $n$  degrés de liberté, et que la plate-forme mobile est reliée à la base fixe par  $m$  ( $m < n$ ) chaînes indépendantes, alors le mécanisme est dit hybride (Figure 1-5c) [Gogu05].

L'application majeure pour laquelle les mécanismes à structure parallèle ont montré leur intérêt repose sur des opérations de « pick and place ». Afin d'expliquer cet essor, le gain de productivité apporté par ce type d'architecture est illustré dans le paragraphe suivant.

## 2.1. Intérêt des robots à architecture parallèle

Pour les opérations de déplacement d'objets dans des lignes de production automatisées, plus couramment appelées opérations de « pick and place », le critère de choix prépondérant d'une architecture de robot est la rapidité de déplacement. En effet, la précision nécessaire à la tâche supérieure à 1 millimètre est respectée par l'ensemble des robots développés et les efforts mis en jeu (masse et inertie de l'objet déplacé) sont faibles. Les robots à architecture parallèle, réputés comme étant plus dynamiques et ayant un comportement plus répétable que les robots anthropomorphes, se présentent comme une alternative évidente [Merlet97]. Ainsi, pour de telles applications, ces robots se sont répandus et permettent un gain de productivité important.

Le constructeur de robots industriels Adept met en évidence un gain de productivité dépassant 30 % entre ses produits de dernière génération Adept Cobra S800 à architecture sérielle (Figure 1-6a) et Adept Quattro S800H à architecture parallèle (Figure 1-6b) au profit du deuxième [Bonnemains09b]. La comparaison de temps est effectuée pour un cycle de référence de prise et dépose d'un objet de 2 Kg définie par Adept (cycle Adept 25/305/25). Ce cycle comprend une montée de 25 mm, un déplacement horizontal de 305 mm et une descente de 25 mm.

De plus, le potentiel dynamique des robots parallèles est fonction de leur architecture. Ainsi, plusieurs travaux actuels visent à repousser toujours plus loin les limites dynamiques de ces robots en proposant de nouvelles structures plus performantes [Merlet10]. C'est le cas par exemple du prototype Par2 développé au LIRMM de Montpellier et proposant des accélérations de l'effecteur atteignant  $450 \text{ m/s}^2$ , contre  $120 \text{ m/s}^2$  pour le Quattro d'Adept [Baradat08].



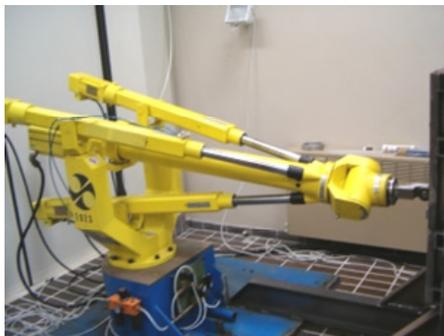
(a) Adept Cobra S800  
Temps de cycle 25/305/25 : 0,54 s



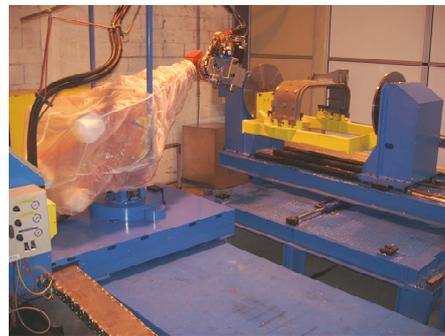
(b) Adept Quattro S800H  
Temps de cycle 25/305/25 : 0,37 s

Figure 1-6 : Robots Adept sériel (a) et parallèle (b)

Les performances dynamiques importantes proposées par les robots parallèles ont amené certains constructeurs à concevoir de nouveaux robots parallèles destinés à des opérations plus complexes et amenant une charge de la structure importante, telles que la découpe, le soudage, le ponçage, l'ébavurage. Le robot parallèle le plus répandu destiné à ce type de tâches est le robot Tricept commercialisé entre autres par PCI, ABB, et COMAU (Figure 1-7). Il permet d'accroître la productivité et la précision de pose de l'effecteur induite par la rigidité de la structure, tout en conservant l'accessibilité et la dextérité des robots sériels [Robin07b].



(a) Robot Tricept - opération de polissage  
(Comau)



(b) Robot Tricept - opération d'ébavurage  
(ABB IRB 940)

Figure 1-7 : Robot industriel Tricept

Toutefois, dans le contexte d'utilisation des machines-outils à structure parallèle, le gain de productivité n'est pas aussi prononcé que pour les machines-outils à structure sérielle. Cette limitation est liée aux contraintes de qualité du procédé qui exigent une limitation des performances dynamiques au profit du respect de la précision d'usinage exigée.

## 2.2. Machines-outils à structure parallèle industrialisées

Il n'existe pas une géométrie type de machine-outil à structure parallèle procurant des performances d'usinage optimales pour tous les cas d'utilisation. Chaque géométrie de structure présente

des avantages et des inconvénients en termes d'accessibilité, de qualité d'usinage et de productivité. Dans la suite, nous englobons dans le terme structure parallèle, les machines-outils à structure dite pleinement parallèle et celles à structure dite hybride. Les premières amènent une rigidité plus importante au niveau de l'effecteur, tandis que les secondes offrent un espace de travail plus important et une meilleure accessibilité de l'outil pour un même encombrement [Harib07].

Plusieurs types de mécanismes sont ainsi employés au niveau des jambes reliant la plate-forme fixe à la plate-forme mobile, ce qui génère des comportements différents durant l'usinage. Ainsi la mobilité associée à chaque jambe se traduit soit par l'allongement piloté de la jambe (mécanismes à jambes télescopiques), soit par un mouvement commandé de rotation ou de translation de la liaison reliant la jambe de longueur fixe à la plate-forme fixe (mécanismes à jambes fixes).

Les mécanismes à jambes télescopiques, appelés *Tripode* pour les machines à 3 axes (cas du Tricept Figure 1-8a), ou *Hexapode* pour les machines à 6 axes, procurent une augmentation de l'espace de travail, mais une diminution de la rigidité [Tlusty99].

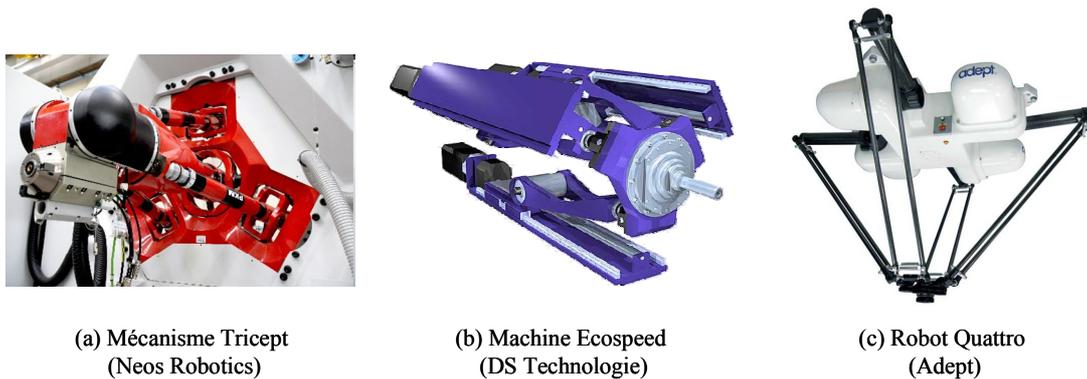


Figure 1-8 : Mécanismes à jambes télescopiques (a), jambes fixes à glissière (b) et jambes fixes à pivot (c)

Ces caractéristiques sont inversées avec les mécanismes à jambes fixes appelés *Glide* ou *Delta* à liaisons glissières (cas de l'Ecospeed Figure 1-8b), tandis que ceux à liaisons pivots offrent un compromis en terme d'accessibilité et de rigidité (cas du Quattro Figure 1-8c) [Pritschow00].

Ainsi, il existe un nombre important d'architectures de machines-outils à structure parallèle. Dans ce paragraphe, nous avons présenté les performances associées à chaque classe de mécanisme. Cependant, les performances annoncées ne permettent pas de qualifier directement une machine-outil suivant des critères de fabrication comme la qualité de la pièce usinée, les vibrations engendrées durant l'usinage, le temps nécessaire à l'usinage, etc. Il existe un réel besoin d'expression de critères permettant de qualifier l'aptitude à l'emploi des machines-outils à structure parallèle, comme le confirme l'étude suivante [Majou04].

### 3. Comparaison des performances des machines-outils à structure sérielle et parallèle

La comparaison directe des capacités et performances des deux structures de machines-outils est difficile. Dans un premier temps, elle peut être réalisée par l'analyse mécanique de la structure. Dans un second temps, il peut être intéressant d'étudier les technologies de motorisation qui équipent chacune de ces machines et qui peuvent conditionner leurs performances dynamiques. Enfin, l'étude de la fonction principale d'usinage de la machine-outil peut conduire à une analyse de l'état de surface final, des défauts générés sur la géométrie de la pièce et du temps d'usinage d'une pièce sur différentes machines [Hertel02] [Geldart03] [Terrier04].

#### 3.1. Comparaison par analyse de la structure

Pour comparer une machine-outil à structure sérielle et une machine-outil à structure parallèle de type *Hexapode*, Tlusty analyse une structure de type « ciseaux » en utilisant des critères de capacité dynamique et de rigidité statique [Tlusty99]. Puis il généralise cette analyse à la structure parallèle complète de l'*Hexapode*.

Considérons une structure plane de type « ciseaux » composée de deux jambes télescopiques 1 et 2 reliées aux plates-formes fixe et mobile par des liaisons pivots (Figure 1-9a).

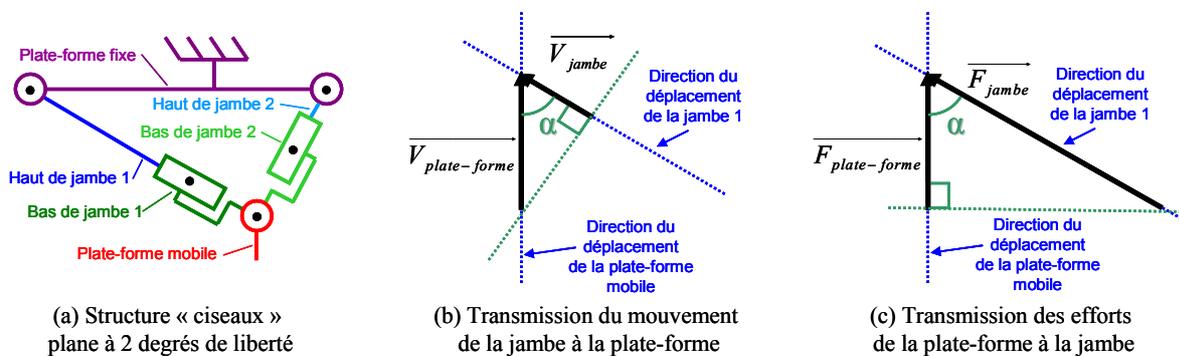


Figure 1-9 : Etude de la transmission des vitesses et des efforts pour une structure plane de type « ciseaux »

Durant un déplacement de la plate-forme mobile, la longueur des jambes évolue à la vitesse  $V_{jambe}$ . Le mouvement de la plate-forme mobile est alors obtenu par la combinaison des mouvements des jambes. Et la vitesse  $V_{plate-forme}$  du mouvement de cette plate-forme suivant sa direction de déplacement est calculée par (Figure 1-9b) :

$$V_{plate-forme} = \frac{1}{\cos(\alpha)} \cdot V_{jambe} \quad (1.1)$$

où  $\alpha$  est l'angle entre la direction du mouvement de la jambe et la direction du mouvement de la plate-forme mobile. Ainsi, pour un moteur d'entraînement de l'axe ayant les mêmes caractéristiques de

vitesse et d'accélération, l'utilisation d'une architecture parallèle procure un gain en terme de capacité cinématique par rapport à une architecture sérielle pour laquelle les directions de déplacement de l'axe et de l'effecteur sont identiques, c'est-à-dire  $V_{jambe} = V_{plate-forme}$ .

Considérons maintenant pour cette même structure plane de type « ciseaux » un effort qui s'exerce sur la plate-forme mobile dans le sens du déplacement (Figure 1-9c). Dans le cas le plus défavorable, l'effort s'applique sur une seule jambe (cas d'une position singulière du mécanisme parallèle). Dans le cas général, l'effort transmis par la jambe à la plate-forme se calcule par :

$$F_{plate-forme} = \cos(\alpha) \cdot F_{jambe} \quad (1.2)$$

De même, la déformation  $\varepsilon_{jambe}$  de la jambe induite par l'effort s'appliquant sur la plate-forme s'exprime en fonction de la déformation  $\varepsilon_{plate-forme}$  de la plate-forme mobile par :

$$\varepsilon_{jambe} = \cos(\alpha) \cdot \varepsilon_{plate-forme} \quad (1.3)$$

Finalement, la rigidité de la jambe apparente au niveau de la plate-forme  $k_{plate-forme}$  s'exprime en fonction de la rigidité de la jambe en traction compression  $k_{jambe}$  par :

$$k_{plate-forme} = \frac{F_{plate-forme}}{\varepsilon_{plate-forme}} = \frac{F_{jambe} \cdot \cos(\alpha)}{\varepsilon_{jambe} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)}} = \cos^2(\alpha) \cdot \frac{F_{jambe}}{\varepsilon_{jambe}} = \cos^2(\alpha) \cdot k_{jambe} \quad (1.4)$$

Ainsi, pour des motorisations d'axes équivalentes entre les machines-outils à structure parallèle et structure sérielle, la rigidité globale de la structure de la première est inférieure. Finalement, cette étude du mécanisme plan de type « ciseaux » peut s'étendre à un mécanisme parallèle complet et permet d'émettre les affirmations suivantes [Tlusty99] :

- une caractéristique importante des machines-outils à structure parallèle est que chaque jambe applique un mouvement et une force à la plate-forme mobile avec une direction différente du déplacement de celle-ci. Cette caractéristique apporte un gain de capacité dynamique et une perte de rigidité de l'effecteur par rapport aux axes ;
- l'angle  $\alpha$  étant variable suivant la configuration des jambes, la rigidité et la capacité d'accélération évoluent dans l'espace de travail de la machine-outil [Angeles97]. De plus, à proximité des positions singulières du mécanisme, la capacité d'accélération de l'effecteur a tendance à atteindre son maximum, tandis que la rigidité équivalente sur l'effecteur devient minimale ou nulle.

Les observations issues de cette étude théorique s'appuient sur le fait que les deux catégories de machines-outils utilisent des technologies de motorisations similaires. Le paragraphe suivant s'intéresse aux motorisations réellement disponibles sur les machines-outils utilisées dans l'industrie.

### 3.2. Comparaison par analyse des motorisations

D'après l'étude comparative théorique des machines-outils à structure parallèle et sérielle menée par Tlusty, l'intérêt principal des structures parallèles repose sur leur potentiel dynamique élevé qui, en contrepartie, provoque une perte de rigidité de ces dernières [Tlusty99]. Cette étude se fonde sur l'utilisation de motorisations identiques pour les deux types de machines-outils. Or les données des constructeurs ne reflètent pas toujours ce constat. Le Tableau 1-1 résume les performances maximales pour différentes architectures (sérielles et hybrides). Ces valeurs sont annoncées par les constructeurs des machines-outils étudiées.

Machine-outil	Caractéristiques	Performances dynamiques			
		Axe	Vitesse	Accélération	Jerk
DMG DMU70	- Structure sérielle table tilting - Motorisation par vis	$X^{ope} \equiv X^{art}$	40 m/min	5 m/s <sup>2</sup>	50 m/s <sup>3</sup>
		$Y^{ope} \equiv Y^{art}$	40 m/min	5 m/s <sup>2</sup>	50 m/s <sup>3</sup>
		$Z^{ope} \equiv Z^{art}$	40 m/min	5 m/s <sup>2</sup>	50 m/s <sup>3</sup>
		$A^{art}$	35 tr/min	1 tr/s <sup>2</sup>	50 tr/s <sup>3</sup>
		$C^{art}$	35 tr/min	1 tr/s <sup>2</sup>	150 tr/s <sup>3</sup>
DMG DMU70 Evo Linear	- Structure sérielle table tilting - Motorisation par moteurs linéaires et couples	$X^{ope} \equiv X^{art}$	90 m/min	10 m/s <sup>2</sup>	100 m/s <sup>3</sup>
		$Y^{ope} \equiv Y^{art}$	90 m/min	10 m/s <sup>2</sup>	100 m/s <sup>3</sup>
		$Z^{ope} \equiv Z^{art}$	90 m/min	10 m/s <sup>2</sup>	100 m/s <sup>3</sup>
		$A^{art}$	50 tr/min	10 tr/s <sup>2</sup>	100 tr/s <sup>3</sup>
		$C^{art}$	50 tr/min	10 tr/s <sup>2</sup>	200 tr/s <sup>3</sup>
PCI Tripteor 8	- Structure hybride <i>Tripode</i> + poignet - Motorisation par vis	$X^{ope}$	60 m/min	7 m/s <sup>2</sup>	100 m/s <sup>3</sup>
		$Y^{ope}$	60 m/min	7 m/s <sup>2</sup>	100 m/s <sup>3</sup>
		$Z^{ope}$	60 m/min	7 m/s <sup>2</sup>	100 m/s <sup>3</sup>
		$A^{art}$	45 tr/min	6 tr/s <sup>2</sup>	150 tr/s <sup>3</sup>
		$C^{art}$	45 tr/min	6 tr/s <sup>2</sup>	150 tr/s <sup>3</sup>
DS Technologie Sprint Z3 Head	-Structure hybride <i>Glide</i> + porteur. - Motorisation par vis et moteurs linéaires (sériel)	$X^{ope} \equiv X^{art}$	50 m/min	10 m/s <sup>2</sup>	150 m/s <sup>3</sup>
		$Y^{ope} \equiv Y^{art}$	50 m/min	10 m/s <sup>2</sup>	150 m/s <sup>3</sup>
		$Z^{ope}$	65m/min	10 m/s <sup>2</sup>	150 m/s <sup>3</sup>
		$A^{ope}$	45 tr/min	2 tr/s <sup>2</sup>	100 tr/s <sup>3</sup>
		$B^{ope}$	45 tr/min	2 tr/s <sup>2</sup>	100 tr/s <sup>3</sup>
<i>Légende</i>		$^{ope}$ : performance dans l'espace opérationnel $^{art}$ : performance dans l'espace articulaire			

Tableau 1-1 : Comparaison des performances dynamiques pour différentes architectures de machine-outil

Nous pouvons constater que le potentiel dynamique des structures parallèles annoncé par Tlusty n'est pas forcément vérifié [Tlusty99]. En effet, pour des technologies de motorisation standard par système vis à billes aussi bien employées pour les structures sérielles que les structures parallèles, les constructeurs ont adapté les composants de transmission de mouvement au comportement mécanique de la machine. Ainsi, les machines-outils à structure parallèle sont équipées de transmissions plus rigides, qui permettent de compenser la perte de rigidité au niveau de l'effecteur provoqué par la structure. En contrepartie, ces transmissions procurent des performances cinématiques d'axes inférieures. En effet, la vitesse est divisée par 1,6, l'accélération par 2 et le jerk par 1,5 pour les axes de translation de la PCI Tripteor 8 par rapport à ceux de la DMG DMU70, alors que les deux machines-outils sont équipées de transmission par vis. Finalement, la comparaison des performances dans l'espace opérationnel des deux

machines-outils fait ressortir un gain cinématique peu élevé ( $\times 1,5$  en vitesse et accélération et  $\times 2$  en jerk) pour la PCI Tripteor 8 (Tableau 1-1).

Par ailleurs, les structures parallèles rendent possible l'utilisation d'architectures à tête orientable (Figure 1-10b) tout en conservant une rigidité satisfaisante [Weck02a]. A l'inverse, les structures sérielles font appel à des architectures de type plateau-berceau, également appelées à table tilting (Figure 1-10a) lorsqu'une rigidité importante est exigée. Dans ce cas, deux chaînes cinématiques distinctes séparent l'empilage des composants. Les architectures à tête orientable orientent la broche pour un mouvement d'orientation de l'axe d'outil, alors que les architectures à table tilting entraînent la table en mouvement.



Figure 1-10 : Architecture de machine-outil à table tilting et à tête orientable

Finalement, les machines parallèles à tête orientable, soit par un poignet (pour la PCI Tripteor 8, Figure 1-11a), soit par un couplage des axes en translation (pour l'Ecospeed de DS Technologie, Figure 1-11b), procurent des capacités dynamiques en orientation plus élevées car les masses en mouvement sont moins importantes pour une même rigidité [Bohez02].

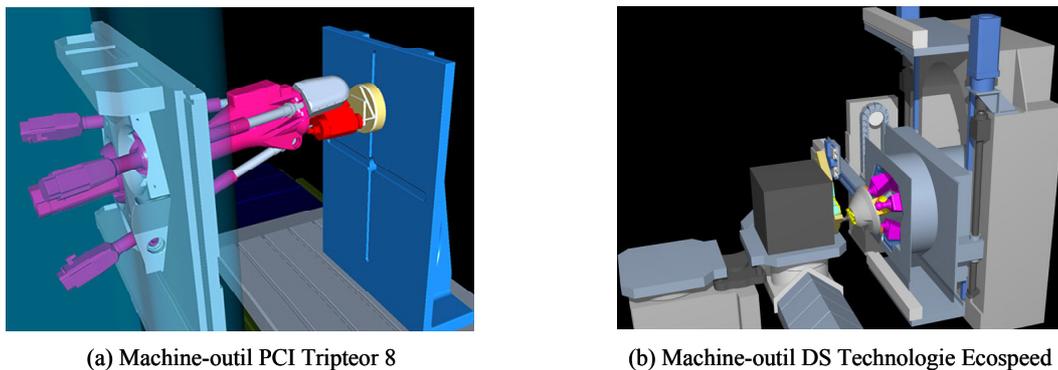


Figure 1-11 : Structures de machines-outils hybrides

Enfin, certaines machines-outils sérielles sont équipées de moteurs linéaires pour les axes de translation et de moteurs couples pour les axes rotatifs. Cette technologie de motorisation plus récente simplifie le nombre de composants mécaniques en mouvement et améliore la rigidité des axes grâce à une

mesure de position directement réalisée sur le moteur. Elle permet ainsi d'atteindre des vitesses et surtout des accélérations beaucoup plus importantes tout en conservant une durée de vie de la transmission compatible avec les cadences d'un atelier de production. Comme le montrent les données du Tableau 1-1, la DMG DMU70 Evo Linear équipée de cette technologie propose des performances cinématiques équivalentes, voire supérieures à celles des machines parallèles ( $\times 1,5$  pour la vitesse et pour l'accélération et similaire pour le jerk). Cependant, cette technologie nécessite une phase très complexe de réglage de la commande des axes qui devient quasiment impossible pour les machines parallèles qui possèdent un comportement mécanique complexe et variable dans leur espace de travail [Gomand08]. C'est pourquoi très peu de machines à structure parallèle industrialisées sont équipées de moteurs linéaires.

Ainsi, les gains dynamiques des machines-outils à structure parallèle ne sont pas à l'heure actuelle aussi marqués qu'en robotique. Ce résultat est en partie lié aux efforts induits par le procédé d'usinage qui nécessitent une rigidité plus importante au niveau de l'effecteur de façon à respecter les contraintes de qualité de la pièce usinée. Cependant, à technologie d'axe similaire, les capacités cinématiques des machines-outils à structure parallèle sont supérieures à celles des machines-outils à structure sérielle. Malheureusement, ce gain n'est pas constant dans tout l'espace de travail et est par conséquent bien souvent inférieur au gain maximum annoncé par les constructeurs.

La comparaison des performances des machines-outils à structure sérielle et parallèle peut être complétée par une étude comparative de l'usinage d'une pièce sur les deux catégories de machines-outils.

### 3.3. Comparaison par analyse d'une pièce usinée

L'usinage d'une pièce permet de comparer les performances des différents types de structure par rapport à leur fonction principale. Cependant, selon la nature de la surface usinée, les performances de chaque machine évoluent. Ainsi, Geldart compare les deux types de structure en usinant une pièce standard utilisée pour le contrôle de réception de machines-outils [Geldart03]. Cette pièce comprend des surfaces élémentaires usinées par contournage et surfaçage. Terrier préfère confronter ces deux types de structures dans le cas de l'usinage de formes complexes [Terrier04]. Finalement, Hertel utilise directement comme support une pièce industrielle du secteur automobile pour mener ses comparaisons [Hertel02].

#### 3.3.1. Utilisation d'une pièce standard

Geldart choisit de comparer trois machines-outils (une machine à structure parallèle à 6 axes, deux machines à structure sérielle à 5 axes et 3 axes) à l'aide de la pièce ISO 10791-7 réalisée avec deux nuances d'acier ayant des duretés différentes (Figure 1-12) [Geldart03]. Cette pièce est utilisée pour les

contrôles de machines-outils. A l'issue de l'usinage de cette pièce, l'état de surface finie et la précision géométrique sont observés.

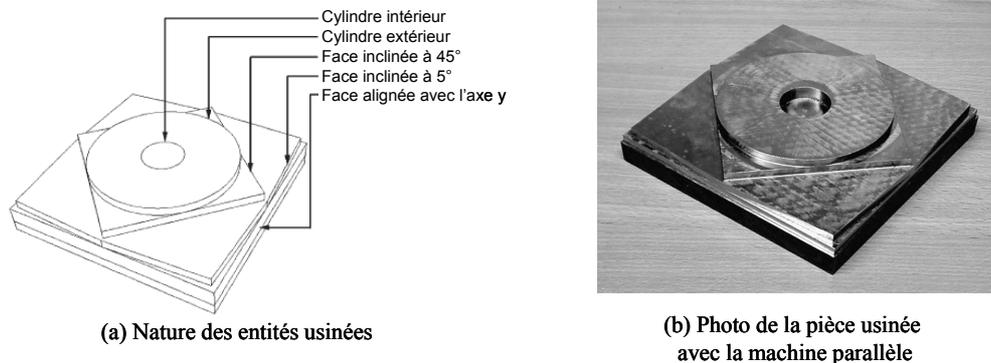


Figure 1-12 : Pièce test ISO 10791-7[Geldart03]

L'usinage de cette pièce avec trois matériaux différents permet de solliciter la structure avec des efforts d'usinage différents et permet ainsi de qualifier la rigidité de la structure de la machine-outil. De plus, cette pièce possède des entités géométriques diverses qui permettent d'observer le comportement de la machine-outil pour différents types de difficultés de calcul et d'exécution de la commande des axes [Duc98] :

- déplacement sur un seul axe ;
- interpolation linéaire sur deux axes avec des consignes de déplacement égales ;
- interpolation linéaire sur deux axes avec une consigne de déplacement plus grande sur un axe ;
- interpolation circulaire.

Toutefois, ces différents types de difficultés du traitement à effectuer par le Directeur de Commande Numérique (DCN) n'apparaissent plus pour une structure parallèle où le simple fait d'usiner une ligne droite nécessite une commande complexe synchronisant le mouvement de l'ensemble des axes motorisés.

Geldart compare uniquement les performances dynamiques et géométriques des machines-outils en contrôlant sur les pièces usinées des écarts de forme et de position des entités (perpendicularité, circularité, rectitude, planéité) et en mesurant l'état de surface obtenu. Geldart en conclut que la machine parallèle fait apparaître des défauts de circularité, de perpendicularité et de concentricité similaires à ceux obtenus avec les deux machines sérielles. Cependant la machine-outil à structure parallèle procure une erreur de rectitude et de planéité plus importante, se traduisant par des écarts (défaut moyen de 0,05 mm contre 0,02 mm pour la moins bonne des deux machines sérielles). Ce résultat confirme l'aptitude inférieure des machines-outils à structure parallèle à usiner des entités élémentaires de type droite et plan, en raison d'une commande de déplacement de l'outil beaucoup plus complexe que pour les machines-outils à structure sérielle.

Par ailleurs, la structure de la machine parallèle semble être plus sensible aux sollicitations vibratoires en faisant apparaître une rugosité mesurée deux fois plus importante que sur les pièces usinées avec les machines sérielles. Ce résultat est lié à la valeur du 1<sup>er</sup> mode propre de la structure qui est inférieur pour la machine-outil à structure parallèle.

Enfin, la variation d'efforts provoquée par le changement de matériau usiné ne laisse apparaître aucune évolution des défauts. Il aurait été intéressant de mener des essais comparatifs avec des matériaux de natures différentes induisant des différences de pression spécifique de coupe  $K_c$  (variation du simple au double entre un aluminium et un acier standard) pour observer l'évolution du comportement élastique de la structure parallèle.

### 3.3.2. Cas de l'usinage de formes complexes

Terrier qualifie différentes machines-outils (deux machines à structure pleinement parallèle, deux machines à structure hybride, et quatre machines à structure sérielle) à l'aide d'une pièce test composée de quatre formes complexes qui reprennent les principaux types de formes complexes rencontrés sur les géométries de moules ou de matrices (Figure 1-13) [Terrier04]. Les critères retenus pour l'observation des performances sont : la précision, le temps d'usinage et le rapport entre les deux, appelé productivité.

L'usinage de cette pièce test permet par l'analyse de la précision et du temps d'usinage de prendre en compte à la fois l'influence de la structure et celle des paramètres de la commande numérique. Pour cela, la pièce usinée possède des géométries différentes qui permettent de solliciter la machine-outil à différentes intensités avec des degrés de continuité de la trajectoire différents (continuité en tangence ou en courbure) et avec plusieurs modes d'interpolation (linéaire, circulaire et polynomiale).

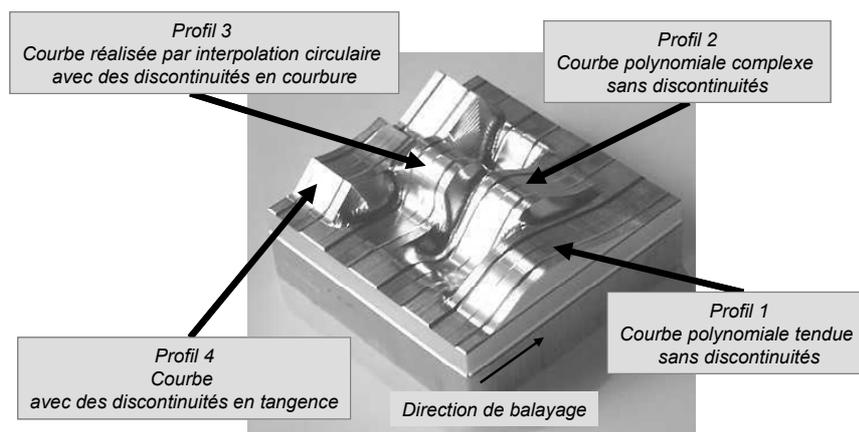


Figure 1-13 : Pièce test à 4 profils [Terrier04]

Cependant les résultats obtenus par Terrier ne sont pas vraiment représentatifs d'une analyse de l'influence de la structure. En effet, les conditions de coupe retenues pour les essais (profondeur de passe  $a_p = 0,5$  mm et vitesse d'avance  $V_f = 2000$  mm/min) ne sont pas représentatives de l'UGV [Tournier10].

Par conséquent, elles conduisent à une faible sollicitation de la structure, aussi bien en termes d'accélération que d'effort de coupe. Pour ces conditions particulières, les machines à structure parallèle respectent la qualité de la pièce qualifiée par la valeur maximale de l'erreur au contour de la trajectoire d'usinage, et présentent des temps d'usinage légèrement inférieurs à ceux obtenus avec les machines à structure sérielle [Terrier04].

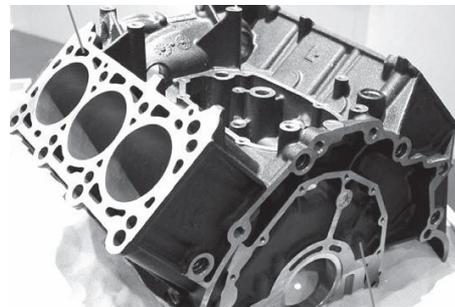
Durant ces essais, seule l'influence des paramètres de la commande numérique et du format des trajectoires est observée. Ainsi, l'analyse montre que l'option d'anticipation au niveau de la commande des axes permet d'accroître la productivité, tandis que le format B-spline de description des trajectoires diminue les erreurs de pose de l'outil.

### 3.3.3. Cas de l'usinage de pièces automobiles

Hertel retient des pièces automobiles industrialisées comme pièces de test pour établir ses comparaisons de performances entre machines-outils à structure parallèle et structure sérielle [Hertel02]. Il en existe deux grandes catégories. La première est constituée de pièces de formes complexes telles que des matrices ou des moules, usinées principalement avec des opérations de fraisage (Figure 1-14a). La deuxième catégorie réunit les pièces préformées proches de leur forme finale et qui nécessitent particulièrement des opérations de perçage (Figure 1-14b).



(a) Groupe 1 : Outillages pour moulage, matricage



(b) Groupe 2 : reprises d'usinage de pièces préformées

Figure 1-14 : Pièces automobiles étudiées par Hertel

Hertel s'intéresse alors à l'observation du temps d'usinage et de la qualité dimensionnelle. Hertel affirme que la machine doit être réglée en adoptant un compromis entre une dynamique des axes élevée et une précision en suivi de trajectoire, qui sont deux paramètres opposés, pour satisfaire ces deux critères. Cela se traduit pour les machines-outils à structure parallèle qui possèdent une précision plus faible que les machines à structure sérielle, par une utilisation moins dynamique. Cependant, cette affirmation reste qualitative : aucune méthode de réglage des paramètres dynamiques n'est proposée par Hertel.

### 3.4. Bilan des études comparatives

Les études comparatives présentées dans les paragraphes précédents illustrent les difficultés à établir un bilan comparatif concis des performances réelles offertes par les machines-outils à structure parallèle.

Les études théoriques, principalement basées sur des critères de rigidité et de capacité d'accélération reposent sur des modèles simplifiés et des hypothèses fortes (identification du modèle géométrique parfait, effet de pesanteur négligeable). De même, les performances d'une machine à structure parallèle varient à l'intérieur de l'espace de travail, ainsi que d'une structure à l'autre. Une simple comparaison de ces performances est difficile et doit être effectuée avec certaines précautions [Weck02a].

Les études expérimentales, basées sur des essais comparatifs d'usinage de pièces tests, ne rendent également pas compte du comportement variable des machines-outils à structure parallèle. De plus, il s'agit, le plus souvent, de la comparaison entre deux machines-outils, qui diffèrent de par leur structure, leur conception (nombre d'axes, vétusté), la technologie de motorisation des axes, la taille de leur espace de travail, le DCN utilisé et les options associées, etc. Par conséquent, les différences de performances analysées durant les essais ne traduisent pas uniquement l'influence de la structure de la machine, mais englobent l'ensemble des points cités précédemment.

Enfin, les constructeurs se basent le plus souvent sur les études théoriques ou des caractérisations locales pour annoncer les performances des machines-outils à structure parallèle. Les résultats mettent en valeur les performances maximales atteignables localement dans l'espace de travail opérationnel mais ne reflètent pas les véritables performances disponibles lors d'usinages de pièces occupant un volume conséquent.

Il faut donc retenir que toutes les comparaisons aussi bien théoriques qu'expérimentales, sont valables pour des cas particuliers qui ne sont pas toujours généralisables [Terrier04]. Nous proposons tout de même de reprendre les caractéristiques collectées par Weck sur 46 machines-outils à structure parallèle différentes auprès de fabricants et utilisateurs [Weck02a]. Ces données permettent de dresser un bilan qualitatif des principaux avantages et inconvénients qui se dégagent face à l'analyse et l'utilisation des machines-outils à structure parallèle qui existent actuellement. Ainsi cette étude fait ressortir les avantages suivants :

- grande rigidité offerte par la chaîne cinématique parallèle ;
- jambes principalement sollicitées en traction-compression ;
- grandes capacités dynamiques dues à des masses en mouvement moins importantes ;
- mouvements d'orientation de l'outil plus rapides dus au couplage du mouvement des axes ;

- conception modulaire et utilisant plusieurs composants identiques ;

Cette étude fait également apparaître un certain nombre d'inconvénients :

- commande de déplacement plus complexe ;
- accessibilité et dextérité limitées ;
- espace de travail opérationnel limité par rapport à l'encombrement global ;
- comportement sensible aux effets thermiques ;
- performances variables dans l'espace de travail ;

A l'issue de ce bilan, Weck précise que certains avantages et inconvénients listés sont uniquement attribués à des architectures parallèles spécifiques. Ainsi Weck conclut qu'il faut être capable de choisir la meilleure géométrie de la structure du mécanisme de la machine-outil en fonction de l'opération à réaliser. Finalement, une machine-outil à structure parallèle est le plus souvent développée pour une application spécifique et non pour un très large domaine d'emploi.

Ce bilan a cependant encouragé un certain nombre de concepteurs de machines-outils à structure parallèle à optimiser leurs architectures, selon des critères associés au type d'opérations d'usinage considéré.

## **4. Evolution de la conception des machines-outils à structure parallèle**

Face au bilan établi au sujet des performances à l'emploi des premières machines-outils à structure parallèle industrialisées, les constructeurs ont proposé des évolutions au niveau de la géométrie des mécanismes parallèles utilisés. Ces améliorations se traduisent par le développement de structures innovantes, souvent dédiées à une application spécifique pour laquelle les performances sont estimées dès la phase de conception grâce à des critères préalablement définis.

### **4.1. Critères de performances utilisés en conception**

Les performances des machines-outils en termes d'accessibilité, capacité dynamique, précision et rigidité, peuvent être prises en compte dès la conception. Ainsi, plusieurs auteurs ont mis en place des critères d'évaluation des performances visant à optimiser les manipulateurs parallèles dédiés au processus d'usinage.

#### *4.1.1. Espace de travail*

L'espace de travail accessible par l'outil est une caractéristique importante qu'il est nécessaire d'optimiser en fonction de l'application d'usinage considérée. En effet, le secteur aéronautique requiert

un espace de travail de grande dimension avec de faibles variations de l'orientation de l'outil, tandis que le secteur automobile requiert souvent une accessibilité suivant cinq faces de la pièce usinée.

L'espace de travail géométrique représente l'ensemble des poses pouvant être atteintes par l'effecteur en respectant les contraintes géométriques. Ces contraintes représentent les butées physiques telles que la course des jambes, le débattement angulaire maximum des liaisons rotules, ou les interférences entre les jambes [Wang01]. Des critères liés à ces caractéristiques sont définis dans la littérature afin de rendre compte des contraintes de production dès la phase de conception de la machine.

Merlet propose ainsi différents indices caractérisant l'espace de travail qui permettent de dissocier les contraintes de positionnement et d'orientation de l'outil par rapport à la pièce [Merlet98]. Ainsi, deux indices définissent la taille maximale de l'espace de travail pour une orientation de l'effecteur fixée, ou appartenant à une plage prédéfinie. Un autre indice correspond à la plage maximale de variation de l'orientation de l'effecteur pour une taille d'espace de travail minimum imposée.

Un autre critère est le ratio espace de travail / volume d'encombrement de la machine [Chen04]. Ce critère permet de considérer à la fois la capacité d'une machine-outil à usiner des pièces de dimensions données, mais également son encombrement dans un atelier. Toujours dans un intérêt économique, Bohez introduit des critères qui visent à quantifier le taux d'utilisation de la globalité de l'espace de travail disponible sur une machine-outil [Bohez02]. Pour définir ces facteurs, Bohez étudie la taille de l'espace de travail dans lequel l'outil peut entrer en collision avec la pièce.

Les critères relatifs à l'espace de travail permettent d'étudier la faisabilité des mouvements de l'outil sans atteindre la fin de course d'un axe, mais n'ont pas la capacité à évaluer la rapidité de ces mouvements. L'analyse de la rapidité se réalise à l'aide d'un critère de dextérité.

#### 4.1.2. Dextérité

Etymologiquement, dextérité signifie « agilité de la main ». Appliquée aux mécanismes, cette notation est définie comme l'aptitude de l'organe terminal à effectuer facilement de petits déplacements arbitraires dans les directions autour d'un point de travail considéré. Les concepteurs de robots distinguent trois critères principaux pour évaluer la dextérité d'un mécanisme. Ils sont basés sur la matrice jacobienne  $\mathbf{J}$  du mécanisme qui relie les composantes de vitesse de l'effecteur dans l'espace cartésien  $\dot{\mathbf{x}}$  (vitesses opérationnelles) aux vitesses des axes de déplacement  $\dot{\mathbf{q}}$  (vitesses articulaires) [Merlet97] :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{J}\dot{\mathbf{q}} \tag{1.5}$$

Pour un domaine de vitesses articulaires  $\dot{\mathbf{q}}$  défini par la sphère unité  $\|\dot{\mathbf{q}}\| \leq 1$ , le domaine des vitesses opérationnelles réalisables est caractérisé par un ellipsoïde défini par [Merlet97] :

$$\dot{\mathbf{x}}^T (\mathbf{J}\mathbf{J}^T)^{-1} \dot{\mathbf{x}} \leq 1 \quad (1.6)$$

Les axes principaux de l'ellipsoïde des vitesses opérationnelles, encore appelé ellipsoïde de manipulabilité  $E_m$  sont donc définis par les vecteurs propres  $\mathbf{e}_i$  de  $(\mathbf{J}\mathbf{J}^T)^{-1}$ , et les longueurs des demi-axes par les valeurs singulières  $\sigma_i$  de la matrice  $\mathbf{J}\mathbf{J}^T$  (Figure 1-15). La dextérité peut alors être évaluée par la valeur de la plus petite valeur propre  $\min(\sigma_i)$ , par l'indice d'isotropie donné par le conditionnement de la matrice jacobienne  $\max(\sigma_i)/\min(\sigma_i)$  ou par un indice de manipulabilité  $w$  correspondant au volume contenu dans  $E_m$  [Merlet 97] :

$$w = \sqrt{\det(\mathbf{J}\mathbf{J}^T)} \quad (1.7)$$

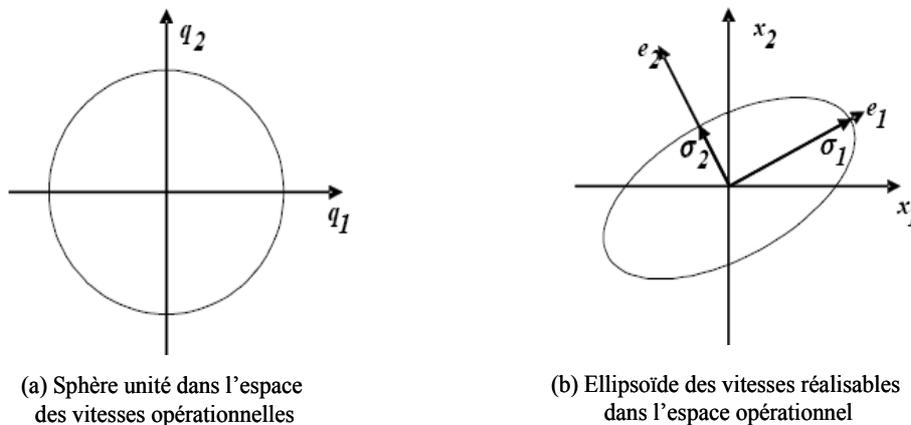


Figure 1-15 : Correspondance entre vitesses articulaires et opérationnelles [Robin07b]

La précision de la pose de l'outil dans l'espace opérationnel est également un critère de performance de la machine d'usinage.

#### 4.1.3. Précision

La commande des machines-outils à structure parallèle passe par l'utilisation des modèles géométriques et cinématiques inverses. Ces modèles permettent de définir les positions et les vitesses articulaires en fonction des positions et vitesses opérationnelles. Ainsi, la précision de pose de l'effecteur est souvent associée aux erreurs de transformation inverse.

En effet, la construction du Modèle Géométrique Inverse (MGI) de certaines machines-outils à structure parallèle est une opération complexe [Merlet97] [Terrier05] [Putchler06]. Le plus souvent, la résolution du système d'équation reliant les coordonnées articulaires aux coordonnées opérationnelles fait appel à des algorithmes de résolution numérique suffisamment robustes pour converger vers la solution en un temps suffisamment court pour être effectué en temps réel par le DCN.

Une autre difficulté réside dans la définition des paramètres géométriques du MGI permettant d'assurer une précision suffisante pour des applications d'usinage (de l'ordre de 10  $\mu\text{m}$ ). Plusieurs auteurs s'intéressent à l'amélioration de la modélisation géométrique de la machine-outil ou encore au choix de paramètres géométriques pertinents à partir de l'analyse de sensibilité du MGI [Chanal09]. La recherche des paramètres influents du modèle et leur identification à partir de la machine réelle sont essentielles pour minimiser les erreurs de transformation inverse et par la suite les défauts de pose de l'outil. Les méthodes d'identification consistent à déterminer les valeurs optimales des paramètres qui minimisent les écarts entre la position théorique et la position réelle de l'outil pour une série de poses dans l'espace opérationnel. Pour cela, il existe plusieurs solutions permettant de mesurer la position réelle de l'outil :

- utilisation d'un système de mesure mécanique externe [Martinez04] ;
- mesure par vision de la pose de l'effecteur [Renaud06] ;
- mesure directe d'une pièce usinée [Pritschow02] [Chanal07] ;
- auto-étalonnage pour les mécanismes réversibles : possibilité de mesurer la position des axes motorisés qui prennent un rôle passif en imposant un mouvement de référence sur l'effecteur [Abtahi09].

Les erreurs de transformation inverse ne sont pas les seules sources d'erreur de pose de l'outil liées au comportement des structures parallèles. Des déformations élastiques peuvent également contribuer à une perte de précision.

#### 4.1.4. *Rigidité statique et dynamique*

Les déformations de la structure qui se répercutent sur la position de l'outil dans l'espace opérationnel sont dues à :

- des sollicitations statiques (poids propre de la structure, chargements thermiques), difficilement compensables par la commande car elles se traduisent par un comportement anisotrope au niveau de la structure ;
- des sollicitations dynamiques (efforts dus au procédé d'usinage, aux efforts d'inertie). Dans le cas de l'UGV, ces sollicitations engendrent des phénomènes dynamiques plus influents sur la précision de pose de l'outil que ceux observés en usinage conventionnel à cause des vitesses d'avance plus élevées et des faibles inerties rencontrées [Weck02] [Tournier10]. Finalement, des déformations non négligeables des jambes et des liaisons de la structure peuvent apparaître et se répercuter sur la position réelle de l'outil (écart de 15  $\mu\text{m}$  pour la PCI Tripteor X7 pour des valeurs maximales des paramètres dynamiques) [Bonnemains09b]. Le premier mode propre de la structure, peut également être atteint par les fréquences excitatrices générées au cours de l'usinage [Bouzgarrou01].

Les concepteurs de machines-outils à structure parallèle étudient ainsi la rigidité et la valeur du premier mode propre de la structure ramenées au niveau de l'effecteur afin d'optimiser leurs comportements statique et dynamique qui influencent la qualité d'usinage. Cette étude peut être réalisée en utilisant un Modèle Éléments Finis (MEF) de la structure qui nécessite la connaissance exacte de la géométrie et des caractéristiques des éléments et qui requiert des temps de calcul importants pour aboutir à des résultats précis [Bouzgarrou01]. D'autres méthodes privilégient l'utilisation de modèles de type Résistance des Matériaux (RdM), moins précis, mais plus rapides à mettre en œuvre dans le cadre d'une optimisation des paramètres structuraux [Chanal06a]. Enfin, Bi et Bonnemains retiennent un calcul analytique basé sur une étude énergétique qui offre un compromis satisfaisant entre précision et temps des calculs et aboutit à un modèle « fonctionnel » pour l'optimisation de la structure [Bi07a] [Bonnemains09a]. Bonnemains affirme ainsi obtenir un modèle mettant en évidence les tendances des défauts de pose d'outil le long d'une trajectoire de contournage de 400 mm de longueur, avec un temps de calcul de 7 heures contre plusieurs jours pour un MEF.

#### 4.1.5. Bilan

A partir de ces différents critères de performance présentés précédemment, il est possible d'optimiser une structure de machine-outil en modifiant la géométrie globale de la structure, les paramètres structuraux du mécanisme (la longueur des jambes, la distance entre les liaisons, etc.), et la forme et la taille des composants de la machine [Liu07] [Glavonjic08]. Le paragraphe suivant expose plusieurs voies d'évolution de la conception des machines-outils à structure parallèle qui permettent d'améliorer les performances les plus pénalisantes par rapport aux performances des machines-outils à structure sérielle.

## 4.2. Conception de nouvelles structures

Les premières constatations établies par Weck (§ 3.4), issues de l'étude et l'utilisation des différentes machines-outils à structure parallèle, ont amené les constructeurs à développer de nouvelles structures. Ces dernières permettent d'améliorer leurs performances en termes d'accessibilité, de précision ou de rigidité sans pénaliser leurs capacités dynamiques.

#### 4.2.1. Structures améliorant l'accessibilité

Sur les structures de machines-outils pleinement parallèles et hybrides, la plage d'orientation de l'outil par rapport à la pièce est souvent limitée par l'encombrement des liaisons entre les jambes et les plates-formes fixe et mobile [Pritschow00]. En effet, l'augmentation de la rigidité de ces liaisons permet d'obtenir une rigidité satisfaisante au niveau de l'effecteur pour des applications d'usinage mais accroît

également leur encombrement, ce qui limite par conséquent leur plage d'utilisation angulaire à 30° environ.

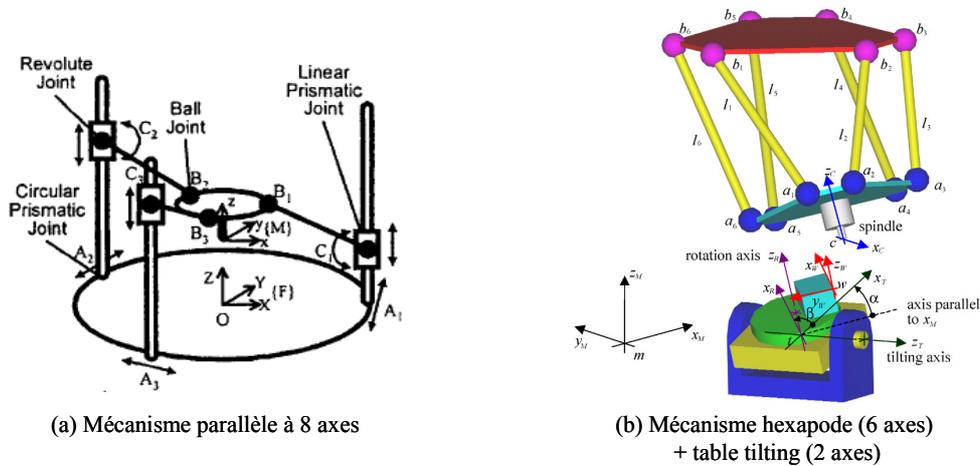


Figure 1-16 : Mécanismes à axes redondants améliorant l'accessibilité [Kim99] [Harib07]

Pour améliorer l'orientation maximale de l'axe d'outil par rapport à la pièce, certains auteurs proposent l'utilisation de redondances cinématiques [Kim99] [Harib07]. Ainsi, Kim développe une nouvelle structure pleinement parallèle à 8 axes permettant l'accès de l'outil aux 5 faces d'une pièce parallélépipédique (Figure 1-16a) [Kim99]. Kim affirme que cette structure permet d'optimiser l'accessibilité de l'outil tout en préservant une rigidité supérieure à celle des structures hybrides. Cependant Harib qualifie les structures pleinement parallèles à axes redondants comme possédant une cinématique trop complexe qui est à l'origine de la dégradation de précision de pose de l'effecteur [Harib07].

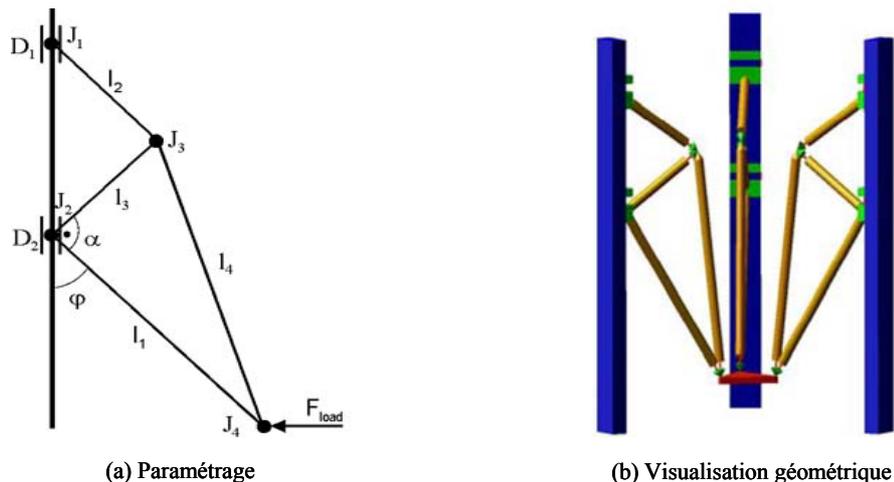


Figure 1-17 : Mécanismes parallèles de type « lambda » [Neugebauer02]

Harib utilise un mécanisme parallèle Hexapode à 6 axes pour le déplacement de l'outil, auquel il ajoute un mécanisme sériel de type table tilting à 2 axes rotatifs pour améliorer l'espace de travail de la

machine-outil (Figure 1-16b). La structure hybride obtenue permet ainsi d'obtenir un espace de travail optimal avec un compromis intéressant entre une structure pleinement parallèle à axes redondants comme proposée par Kim, et une structure hybride procurant une rigidité trop faible [Harib07].

Pritschow et Neugebauer ne retiennent pas l'utilisation d'axes redondants qui compliquent la transformation géométrique et pénalisent la précision mais développent des structures *lambda* qui, pour un même nombre d'axes, procurent une accessibilité plus importante que les structures *Hexapode* ou *Glide* (Figure 1-17). Les auteurs affirment que les structures développées permettent une sollicitation en flexion réduite des jambes [Pritschow00] [Neugebauer02]. Cependant, ces structures sont composées de liaisons peu rigides (liaisons sphériques, liaisons cardans) qui provoquent une dégradation du comportement statique et dynamique de la structure dans le cas de l'usinage [Cobet02].

Les solutions développées pour améliorer l'espace de travail utilisent une commande de déplacement plus complexe et un nombre important de liaisons peu rigides qui pénalisent la rigidité et la précision de pose au niveau de l'effecteur. Ainsi, d'autres travaux visent à améliorer la précision et la rigidité équivalente au niveau de l'effecteur.

#### 4.2.2. Structures améliorant la précision

Le manque de précision des machines-outils à structure parallèle est en partie dû à la mesure indirecte de la position réelle de l'outil. Elle ne prend pas en compte la déformation élastique des éléments provoquée par le chargement statique et dynamique, ainsi qu'une partie des paramètres géométriques utilisés pour le calcul de transformation inverse et dont l'identification est source d'erreurs [Pritschow00].

Certains travaux proposent d'utiliser une redondance de mesure de la pose de l'outil. Ainsi, Corbel propose par exemple de mesurer la pose de l'outil à partir d'un système de mesure redondant qui ne transmet aucun effort. Cette méthode est développée pour mesurer la pose de l'effecteur d'un robot *Delta* linéaire à l'aide d'une plate-forme de Gough-Stewart « passive » (Figure 1-18b) [Corbel09]. La position de l'outil peut être corrigée en temps réel à partir des données issues du système de mesure.

Cependant, la précision du système de mesure redondant dépend directement des erreurs de transformation du modèle associé. Ainsi, Hsu préconise l'emploi d'une structure redondante sérielle, qui possède un modèle géométrique très simple (Figure 1-18a) [Hsu04]. La précision de la mesure redondante s'en trouve améliorée car l'incertitude liée aux erreurs d'identification des paramètres géométriques disparaît. La masse de ce système embarqué pénalise cependant considérablement la dynamique du robot.

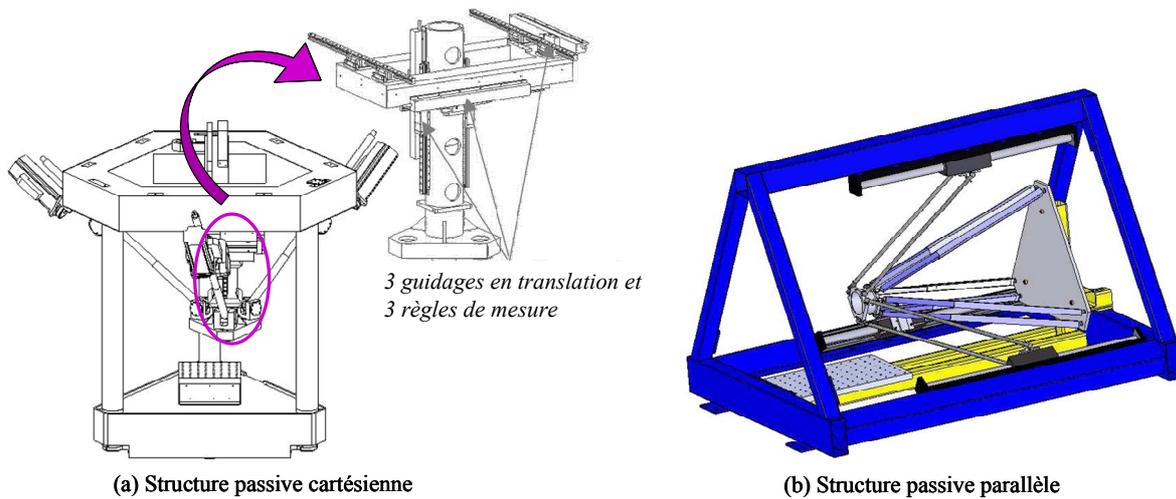


Figure 1-18 : Utilisation d'un moyen de mesure passif [Hsu04] [Corbel09]

Les systèmes de mesure externe peuvent devenir encombrants et limiter l'espace de travail. Ainsi, dans le cas de la structure hybride Tricept, la redondance de mesure est partielle et est assurée par une jambe centrale dite passive (Figure 1-19) [Neumann02].

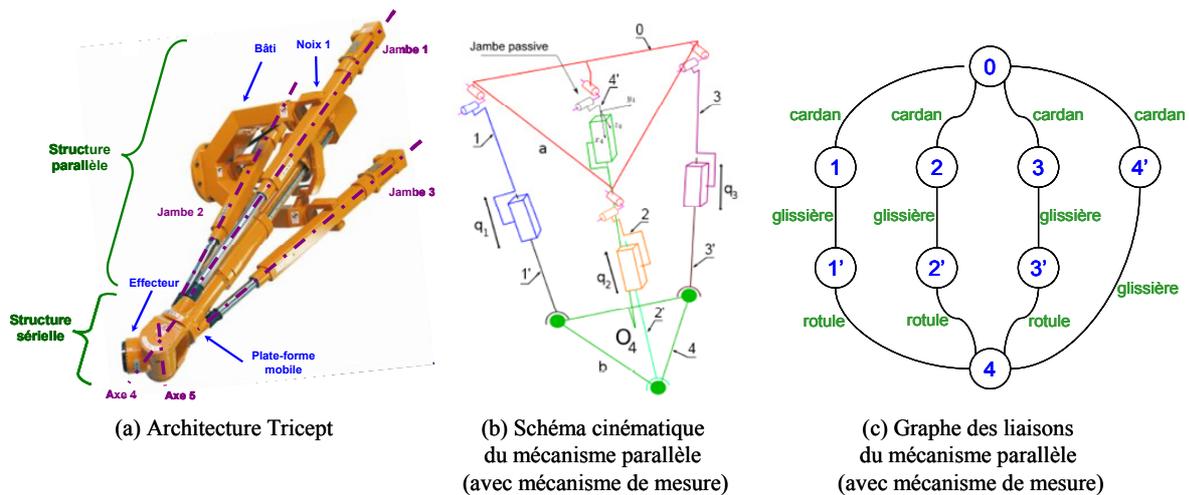


Figure 1-19 : Structure hybride Tricept

Sur la structure hybride Exechon (Figure 1-20), des codeurs sont ajoutés dans les liaisons pivots entre les jambes et la plate-forme mobile, qui sont des liaisons passives [Neumann06]. Cependant la résolution des codeurs étant inférieure à celle des règles de mesure installées sur les jambes, l'exactitude de la mesure redondante s'en trouve diminuée.

Pour améliorer la rigidité au niveau de l'effecteur qui est un point faible des machines-outils à structure hybride, Neumann a développé une nouvelle structure appelée Exechon [Neumann06]. L'Exechon possède une architecture hybride proche de celle du Tricept avec l'assemblage d'un mécanisme parallèle à trois axes de translation et d'un poignet sériel à deux axes de rotation (Figure 1-19a et Figure 1-20a). Le poignet sériel est structurellement identique pour le Tricept et l'Exechon, seul le mécanisme parallèle diffère.

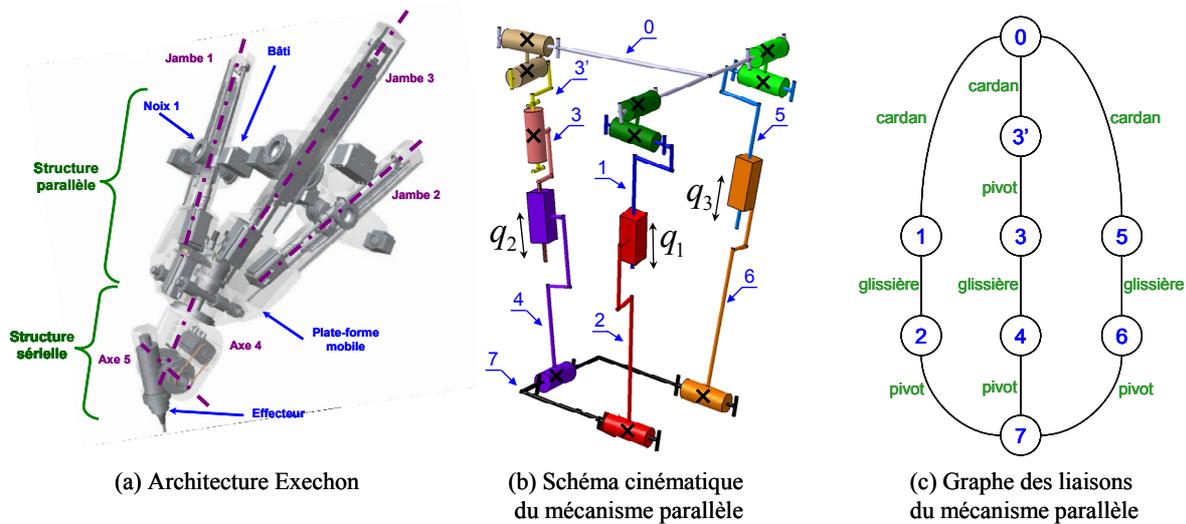


Figure 1-20 : Structure hybride Exechon

#### 4.2.3. Structures améliorant la rigidité : la structure Exechon

La principale différence concerne la jambe dite passive qui n'est pas conservée sur l'Exechon. Pour cela, les liaisons rotules entre les jambes et la plate-forme mobile sont remplacées par des liaisons pivots. Les liaisons entre les jambes et la plate-forme fixe sont toujours des liaisons cardans, sauf pour la jambe 2 qui possède un degré de liberté en rotation supplémentaire par l'ajout d'une liaison pivot selon l'axe de la jambe (Figure 1-20b et Figure 1-20c).

Ces choix de liaisons s'expliquent par la recherche d'une plus grande rigidité par rapport à l'architecture Tricept. En effet, les liaisons rotules, même préchargées, sont moins rigides et se détériorent plus rapidement que des liaisons pivots par roulement [Neumann06].

Autre changement important, le modèle cinématique de l'ensemble parallèle est hyperstatique. D'après Gogu, le degré d'hyperstaticité d'un mécanisme est donné par la différence entre le nombre maximal de paramètres cinématiques de liaisons qui peuvent perdre leur indépendance lors de la fermeture des boucles cinématiques et le nombre de paramètres cinématiques des liaisons qui perdent réellement leur indépendance lors de la fermeture des boucles cinématiques [Gogu05]. Le degré d'hyperstaticité d'un robot parallèle est donné par :

$$N = 6(k-1) - \sum_{i=1}^k S_{Ai} + S_{n/1}^C \quad (1.8)$$

où  $k$  est le nombre de jambes,  $S_{Ai}$  est la connectivité de la plate-forme en ne considérant que la jambe  $i$ , et  $S_{n/1}^C$  est la connectivité de la plate-forme en considérant le mécanisme complet.

Dans notre cas, pour l'ensemble parallèle :

$$- \quad k = 3, S_{A1} = S_{A3} = 4 \text{ et } S_{A2} = 5, \text{ donc } \sum_{i=1}^k S_{Ai} = 13$$

–  $S_{n/1}^C = 3$

D'où  $N = 2$ , l'ensemble parallèle du mécanisme Exechon est donc hyperstatique de degré 2. Peu de structures parallèles possèdent cette particularité qui a une influence sur le comportement mécanique de la machine-outil, puisque les jambes ne sont plus simplement sollicitées en traction compression [Bonnemains09b].

Bonnemains propose d'analyser l'amélioration de la rigidité procurée par la structure Exechon par rapport à la structure Tricept à l'aide d'un modèle analytique de comportement statique [Bonnemains09b]. Ce modèle est basé sur une étude énergétique qui prend en compte à la fois la rigidité des jambes et des liaisons [Bonnemains08]. L'architecture Exechon offre ainsi un gain de rigidité  $K_{xx}$  (rigidité mesurée suivant la direction x pour un effort exercé suivant x) dans l'espace de travail étudié  $\times 1,4$  en moyenne et  $\times 2$  dans le cas le plus favorable (Figure 1-21).

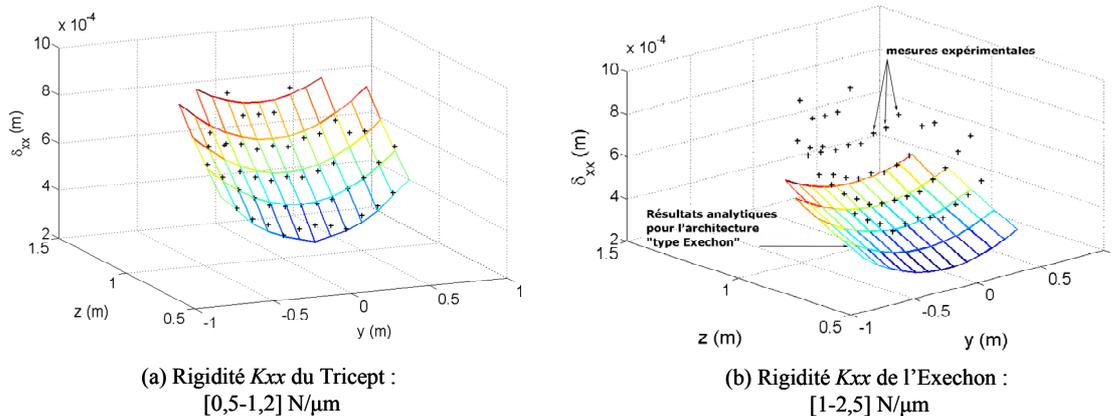


Figure 1-21 : Rigidités  $K_{xx}$  déduites du modèle analytique pour un effort de 450N [Bonnemains09b]

Les paramètres des modèles correspondent aux paramètres des structures équipant des robots industriels, et non des machines-outils, ce qui justifie la faible valeur de rigidité obtenue par rapport à une valeur référence de 50  $\text{N}/\mu\text{m}$  pour une machine-outil à structure sérielle [Chen04]. Bonnemains a alors mesuré expérimentalement la rigidité  $K_{xx}$  détenue par la machine-outil PCI Tripteor X7 dont la structure est basée sur l'architecture Exechon, mais adaptée aux contraintes de l'usinage [Bonnemains09b]. Ainsi, pour cette machine-outil, les liaisons sont plus rigides et les jambes ont une forme mieux adaptée aux sollicitations en flexion.

Les résultats expérimentaux illustrent le comportement mécanique non homogène dans l'espace de travail avec une variation de rigidité entre 10  $\text{N}/\mu\text{m}$  mesurée en bordure de l'espace de travail (position 1 sur la Figure 1-22) et 35  $\text{N}/\mu\text{m}$  mesurée au centre de l'espace de travail (position 2 sur la Figure 1-22).

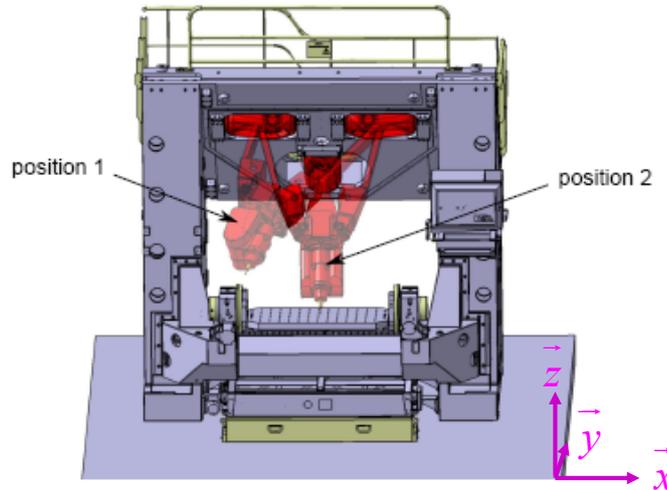


Figure 1-22 : Mesures expérimentales de la rigidité  $K_{xx}$  de la PCI Tripteor X7 [Bonnemains09b]

Par ailleurs, ces résultats montrent que la rigidité de la structure Exechon adaptée pour l'usinage (composants et liaisons plus encombrants) est 10 fois supérieure à la même structure utilisée pour des tâches de robotique industrielle (masse des composants allégée pour améliorer la dynamique). Finalement, la rigidité maximale mesurée au centre de l'espace de travail qui correspond à une configuration couramment retenue sur la PCI Tripteor X7 est proche de la valeur référence de  $50 \text{ N}/\mu\text{m}$ .

#### 4.3. Bilan

Les différentes évolutions de conception des machines-outils à structure parallèle visent à améliorer certaines performances de façon à étendre le domaine d'emploi jusqu'alors limité à des applications spécifiques. Ainsi, il devient intéressant de qualifier les performances des machines-outils à structure parallèle de dernière génération vis-à-vis de la qualité et de la rapidité des opérations effectuées. Cette qualification permettrait de distinguer les applications pour lesquelles leur utilisation est économiquement viable. La qualification de ces performances à l'emploi peut être basée sur la comparaison des performances pour des machines-outils à structure sérielle et parallèle.

### 5. Conclusion

Ce premier chapitre présente l'historique de l'apparition des mécanismes à structure parallèle dans l'industrie. Forts de leur capacité dynamique supérieure à celle des mécanismes sériels, leur développement initial est dédié à des applications de « pick and place », pour lesquelles leur utilisation apporte un gain de productivité tout en procurant une meilleure précision de pose de l'effecteur. Puis les architectures parallèles sont peu à peu apparues dans les ateliers de production pour des tâches à plus forte valeur ajoutée telles que du polissage, de l'ébavurage et de l'usinage, toujours dans une optique de gain de productivité.

Cependant, ces nouvelles applications ont introduit des contraintes modifiant le comportement des machines à structure parallèle. Ces contraintes sont :

- des chargements sur la structure plus importants à cause des efforts résultant du procédé mis en œuvre ;
- une précision nécessaire plus importante ;
- une dextérité accrue.

C'est pourquoi l'essor des mécanismes parallèles dans le domaine de l'usinage n'a pas connu le même succès que celui du domaine de la robotique. Le comportement plus complexe de ces mécanismes amplifie l'antagonisme des principales performances recherchées : accessibilité, précision et rapidité. Ainsi, suivant l'application développée, le bon compromis entre ces trois caractéristiques doit être déterminé, ce qui rend peu perceptibles les réels atouts que possèdent les machines-outils à structure parallèle par rapport aux machines-outils à structure sérielle. En effet, la majorité des travaux visant à explorer les véritables performances des machines-outils à structure parallèle se base sur des études théoriques accompagnées d'hypothèses fortes qui rendent non généralisables les performances mises en évidence. D'autres travaux s'appuient sur des comparaisons expérimentales du comportement des machines-outils à structure parallèle et sérielle mais ne relèvent pas d'une étude isolant le seul comportement de la structure. C'est pourquoi les résultats avancés doivent être complétés.

Face à ce constat nuancé sur l'aptitude à l'emploi des machines-outils à structure parallèle qui freine leur apparition dans les ateliers de production, des concepteurs ont proposé de nouvelles architectures mieux adaptées à l'usinage. Leurs conceptions sont basées sur des critères de performance développés spécifiquement pour les mécanismes parallèles utilisés pour des applications d'usinage. Plusieurs architectures de machines-outils à structure parallèle ont ainsi été développées, comme l'architecture Exechon présentée dans ce chapitre. Ces évolutions peuvent permettre d'envisager l'extension des domaines d'emploi de machines-outils à structure parallèle, domaines jusqu'à présent très restreints.

C'est pourquoi, nous proposons dans le prochain chapitre de développer une étude des performances des machines-outils à structure parallèle de nouvelle génération conçues de telle sorte qu'elles puissent apporter un intérêt économique pour de nouveaux domaines d'application. Ce chapitre est alors consacré à la comparaison des performances où la différence de comportement des structures étudiées peut être identifiée.

## **Chapitre 2 Performances comparées des machines-outils**

*Ce chapitre propose une comparaison des performances à l'emploi entre une machine-outil 5 axes à structure parallèle de nouvelle génération et une machine-outil 5 axes à structure sérielle. Cette étude s'appuie sur des mesures normalisées et des essais d'usinage. Elle a pour objectif de quantifier l'influence de la nature de la structure sur le comportement durant l'usinage de pièces industrielles. Les résultats comparatifs introduisent les deux axes de réflexion développés dans ce mémoire.*

## 1. Introduction

L'analyse de l'influence du type de structure sur les performances à l'emploi des machines-outils qui présente de nombreuses difficultés. En effet, cette analyse est bien souvent basée sur une étude théorique du comportement de la structure d'une machine-outil particulière et s'appuie sur des hypothèses simplificatrices permettant de proposer des modèles de comportement exploitables mais qui rendent les résultats non généralisables [Weck02a]. Une autre voie d'étude s'appuie sur des essais expérimentaux pour lesquels il est difficile d'isoler l'influence de la structure puisque les machines-outils utilisées se différencient également par un autre ensemble de paramètres comme :

- la conception (nombre d'axes) ;
- les motorisations utilisées (nature et performances) ;
- l'espace de travail disponible (course des axes) ;
- la commande (développeur et version de DCN, fonctions d'interpolation et de pilotage des axes associées).

Nous proposons alors dans ce chapitre de comparer les performances d'une machine-outil 5 axes à structure parallèle de nouvelle génération, la PCI Tripteor X7, avec une machine-outil 5 axes à structure sérielle, la Huron KX15. Des essais comparatifs basés sur l'analyse de mesure normalisée par Ballbar<sup>®</sup> et de pièces tests usinées sont mis en place de façon à qualifier les différences de performance directement liées à la structure de la machine-outil utilisée. Les résultats issus de ces essais comparatifs nous amènent à présenter les deux axes de réflexion développés dans ce mémoire.

## 2. Présentation des machines-outils



Figure 2-1 : Machine-outil PCI Tripteor X7

La machine-outil PCI Tripteor X7 met en œuvre le robot Exechon à tête orientable et possède un 6<sup>ème</sup> axe positionné permettant de faire tourner la table et la pièce (Figure 2-1) [Neumann06]. La machine-

outil Huron KX15 est une machine-outil à table tilting de type A-C (Figure 2-2). Ses propriétés de rigidité et de précision la rendent performante pour l'usinage de moules industriels.

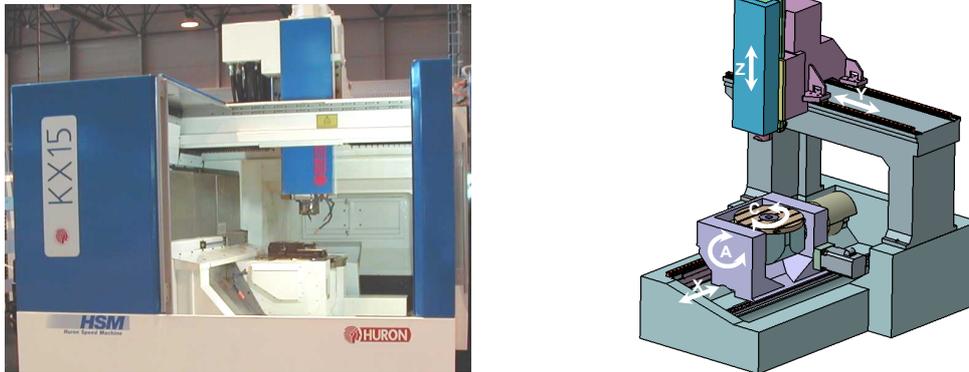


Figure 2-2 : Machine-outil Huron KX15

Les deux machines-outils présentent des caractéristiques similaires au niveau de l'espace de travail opérationnel, du DCN et des performances cinématiques et dynamiques des axes en translation (Tableau 2-1). Ainsi, la différence de performance de l'usinage provient principalement du comportement de la structure de la machine. Toutefois, les performances réduites des axes de rotation de la machine-outil sérielle, liées à son architecture à table tilting, peut également pénaliser la productivité pour des opérations nécessitant des changements d'orientation de l'outil.

	Vitesse maximale		Accélération maximale		Jerk maximal	
	Tripteor X7	KX 15	Tripteor X7	KX 15	Tripteor X7	KX 15
Axes de translation	22 m/min	30 m/min	2,5 m/s <sup>2</sup>	3 m/s <sup>2</sup>	40 m/s <sup>3</sup>	30(X) 50(Y,Z) m/s <sup>3</sup>
Axes de rotation	45 tr/min	20 tr/min	6 tr/s <sup>2</sup>	0,75 tr/s <sup>2</sup>	150 tr/s <sup>3</sup>	140(C) 50(A) tr/s <sup>3</sup>

Tableau 2-1 : Performances des axes des deux machines-outils

Pour qualifier les performances à l'emploi de ces deux machines-outils, nous utilisons deux outils d'analyse standards :

- la mesure par BallBar<sup>®</sup>, qui permet d'isoler le comportement de la machine-outil et de sa commande ;
- la métrologie d'une pièce usinée qui qualifie le résultat global de toute la chaîne du processus de fabrication (depuis la FAO, jusqu'à la mesure de la pièce).

### 3. Analyse issue de mesures normalisées par Ballbar<sup>®</sup>

La mesure par Ballbar<sup>®</sup>, développée par Renishaw, permet de réaliser un contrôle 3D des écarts de trajectoire provoqués par la machine. Pour cela, le système Ballbar<sup>®</sup> mesure les erreurs au contour de la trajectoire réelle de l'outil pour des trajectoires circulaires planes. L'analyse du cercle ainsi obtenu permet

de détecter des erreurs géométriques des axes (perpendicularité, rectitude, etc.), des erreurs de jeu (à l'inversion, latéral, etc.) et des erreurs dynamiques (vibrations, pics d'inversion, etc.).

Ce moyen de diagnostic des défauts des machines, initialement développé pour l'analyse des structures sérielles, peut être étendu à la caractérisation des structures parallèles. Cependant, la majorité des défauts apparaissant lors du diagnostic ne font plus correspondre un seul comportement géométrique ou mécanique, mais résultent du couplage de plusieurs comportements, dont celui de la commande. C'est par exemple le cas pour les défauts d'équerrage qui ne traduisent plus un défaut d'assemblage des guidages d'axe de la machine, mais une erreur de transformation géométrique. Il en est de même pour les défauts de pics ou jeu à l'inversion de sens de rotation des moteurs qui n'apparaissent plus forcément au niveau des axes principaux du relevé de la trajectoire circulaire.

Les mesures par Ballbar<sup>®</sup> ont été réalisées sur les deux machines-outils avec les réglages présentés dans le Tableau 2-2. Les réglages dynamiques correspondent à ceux préconisés par les constructeurs des machines-outils pour des applications d'ébauche (mesure 1) et d'usinage de précision (mesure 2). La vitesse d'avance se situe dans la plage correspondant à une utilisation maximale des performances de la broche limitante équipant les machines-outils en terme de vitesse (15000 tr/min) et puissance (14 kW).

	Interpolation	Vitesse d'avance	Accélération des axes	Jerk des axes
Mesure 1	Circulaire (G2)	10 m/min	2,5 m/s <sup>3</sup>	40 m/s <sup>3</sup>
Mesure 2	Circulaire (G2)	10 m/min	2,5 m/s <sup>3</sup>	5 m/s <sup>3</sup>

Tableau 2-2 : Réglages effectués pour les mesures par Ballbar<sup>®</sup>

Les mesures effectuées permettent de distinguer plusieurs différences de comportement entre les deux machines-outils (Figure 2-3 et Figure 2-4) :

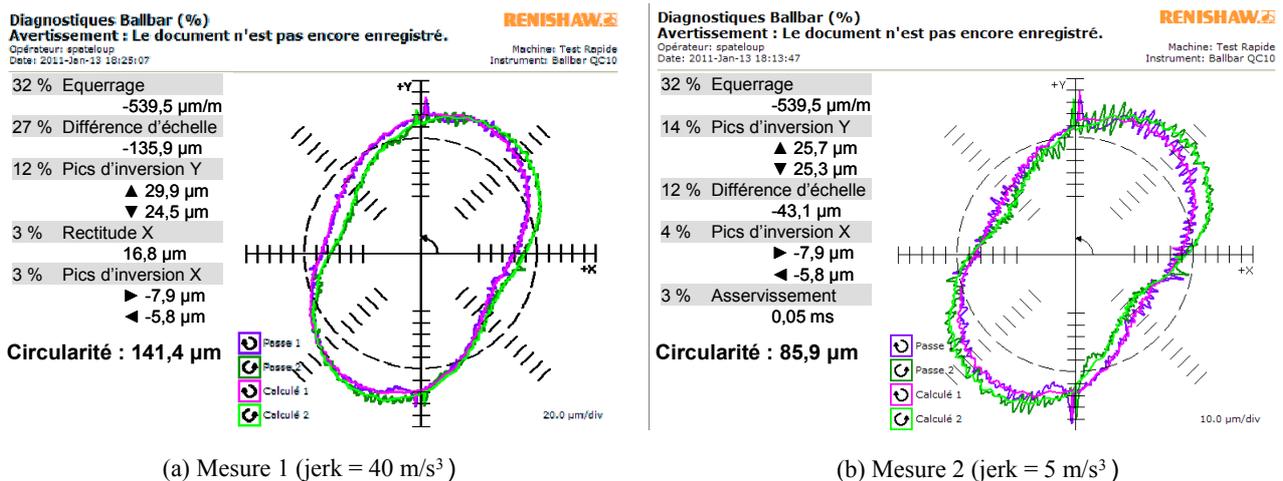


Figure 2-3 : Mesures par Ballbar<sup>®</sup> effectuées sur la PCI Tripteor X7

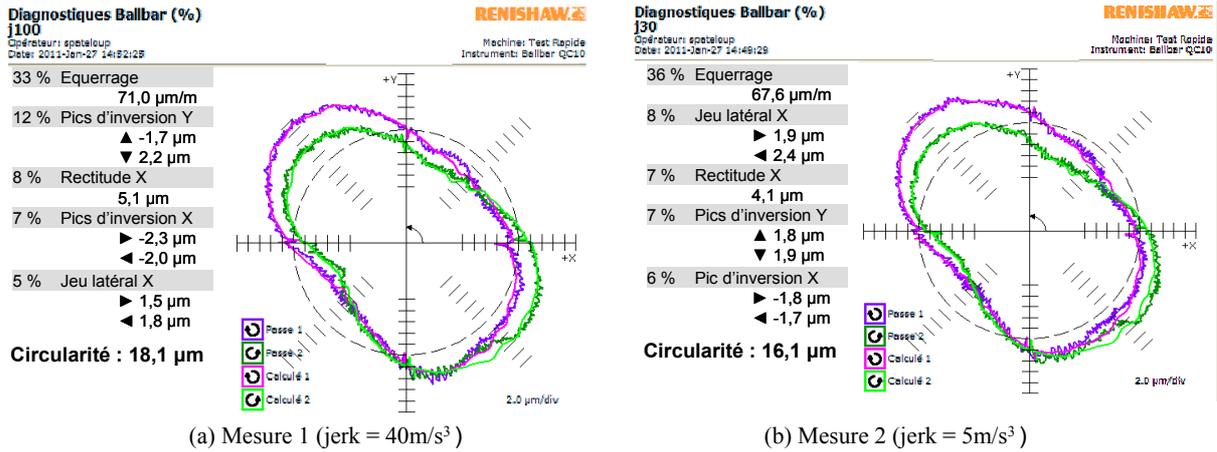


Figure 2-4 : Mesures par Ballbar<sup>®</sup> effectuées sur la Huron KX15

- la PCI Tripteor X7 fait apparaître un défaut géométrique de circularité beaucoup plus important ( $\times 7$  à jerk maximal et  $\times 5$  à jerk réduit). Les défauts principaux à l'origine de ce constat sont des défauts d'équerrage ( $\times 8$ ), des défauts de différence d'échelle (non présents pour la Huron KX15), des défauts de pics d'inversion ( $\times 10$ ) ;
- la PCI Tripteor X7 est plus sensible aux variations de réglage de jerk avec une variation du défaut de circularité de 35 % (contre 10 % pour la Huron KX15) et une variation d'amplitude des oscillations de 50 % (contre 15 % pour la Huron KX15) ;
- pour la PCI Tripteor X7, les défauts de pics à l'inversion sont présents sur des portions de trajectoire différentes des changements de direction de l'outil suivant l'axe  $\vec{x}$  et l'axe  $\vec{y}$  sur lesquels se base l'analyse proposée par le logiciel Renishaw. Par ailleurs, des défauts de différence d'échelle apparaissent, tandis qu'aucun défaut de jeu latéral n'est détecté. Ce constat est lié à la structure hybride de la machine-outil qui introduit une différence entre l'espace articulaire (où apparaissent les phénomènes à l'origine des défauts) et l'espace opérationnel (où s'effectue l'analyse).

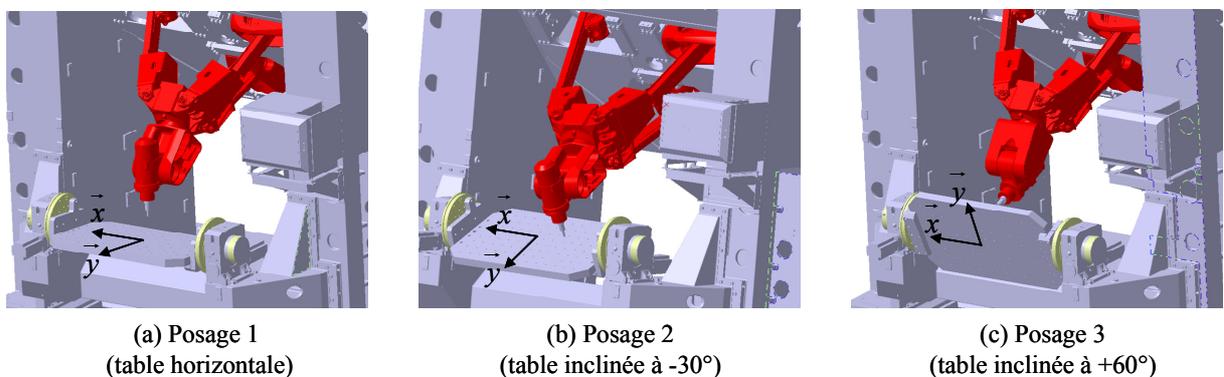
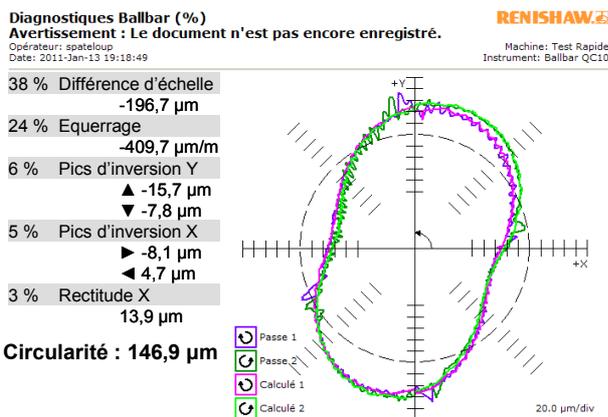


Figure 2-5 : Etude du comportement pour différents posage dans l'espace de travail

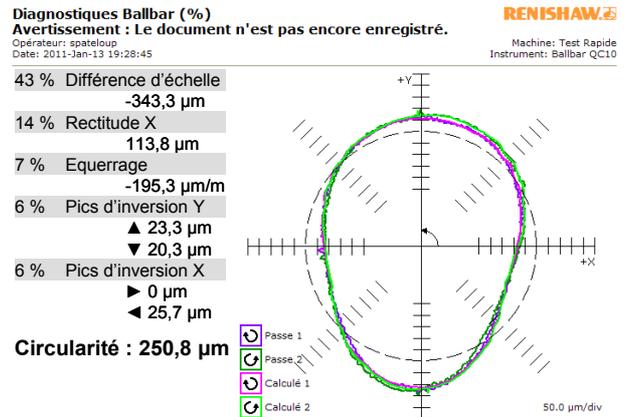
Par ailleurs, de nouvelles mesures effectuées pour différents posages de l'outil Ballbar<sup>®</sup> dans l'espace de travail suivant l'orientation de la table, permettent de mettre en évidence le comportement

anisotrope de la PCI Tripteur X7. La comparaison proposée s'effectue entre la mesure 2, réalisée pour le posage 1, et deux autres mesures associées à des posages différents (Figure 2-5).

Cette comparaison fait ressortir une variation de 45 % du défaut de circularité et de 55 % de l'amplitude des oscillations (Figure 2-3 et Figure 2-6). Cela implique une évolution de l'importance de chaque défaut analysé. Suivant le posage retenu, le défaut d'équerrage peut correspondre au défaut majeur avec une valeur de 540  $\mu\text{m}/\text{m}$  (posage 1) ou ne représenter que 7 % de la totalité des défauts avec une valeur 3 fois moins importante (posage 3). Le même constat est établi pour le défaut de différence d'échelle qui évolue entre 350  $\mu\text{m}$  (posage 3) et 130  $\mu\text{m}$  (posage 1), et le défaut de rectitude qui varie entre 114  $\mu\text{m}$  (posage 3) et 14  $\mu\text{m}$  (posage 2). Concernant les défauts d'ondulation, ils subissent également une variation du simple au double suivant le posage étudié. Cependant, le diagnostic Renishaw, qui se limite à l'étude de l'amplitude des pics au niveau des directions principales du repère cartésien d'étude  $(\vec{x}, \vec{y})$ , n'informe pas directement de la valeur maximale de ce défaut pour la PCI Tripteur X7. Ce défaut d'oscillation est alors extrait de l'analyse complète du relevé de position Ballbar<sup>®</sup>. Finalement, toutes ces observations illustrent le degré d'anisotropie du comportement de la machine-outil à structure hybride.



(a) Mesure pour le posage 2



(b) Mesure pour le posage 3

Figure 2-6 : Mesures par Ballbar<sup>®</sup> effectuées sur la PCI Tripteur X7 pour différents posages

De plus, la mesure par Ballbar<sup>®</sup> permet d'identifier les comportements générant des défauts d'usinage importants. Ainsi, les défauts géométriques (équerrage, différence d'échelle et rectitude) proviennent principalement des erreurs statiques de pose de l'outil (transformation géométrique inverse, compensation des déformations dues aux forces de gravité et aux variations thermiques) [Pritschow02]. Tandis que les défauts d'oscillations (pics d'inversion) résultent d'erreurs dynamiques (déformations élastiques dues aux efforts d'inertie, erreurs de suivi de trajectoire et excitation des modes propres) [Pritschow02].

Cependant, les défauts induits par l'utilisation des machines-outils à structure parallèle mis en évidence dans ce paragraphe sont uniquement analysés pour une trajectoire circulaire sollicitant tout de même les 5 axes de la machine-outil. Par ailleurs, les comparaisons effectuées ne concernent que les défauts résultant de l'exécution de la trajectoire à vide, pour laquelle les chargements et perturbations provoqués par le procédé d'usinage par enlèvement de matière ne sont pas considérés. Enfin, ces comparaisons ne prennent pas en compte la productivité associée aux machines-outils. C'est pourquoi il est intéressant de compléter cette étude en analysant les performances des deux machines-outils durant l'usinage de pièces.

## 4. Analyse issue de l'usinage de pièces

L'analyse de l'usinage d'une pièce doit permettre de qualifier et comparer les performances des deux machines-outils. L'étude de la structure de la PCI Tripteur X7 menée au § 4.2.3 du Chapitre 1 a montré qu'elle procure des caractéristiques de rigidité compatibles avec l'usinage de pièces exigeant des précisions moyennes de l'ordre de 30  $\mu\text{m}$ . De plus, la taille de l'espace de travail et les capacités d'accessibilité proposées permettent de considérer que cette machine-outil est compatible avec des applications d'usinage de pièces de structures aéronautiques nécessitant des forts ratios d'enlèvement de matière entre la pièce brute et la pièce usinée. Nous proposons alors d'étudier l'aptitude à l'emploi de cette machine-outil pour l'usinage de poches aéronautiques.

L'évaluation des performances de chaque machine-outil se réalise à partir du relevé des temps d'usinage, de la mesure des défauts géométriques et dimensionnels des entités usinées (mesure sur MMT et machine à traitement d'image) et de la mesure de rugosité (avec un rugosimètre à contact).

### 4.1. Usinage d'une pièce de type poches fermées 2 axes $\frac{1}{2}$ à îlots

La pièce test 1 est une poche fermée possédant plusieurs îlots (Figure 2-7) [PateloupS10d].

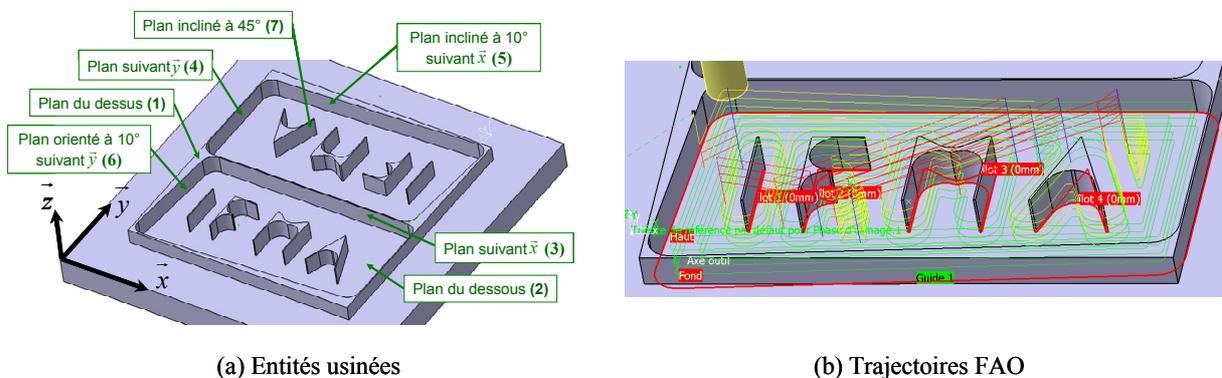


Figure 2-7 : Pièce test de type poches fermées 3 axes à îlots

L'usinage de cette pièce nécessite uniquement des opérations d'usinage à 2 axes  $\frac{1}{2}$  et sa programmation à l'aide d'une opération automatique d'usinage de poche fait intervenir de nombreux déplacements hors matière (Figure 2-7). Pour la PCI Tripteur X7, la pièce est positionnée dans l'espace de travail opérationnel conformément au posage 1 présenté sur la Figure 2-5.

Afin d'analyser l'influence du chargement mécanique de la structure sur la précision d'usinage, deux poches « grandes passes » et « petites passes » sont réalisées avec des efforts de coupe différents. En effet, les deux poches sont usinées avec les mêmes vitesses de coupe et d'avance ; seules les profondeurs de passes axiale et radiale diffèrent et induisent des efforts appliqués à la structure plus importants dans le cas de la pièce « grandes passes » (Tableau 2-3). Ainsi, dans le cas d'une ligne droite, la norme des efforts d'usinage sollicitant la structure sera environ 60 fois plus élevée.

Fraise cylindrique D20	Vitesse de rotation $N$ (tr/min)	Vitesse d'avance $V_f$ (mm/min)	Profondeur de passe radiale $a_e$ (mm)	Profondeur de passe axiale $a_p$ (mm)
«profondeurs de passe importantes»	15000	8000	10	6
«faibles profondeurs de passe»	15000	8000	1	1

Tableau 2-3 : Conditions de coupe retenues pour l'usinage de la pièce test 1

Les résultats de la métrologie des pièces usinées sur chaque machine-outil (Figure 2-8) sont présentés dans le Tableau 2-4. Nous retrouvons des défauts d'usinage plus importants avec la PCI Tripteur X7 qu'avec la Huron KX15. Cependant, l'écart de grandeur des défauts est réduit par rapport aux mesures par Ballbar<sup>®</sup> du paragraphe précédent ( $\times 2$  contre  $\times 5$ ).

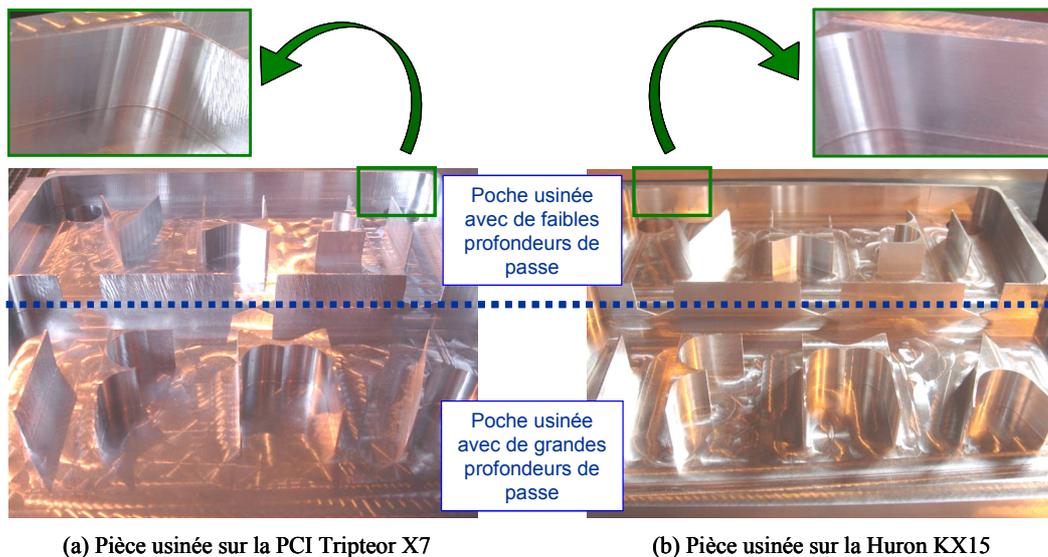


Figure 2-8 : Photo de la pièce test 1 usinée sur chaque machine-outil

Défauts géométriques		Faibles profondeurs de passe ( $a_p = 1 \text{ mm}$ , $a_e = 1 \text{ mm}$ )			Grandes profondeurs de passe ( $a_p = 6 \text{ mm}$ , $a_e = 10 \text{ mm}$ )		
Classe de défauts	Défaut mesuré	PCI TRX7	Huron KX15	Augmentation des défauts	PCI TRX7	Huron KX15	Augmentation des défauts
Défauts de forme ( $\mu\text{m}$ )	Planéité plan 1	12	8	$\times 1,5$	60	18	$\times 3,5$
	Planéité plan 2	18	12		67	20	
	Planéité plan 3	9	6		36	16	
	Planéité plan 4	8	5		31	10	
	Planéité plan 5	9	8		42	21	
	Planéité plan 6	4	6		33	13	
	Planéité plan 7	6	3		38	16	
Défauts d'orientation ( $\mu\text{m}$ )	Perpendicularité plan 4 / plan 3	16	11	$\times 2$	65	14	$\times 3$
	Inclinaison plan 6 / plan 5 ( $70^\circ$ )	11	16		32	22	
	Perpendicularité plan 5 / plan 2	33	9		54	12	
	Perpendicularité plan 6 / plan 2	28	10		50	13	

Tableau 2-4 : Métrologie de la pièce test 1

Les mesures montrent également qu'une augmentation du chargement mécanique de la structure se traduit par une augmentation de l'écart d'amplitude des défauts générés par les deux machines-outils. Ce constat résulte d'une rigidité inférieure de la PCI Tripteor X7. Il peut également être lié à l'influence accrue d'une modification de la résultante des efforts s'appliquant sur la structure (efforts de coupe et efforts d'inertie).

En ce qui concerne la productivité, le temps d'usinage est réduit de 15 % avec la PCI Tripteor X7. La géométrie globale de la pièce implique de nombreuses variations d'accélération sur le trajet d'usinage, mêlées à des déplacements hors matière en vitesse rapide. Ces particularités sont favorables aux machines-outils à structure parallèle du fait de l'amplification des performances cinématiques [Tlusty99]. Cependant, nous ne pouvons pas, avec cet usinage, dissocier le gain obtenu durant les déplacements hors matière programmés en vitesse rapide (G0) et durant les trajets d'usinage contraints par la vitesse de consigne programmée.

Les résultats comparatifs obtenus par l'usinage de cette première pièce test tendent à confirmer la possibilité d'utilisation des machines-outils à structure parallèle pour l'usinage de pièces de structure aéronautiques. Cependant, les surfaces de la pièce usinée sur la PCI Tripteor X7 font apparaître des ondulations et des marques laissées par l'outil (Figure 2-8). Ces défauts, quantifiables à travers des critères de rugosité longitudinale (dans le sens de déplacement de l'outil) n'ont pu être mesurés avec un

rugosimètre à contact sur cette pièce à cause de sa géométrie de type poche fermée. Il est également intéressant d'étendre la comparaison à l'usinage de pièces aéronautiques possédant des géométries plus complexes qui nécessitent des opérations d'usinage à 5 axes. Nous complétons ainsi les essais comparatifs avec une seconde pièce test prenant en compte les critiques précédentes.

#### 4.2. Usinage d'une pièce de type poches ouvertes 5 axes

La seconde pièce test est une cornière d'assemblage pour l'aéronautique conçue en partenariat avec le Cetim dans le but d'évaluer l'aptitude des ateliers de sous-traitance à usiner des pièces du domaine aéronautique (Figure 2-9) [PateloupS10b].

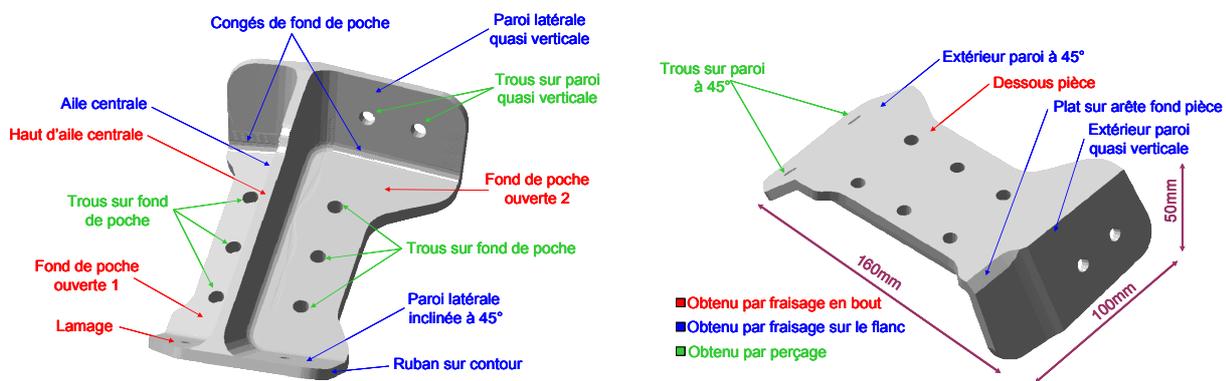


Figure 2-9 : Morphologie et entités à usiner sur la pièce test 2

Les opérations d'usinage d'ébauche sont réalisées en usinage à 5 axes positionnés avec des débits importants d'enlèvement de matière (Tableau 2-5). Les opérations de fraisage de finition sont réalisées avec un unique outil torique en usinage à 5 axes positionnés, par balayage 3 axes et en usinage à 5 axes continus. Toutefois, la finition du congé de fond de poche nécessite l'utilisation d'une fraise hémisphérique. Enfin, cette pièce est exigeante vis-à-vis de l'accessibilité et permet d'analyser la rapidité des déplacements hors-matière entre les opérations et durant les opérations d'ébauche. Pour la PCI Tripteor X7, le posage 1 présenté sur la Figure 2-5 est retenu.

Outil	Opération	Vitesse de rotation $N$ (tr/min)	Vitesse d'avance $V_f$ (mm/min)	Profondeur de passe radiale $a_e$ (mm)	Profondeur de passe axiale $a_p$ (mm)
Fraise torique D16R4	Ebauche	14000	6000	8 (16 maxi)	6
Fraise torique D16R4	Finition en bout	15000	3000	4	2
Fraise torique D16R4	Finition en flanc	15000	3000	2	4
Fraise D8 hémisphérique	Finition par balayage	15000	3000	0,6	2
Foret D6	Perçage	16000	3000	-	-

Tableau 2-5 : Conditions de coupe retenues pour l'usinage de la pièce test 2

L'usinage est réalisé à partir d'une pièce brute parallélépipédique. Seule la première phase d'usinage est évaluée (Figure 2-10) pour ne pas prendre en compte les défauts de remise en position de la pièce. Les performances d'usinage de chaque machine sont étudiées pour chaque catégorie d'opération classées en fonction des sollicitations générées par la commande et la structure de la machine-outil.

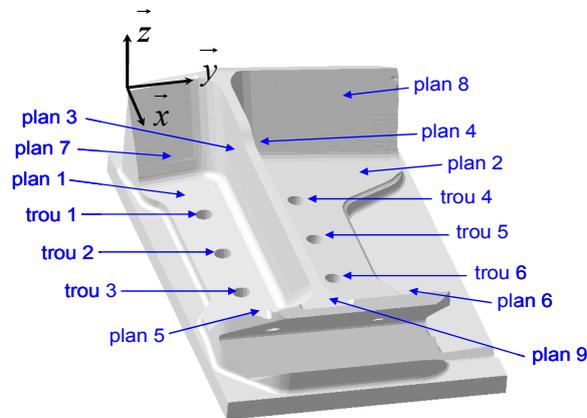


Figure 2-10 : Entités géométriques mesurées suite à la première phase d'usinage de la pièce test

Ainsi, les opérations d'ébauche permettent de qualifier plus particulièrement la productivité pour des trajectoires 2 axes  $\frac{1}{2}$  comprenant des trajets rapides (G0) avec des valeurs élevées des paramètres dynamiques. Les opérations de finition, utilisant des valeurs faibles des paramètres dynamiques, permettent d'isoler l'influence de la structure de la machine-outil sur la productivité, les défauts dimensionnels et la rugosité des surfaces usinées. Il faut distinguer les opérations de finition en 3 axes, qui ne sollicitent qu'une partie des axes pour la machine-outil sérielle, des opérations de finition en 5 axes continus, sollicitant l'ensemble des axes pour les deux machines-outils.

Les défauts dimensionnels mesurés sont en moyenne 2 fois plus élevés pour la pièce usinée avec la Tripteor X7, tandis que les défauts de forme et d'orientation sont en moyenne 1,5 fois plus importants (Tableau 2-6). Ainsi, l'usinage de cette pièce met en évidence l'influence des erreurs d'ordre statique et dynamique de la structure de la PCI Tripteor X7. Toutefois, les valeurs des défauts géométriques mesurés sont, comme pour la pièce test 1, compatibles avec des applications du secteur aéronautique (défaut dimensionnel maximum de  $36 \mu\text{m}$ , défaut de forme maximum de  $18 \mu\text{m}$  et défaut d'orientation maximum de  $18 \mu\text{m}$ ). L'écart moyen des défauts d'orientation est même réduit ( $\times 1,5$  contre  $\times 2$  pour la pièce test 1) pour cette pièce qui nécessite des changements d'orientation de la table tilting pour la machine-outil à structure sérielle, ce qui accroît les erreurs de transformation géométrique inverse.

De plus, les défauts dimensionnels mesurés sont plus élevés suivant la direction d'usinage  $\vec{y}$  que suivant la direction  $\vec{x}$ , du fait du comportement statique anisotrope de la structure hybride. Les défauts de forme varient peu entre les entités contrôlées. Ainsi, l'anisotropie du comportement mécanique de la

structure influence peu la qualité géométrique de la pièce dans la zone de l'espace de travail utilisée pour l'usinage.

Classe de défauts	Type de défaut	PCI TRX7	Huron KX15	Augmentation des défauts avec la TRX7
Défauts dimensionnels (µm)	Distance trou 1 / trou 2	10	6	×2
	Distance trou 3 / trou 2	6	12	
	Distance trou 4 / trou 5	10	2	
	Distance trou 6 / trou 5	3	5	
	Distance trou 4 / trou 1	36	3	
	Distance trou 5 / trou 2	30	15	
	Distance trou 6 / trou 3	23	10	
Défauts de forme (µm)	Planéité plan 1	11	7	×1,5
	Planéité plan 2	18	11	
	Planéité plan 3	17	11	
	Planéité plan 4	16	15	
	Planéité plan 5	10	6	
	Planéité plan 6	16	6	
	Planéité plan 7	8	7	
	Planéité plan 8	12	12	
Défauts d'orientation (µm)	Inclinaison plan 2 / plan 1 (10°)	18	14	×1,5
	Inclinaison plan 3 / plan 1 (95°)	7	5	
	Inclinaison plan 5 / plan 1 (45,75°)	10	7	
	Inclinaison plan 7 / plan 1 (24,90°)	9	7	

Tableau 2-6 : Métrologie de la pièce test 2

Mesurées dans différentes zones (Figure 2-11), les défauts d'état de surface, résultant du comportement dynamique de la cellule d'usinage globale, sont évalués par la rugosité arithmétique ( $R_a$ ) et la rugosité totale par longueur d'évaluation de la mesure ( $R_z$ ).

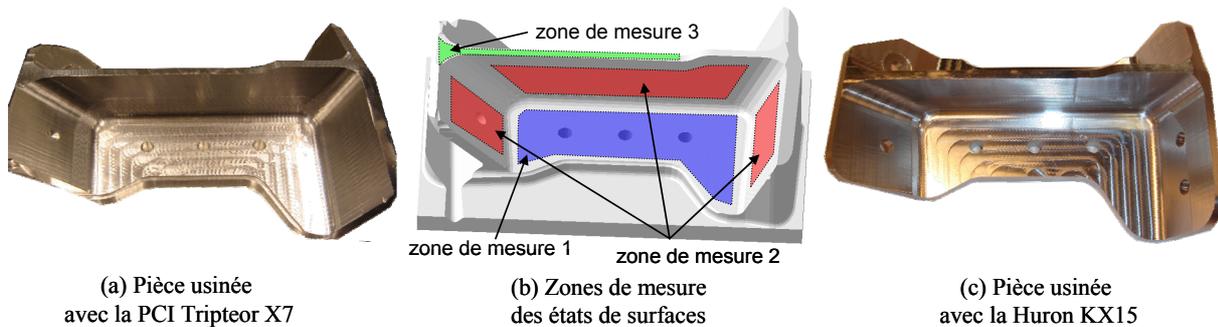


Figure 2-11 : Visualisation et mesure des défauts d'état de surface sur la pièce test 2

Le Tableau 2-7 présente les valeurs de rugosité maximales mesurées dans une direction tangente à la trajectoire, sur laquelle se répercutent les différentes erreurs dynamiques étudiées lors de ces essais. Les défauts d'ondulation sont plus importants sur la pièce usinée avec la Tripteor X7, comme le montre la dégradation de la rugosité (Figure 2-11).

Les défauts d'état de surface générés sont jusqu'à 5,5 fois supérieurs avec la PCI Tripteor X7 et ne sont pas acceptables vis à vis des exigences de l'industrie aéronautique (Tableau 2-7). Par ailleurs, la

rugosité mesurée est maximale pour les deux pièces usinées au niveau des discontinuités en tangence ou en courbure des trajectoires d'usinage et pour les trajectoires 5 axes continus.

Rugosité ( $\mu\text{m}$ )	PCI Tripteur X7		Huron KX 15		Evolution de $R_z$ avec la TRX7
	$R_a$ max	$R_z$ max	$R_a$ max	$R_z$ max	
Zone de mesure 1	4,1	17,2	0,5	3,2	$\times 5,4$
Zone de mesure 2	6,8	33,0	2,1	13,9	$\times 2,4$
Zone de mesure 3	0,9	5,2	0,1	1,2	$\times 4,3$

Tableau 2-7 : Rugosités mesurées sur la pièce test 2

Toutefois, le comportement mécanique de la structure parallèle génère des défauts plus importants lors du passage d'une discontinuité de la trajectoire d'usinage puisque l'écart d'amplitude des défauts augmente au niveau de ces zones ( $\times 2$  en moyenne).

La PCI Tripteur X7 procure, comme pour la pièce test 1, un gain de productivité global de 11 % directement lié au facteur d'amplification cinématique (Tableau 2-8). Ce facteur accroît le gain de productivité pour des trajets rapides plus nombreux dans les opérations d'ébauche (9 % pour les opérations d'ébauche contre 7 % pour les opérations de finition). Il permet aussi d'obtenir des changements d'orientation de l'outil plus rapides qui sollicitent plus en amplitude les axes de translation (plus dynamiques) et moins les axes de rotation (moins dynamiques), tout en conservant une accessibilité suffisante. Un gain de productivité de 20 % est ainsi atteint pour les opérations d'usinage à 5 axes sur le flanc. Cette valeur importante résulte également de la différence des performances dynamiques des axes rotatifs entre les deux machines-outils. Ces axes rotatifs sont, pour la Huron KX15, sollicités en permanence pour les opérations en 5 axes continus alors qu'ils ne le sont que durant moins de 1 % du temps d'usinage pour les opérations en 5 axes positionnés.

Temps d'usinage	Simulation FAO	PCI TRX7	Huron KX15	Gain de productivité avec la TRX7
Ebauche en 5 axes positionnés (jerk maximum : 20 $\text{m/s}^3$ pour les axes 1,2,3 et 80 $\text{tr/s}^3$ pour les axes 4,5)	432 s	517 s	567 s	9 %
Finition en 5 axes positionnés (jerk maximum : 5 $\text{m/s}^3$ pour les axes 1,2,3 et 20 $\text{tr/s}^3$ pour les axes 4,5)	282 s	403 s	435 s	7 %
Finition en 5 axes continus (jerk maximum : 5 $\text{m/s}^3$ pour les axes 1,2,3 et 20 $\text{tr/s}^3$ pour les axes 4,5)	96 s	243 s	302 s	20 %
Usinage complet	810 s	1163 s	1304 s	11 %

Tableau 2-8 : Temps d'usinage mesurés pour la pièce test 2

Ces essais comparatifs montrent que les performances de la PCI Tripteur X7 varient suivant la position et la direction de déplacement de l'outil. Ainsi, le gain en productivité est différent pour toutes les opérations. Il en est de même pour la dégradation de l'état de surface qui est amplifiée pour certaines portions du trajet d'outil. Ces observations justifient la mise en place d'une analyse supplémentaire du

processus d'usinage pour les machines-outils à structure parallèle de façon à améliorer leur comportement pendant l'usinage.

## 5. Premières voies d'amélioration du processus d'usinage

Face au constat dressé dans le paragraphe précédent, il est intéressant d'analyser l'influence du réglage de certains paramètres du processus d'usinage sur le comportement de la machine-outil à structure parallèle durant l'usinage. Ainsi, certains réglages peuvent procurer une amélioration des performances en termes de qualité et de temps d'usinage.

### 5.1. Amélioration de l'état de surface

Une amélioration de l'état de surface peut apparaître en remplaçant le format de description linéaire des trajectoires d'usinage (format G1) par un format de description polynomial (format B-spline Siemens par exemple) (Figure 2-12) [Langeron04]. En effet, les discontinuités en tangence induites aux raccordements des segments par le format G1 entraînent des sauts d'accélération pouvant exciter la structure selon ses modes propres [Erkorkmaz01]. Le format B-spline Siemens (B-spline cubique) procure une continuité  $C^2$  de la trajectoire décrite dans le programme d'usinage et décharge alors le DCN de certains calculs d'interpolation et de lissage de la trajectoire en temps réel, dont l'efficacité est parfois limitée [Langeron04].

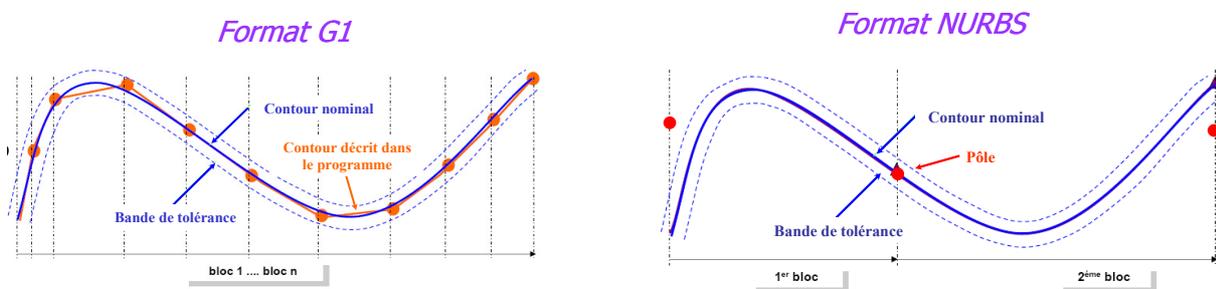


Figure 2-12 : Format de description de la trajectoire G1 et B-spline [Siemens06a]

Ce format de description offre une amélioration de l'état de surface (jusqu'à 40 %), mais également de la productivité (+10 % pour l'opération d'usinage sur le flanc 5 axes avec un temps d'usinage de 220 s contre 243 s).

Rugosité ( $\mu\text{m}$ )	G1		B-spline		Evolution de $R_z$	Evolution du temps d'usinage
	$R_a$ max	$R_z$ max	$R_a$ max	$R_z$ max		
Zone de mesure 1	4,1	17,2	1,9	10,6	-40 %	-4 %
Zone de mesure 2	6,8	33,0	4,8	27,8	-18 %	-10 %

Tableau 2-9 : Rugosités mesurées avec les deux formats de description de la trajectoire sur la PCI Tripteor X7

Cependant, les gains apportés par ce format de description ne sont pas encore suffisants pour atteindre la qualité d'état de surface procurée par la Huron KX15 (Tableau 2-9). Les défauts d'ondulation restent importants et semblent provenir d'une sollicitation en vibration de la structure de la machine-outil [Bearee05]. En effet, l'analyse des relevés de jerk des axes fait apparaître des valeurs importantes au cours de l'usinage en 5 axes continus. Elles peuvent atteindre jusqu'à 4 fois la valeur du paramètre de limitation de jerk articulaire renseignée dans le DCN (paramètres Siemens 32431 et 32432). Pour les machines-outils à structure parallèle, ce phénomène peut provenir d'une incohérence de traitement de la trajectoire par le DCN qui adapte théoriquement les consignes des moteurs des axes au paramétrage des contraintes dynamiques (vitesse, accélération et jerk) s'exerçant à la fois sur l'outil et sur les axes [Langeron04].

Une autre origine de ces défauts peut être liée aux variations de jerk, appelées snap (dérivée temporelle 4<sup>ème</sup> de la position), trop brutales. En effet, ce paramètre n'est pas contrôlé lors de la génération de trajectoires B-spline cubiques et peut provoquer des vibrations lorsque la valeur du 1<sup>er</sup> mode propre de la structure n'est pas constante dans l'espace de travail opérationnel [Bearee05].

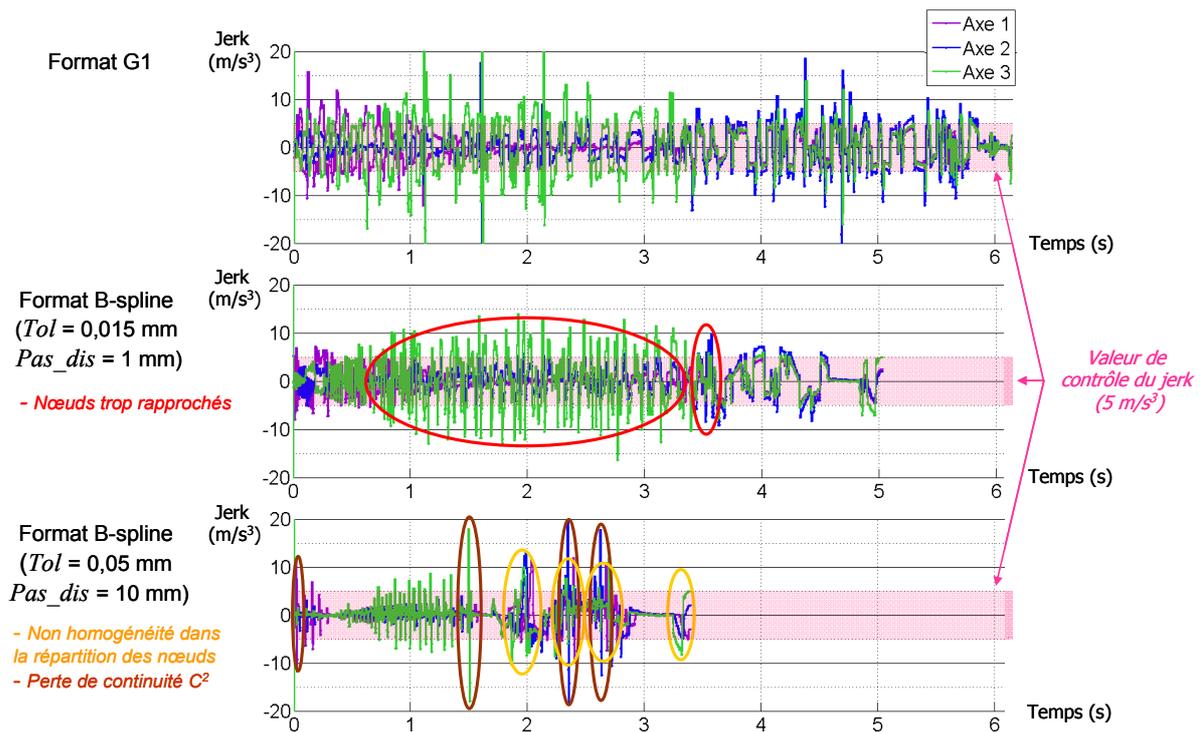


Figure 2-13 : Evolution du jerk des axes 1 à 3 pour les formats G1 et B-spline

Après analyse des relevés de position des axes pour les deux formats, il s'avère que celui de description B-spline, procurant un meilleur état de surface, atténue ces phénomènes perturbateurs provoqués par l'évolution du jerk et du snap (Figure 2-13). Cependant, la construction de la trajectoire au format B-spline avec le logiciel Catia<sup>®</sup> est définie en fonction de deux paramètres : la largeur de la zone

de tolérance par rapport au contour nominal (notée  $Tol$ ) et le pas de discrétisation maximal (noté  $Pas\_dis$ ).

Ces paramètres peuvent influencer le comportement de la commande et de la structure de la machine-outil. En effet, le traitement effectué par le DCN pour calculer l'évolution des déplacements des axes dépend d'abord du nombre de raccordements de B-spline le long de la trajectoire qui provoquent d'éventuelles discontinuités en tangence et en courbure. Le calcul résulte également de la séquence nodale, caractérisée par le nombre et la répartition des nœuds qui peuvent aussi perturber le traitement du DCN. Ainsi, une valeur faible pour les paramètres  $Tol$  et  $Pas\_dis$  entraîne une répartition trop rapprochée des nœuds, tandis qu'une valeur plus élevée fait apparaître des raccordements de B-spline et une non-homogénéité dans la répartition des nœuds. Ces caractéristiques ont des répercussions sur le traitement effectué par le DCN au niveau de l'évolution du jerk des axes le long de la trajectoire qui sont à l'origine de vibrations de la structure (Figure 2-13).

Finalement, pour obtenir un meilleur état de surface, il serait intéressant d'étudier l'évolution de la position des axes pour de nouveaux formats de description de la trajectoire. Ainsi, Pateloup propose un outil d'interpolation B-spline de la trajectoire programmée. Dans son cas, cet outil est dédié à un type de comportement de machine-outil à optimiser pour des opérations d'évidement de poches [PateloupV10]. L'intérêt de ces travaux est d'éviter les ralentissements engendrés par le passage de discontinuités en tangence et en courbure pour des trajectoires d'évidement de poches. Contrairement aux options d'interpolation B-spline proposés dans les logiciels de FAO, cet outil garantit une continuité  $C^2$  sur l'intégralité de la trajectoire, et améliore ainsi le comportement dynamique (20% de gain de rapidité pour une poche standard).

Castagnetti préfère travailler dans l'espace articulaire en lissant la consigne de déplacement des axes les plus dynamiquement sensibles [Castagnetti08a]. En effet, Castagnetti affirme qu'un lissage de consigne de trajectoire dans l'espace articulaire procure de meilleurs résultats vis-à-vis du comportement dynamique de la machine-outil pour des opérations en 5 axes continus, puisqu'il agit directement sur les éléments à l'origine du problème : les consignes des moteurs d'axes.

## 5.2. Amélioration de la productivité

Une augmentation de la productivité des opérations d'ébauche 2 axes  $\frac{1}{2}$  peut apparaître avec un posage de la pièce cinématiquement optimal. Pour cela, les performances cinématiques de la machine-outil à structure parallèle sont estimées à l'aide d'un indice de manipulabilité défini pour une pose d'outil considérée [Merlet97]. La valeur de cet indice correspond à l'aire de la surface contenue à l'intérieur du polygone des performances cinématiques. Ce polygone est ici construit expérimentalement en mesurant le

ratio entre la capacité dynamique de l'outil et la capacité dynamique des axes de translation pour chaque direction de déplacement. La valeur de l'indice varie ainsi en fonction de la pose de l'outil dans l'espace de travail opérationnel de la machine-outil, et permet de qualifier le gain cinématique existant entre les déplacements des axes et le déplacement, considéré plan, de l'outil. Ainsi, plus l'aire du polygone de performances cinématiques est grand, plus le gain est important et plus le suivi des trajectoires sera dynamique (Tableau 2-10) [Kim02].

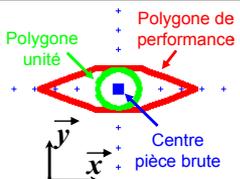
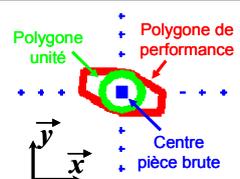
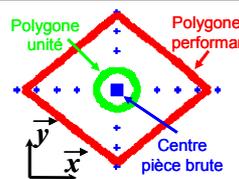
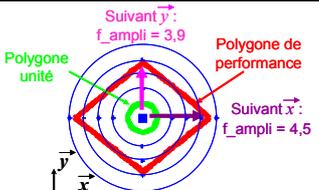
	Posage 1 (initial)	Posage 2	Posage 3
Visualisation dans l'espace de travail	Voir Figure 2-5		
Visualisation du polygone des performances cinématiques considéré constant dans le volume de travail occupé pour l'usinage de la pièce test			
Valeur de l'indice de manipulabilité	14,32	7,25	53,72
Temps d'usinage d'ébauche	517 s	560 s	483 s
Légende			

Tableau 2-10 : Performances cinématiques en fonction du posage de la pièce

Un gain de productivité allant jusqu'à 14 % peut alors être obtenu entre deux posages différents de la pièce (Tableau 2-10). Toutefois, l'indice retenu, calculé au centre du volume de la pièce brute, considère des déplacements d'outils dont les directions sont uniformément réparties dans le plan de la table pour évaluer les performances cinématiques. Ce choix facilite le calcul de l'indice, mais il n'est pas le mieux adapté aux trajectoires d'ébauche 2 axes  $\frac{1}{2}$  de la pièce test. En effet, ces trajectoires sont programmées à l'aide d'une stratégie hélicoïdale qui utilise le contour de la zone à usiner. Elles possèdent par conséquent des directions de déplacement privilégiées. Il serait alors intéressant de proposer une méthode de définition d'un critère plus adapté qui dépende de la nature des trajectoires (stratégie d'ébauche, direction de déplacement privilégiée, etc.) pour obtenir une meilleure estimation de l'évolution du temps d'usinage en fonction du posage.

## 6. Bilan des essais comparatifs

Les études comparatives développées dans ce chapitre permettent de mettre en évidence les performances de la machine-outil à structure parallèle Tripteor X7 vis-à-vis de l'usinage de pièces du secteur aéronautique. Cette machine-outil offre une productivité accrue par rapport à une machine-outil à

structure sérielle, une qualité dimensionnelle et géométrique générée satisfaisante pour l'application retenue, mais une qualité d'état de surface inacceptable vis-à-vis des exigences de qualité du domaine aéronautique.

Les études mettent en avant l'influence complexe du facteur d'amplification cinématique et mécanique de sa structure sur la productivité, la qualité dimensionnelle, mais surtout sur les états de surface obtenus. Ainsi, pour exploiter au mieux les performances offertes par les machines-outils à structure parallèle, il faut mener un travail supplémentaire de définition du processus d'usinage, dédié à la machine. Nous avons proposé une première voie d'amélioration du comportement mécanique de la structure de la machine-outil (à l'origine des défauts d'état de surface) en modifiant le format de description de la trajectoire d'usinage qui influence le calcul des consignes de déplacement des moteurs des axes effectué par le DCN. Nous avons également présenté une méthode d'amélioration de la productivité s'appuyant sur la détermination d'un posage de la pièce cinématiquement optimal. Ces méthodes permettent d'améliorer les performances des machines-outils à structure parallèle sans pour autant atteindre la qualité de surface attendue, et doivent par conséquent être complétées et approfondies pour obtenir un résultat optimal.

## **7. Problématique**

### **7.1. Constat**

Les machines-outils à structure parallèle présentent des capacités dynamiques supérieures aux machines-outils à structure sérielle. Ce constat est la conséquence de leur structure particulière qui permet d'obtenir une masse de composants en mouvement réduite et qui leur confère par conséquent des capacités supérieures d'accélération des axes en mouvement. C'est pourquoi de nombreux robots à structure parallèle utilisés pour des opérations de « pick and place » prennent place dans les ateliers de production automatisée afin d'apporter des gains de productivité significatifs.

Cette performance explique l'intérêt porté à ces mécanismes pour d'autres applications industrielles plus complexes telles que l'ébavurage, la découpe, le polissage, et même l'usinage. Cependant, ce fort potentiel dynamique ne s'accompagne pas systématiquement d'un gain économique pour l'usinage de pièces mécaniques. En effet, ce type de machine-outil souffre d'un manque de précision de pose de l'outil par rapport aux machines-outils à structure sérielle. C'est pourquoi les machines-outils à structure parallèle sont encore très peu utilisées dans les ateliers de fabrication.

Beaucoup de travaux cherchent à modéliser le comportement mécanique complexe et anisotrope des machines-outils à structure parallèle. Une majorité d'entre eux ont pour objectif d'optimiser

l'architecture du manipulateur selon des critères de conception liés à l'accessibilité offerte à l'outil, les capacités cinématiques de l'outil à se déplacer dans l'espace de travail cartésien, la rigidité ou le premier mode propre de la structure. D'autre part, des travaux portant sur l'amélioration des machines existantes reposent sur l'ajout de capteurs ou de moyens de mesure extéroceptive qui permettent d'estimer le défaut de pose de l'outil dans l'optique de le corriger si nécessaire.

Les travaux portant sur l'amélioration de la conception des machines-outils ont fait apparaître des manipulateurs parallèles dédiés aux applications d'UGV. Les machines-outils à structure parallèle récentes, dont fait partie la PCI Tripteor X7, présentent ainsi une accessibilité accrue de l'outil par rapport à la pièce usinée et une rigidité de sa structure améliorée par rapport aux premières machines-outils directement inspirées par l'architecture de robots manipulateurs.

Par conséquent, il devient envisageable d'utiliser ces machines-outils pour des applications UGV de l'industrie automobile et de l'industrie aéronautique avec un intérêt économique. En effet, le domaine d'application automobile se caractérise par l'usinage à 5 axes positionnés de pièces préformées et nécessite par conséquent une forte accessibilité et une productivité accrue durant les déplacements hors matière et les changements d'outil. Les pièces aéronautiques sont le plus souvent usinées dans la masse et correspondent à des usinages de poches avec de forts taux d'enlèvement de matière. Ces applications font apparaître des efforts de coupe importants qui s'appliquent sur la structure de la machine-outil, et les performances dynamiques ont un impact direct sur la productivité.

Il devient alors nécessaire de maîtriser le comportement complexe des machines-outils à structure parallèle à travers l'élaboration de modèles prédictifs du comportement de la machine, de façon à développer des outils d'optimisation des performances d'usinage en terme de productivité et de qualité d'usinage. En effet, le nombre et la valeur des paramètres du processus d'usinage rend complexe la prédiction du comportement des machines-outils à structure parallèle.

Les outils d'optimisation du processus d'usinage rencontrés dans la littérature sont majoritairement développés pour l'utilisation des machines-outils à structure sérielle, présentant un comportement supposé isotrope et parfait. C'est pourquoi il devient intéressant d'adapter ou d'étendre ces outils d'optimisation à l'emploi des machines-outils à structure parallèle, pour des domaines d'applications économiquement viables pour ces machines-outils.

## 7.2. Objectif des travaux

L'objectif de nos travaux est de prédire et d'améliorer les performances en usinage des machines-outils à structure parallèle de façon à produire des pièces conformes à la qualité requise avec une productivité maximale. Ceci est réalisé par la mise en œuvre de méthodes d'optimisation du processus

d'usinage dédiées aux domaines d'application de l'UGV de pièces automobiles et aéronautiques. Ces méthodes visent à optimiser à la fois la productivité et la qualité de l'usinage et s'appuient sur un travail de modélisation du comportement permettant d'établir :

- un modèle d'étude cinématique des déplacements de l'outil dans l'espace de travail suffisamment prédictif vis-à-vis de l'évolution des temps d'usinage et suffisamment compact pour être utilisé dans une optimisation de la productivité de la qualité usinée ;
- une modèle géométrique du déplacement de l'effecteur durant l'usinage en vue de prédire la forme usinée et les défauts associés pour le contrôle de l'usinage.

Le développement de ces outils nécessite plusieurs études permettant :

- de déterminer les paramètres du processus qui influencent les limites de performances étudiées ;
- de mettre en place un modèle de comportement afin de prédire l'influence des paramètres considérés sur les performances de productivité et de qualité d'usinage ;
- de développer une méthode de définition des paramètres du processus en accord avec les performances étudiées ;
- de valider les méthodes proposées sur des cas industriels.

Dans un premier temps, ces différentes étapes sont développées pour l'amélioration des temps de déplacement d'outil hors matière. L'impact des paramètres considérés sur la productivité est déterminé à partir d'essais expérimentaux et d'analyses de différents travaux rencontrés dans la littérature. La méthode développée est basée sur la résolution d'un problème d'optimisation sous contraintes dont la fonction à minimiser est le temps de déplacement hors matière. L'expression de cette fonction nécessite l'élaboration d'un modèle cinématique des déplacements hors matière spécifique à chaque structure de machine-outil et basé sur l'utilisation d'une loi de commande articulaire.

Dans un second temps, nous proposons une méthode expérimentale de caractérisation de l'influence de chaque type de paramètres du processus sur les défauts d'usinage procurés par les machines-outils à structure parallèle pour des applications d'usinage de pièces aéronautiques. Cette méthode vise à proposer un réglage systématique de certains paramètres et permet de mettre en avant l'impact d'autres paramètres sur lesquels il est nécessaire de se focaliser afin d'optimiser la qualité de l'usinage.

Enfin, le dernier chapitre propose le développement d'un outil permettant la mise en place d'un usinage sur machine-outil à structure parallèle. Cet outil est basé sur un modèle de comportement cinématique numérique utilisant une loi de commande de déplacement dans le repère lié à la pièce permettant de prédire le temps d'usinage en fonction des trajectoires d'usinage. L'optimisation du processus d'usinage doit également s'appuyer sur la prédiction de la qualité d'usinage. Nous utilisons

pour cela un modèle expérimental basé sur une campagne de mesure effectuée sur la machine-outil considérée.

Les méthodes de définition du processus d'usinage avec machine-outil à structure parallèle sont appliquées dans le cadre de nos travaux avec la machine-outil Tripteor X7. Elles sont développées de façon à être généralisables.

Ces méthodes permettent, à partir de l'analyse du comportement durant l'usinage, d'améliorer les performances des machines-outils à structure parallèle et par conséquent d'étendre les domaines d'applications utilisant ce type de machine-outil, encore aujourd'hui restreints.



## **Chapitre 3 Optimisation des temps de déplacement hors matière**

*Les mécanismes parallèles ont interpellé les concepteurs de machines-outils par leur capacité à se déplacer rapidement dans l'espace de travail. Le gain de productivité observé sur les machines-outils à structure parallèle en service provient de l'augmentation des performances dynamiques accessibles par rapport aux machines-outils à structure sérielle, du fait de l'allègement des composants de la structure en mouvement. Toutefois, le comportement anisotrope des structures parallèles peut amener à une différence de productivité en fonction du réglage de certains paramètres du processus tels que la position de la pièce dans l'espace de travail. Ce chapitre propose alors une méthode d'amélioration de la productivité des déplacements hors matière en optimisant plusieurs paramètres du processus d'usinage dont dépend le temps d'usinage.*

## 1. Introduction

Les machines-outils à structure parallèle sont particulièrement adaptées à l'usinage de pièces préformées de grandes séries, essentiellement rencontrées dans l'industrie automobile [Hertel02] [Weck02a]. L'objectif est de modifier localement, par reprise d'usinage, la géométrie de la pièce préformée par un procédé antérieur (moulage, estampage, mécano-soudage, etc.). Les familles de pièces ainsi usinées sont des composants de châssis, de liaisons au sol, de transmissions ou de motorisations de véhicules (Figure 3-1).



Figure 3-1 : Usinage de pièces préformées avec machine-outil à structure parallèle

Leur usinage se caractérise par de faibles enlèvements de matière localisés à de nombreux endroits sur la pièce. La puissance nécessaire à l'usinage est compatible avec les électrobroches limitées en poids qui équipent les machines-outils à structure parallèle. La répartition moyenne du temps complet d'usinage des pièces de cette catégorie est la suivante [Weck02a] :

- 30 % de perçages et taraudages ;
- 5 % de fraisage ;
- 55 % de déplacements hors matière reliant deux entités à usiner ;
- 10 % dédié aux changements d'outils.

Ainsi, durant plus de la moitié du temps de production de la pièce, la machine-outil est en mouvement, mais l'outil n'enlève pas de matière.

Les surfaces fonctionnelles obtenues par usinage admettent des intervalles de tolérance proches de 0,1 mm et les exigences d'état de surface traduisent le plus souvent une exigence d'aspect visuel de la part du client [Weck02a].

Une grande partie des machines-outils à structure parallèle utilisées dans les ateliers de fabrication est particulièrement bien adaptée à ces contraintes de production. En effet, ces machines-outils permettent

d'obtenir un gain de productivité moyen de 12 % du fait de leurs capacités à se déplacer plus rapidement durant les trajets hors matière [Weck02a]. Ce gain de productivité est également obtenu en produisant des défauts d'usinage inférieurs aux tolérances associées aux surfaces usinées. Ce constat est similaire à celui établi à l'issue des essais d'usinage comparatifs réalisés entre la machine-outil à structure hybride PCI Tripteur X7 et la machine-outil à structure sérielle Huron KX15 au chapitre précédent. Lors de ces essais, la PCI Tripteur X7 a procuré un gain de productivité moyen de 10 %. Ce gain est maximal pour les opérations comprenant des déplacements rapides d'outil. Les défauts géométriques et dimensionnels mesurés sur la pièce usinée avec la PCI Tripteur X7 sont inférieurs à 0,04 mm.

Cependant, les machines-outils à structure parallèle présentent un comportement cinématique fortement anisotrope dans leur espace de travail, illustré par les essais réalisés au chapitre précédent. L'étude du posage de la pièce dans l'espace de travail de la machine fait ressortir un écart supérieur à 14 % au niveau de la productivité. Ainsi, la maîtrise de ce comportement lors de la définition du processus d'usinage peut amener un gain de productivité supplémentaire.

Ainsi, Kim propose une méthode de calcul de trajectoires d'usinage de forme par balayage basée sur l'étude de directions de déplacement cinématiquement privilégiées pour une machine-outil à structure parallèle [Kim02]. D'après Kim, les trajets issus de l'optimisation permettent de réduire les temps d'usinage jusqu'à 20 % par rapport aux trajectoires iso-paramétriques. Cependant, pour ces travaux, les trajets d'usinage sont contraints par l'état de surface simulé par un calcul théorique de hauteur de crête. Par conséquent, si la forme des trajets à modifier est moins contrainte, comme pour les trajets hors matière, leur optimisation en accord avec le comportement cinématique de la machine peut apporter un gain de productivité encore plus important.

D'autres études développées en robotique sont dédiées au problème de commande « en temps minimal » qui consiste à déterminer le trajet d'outil le plus rapide pour aller d'une configuration à une autre [Da Graça Marcos09], [Koukhi09], [Vosniakos09]. Il est proposé dans ces études un calcul de trajectoire à l'aide d'une optimisation s'appuyant sur une minimisation du temps de déplacement et convergeant vers un optimum global. En effet, les seules contraintes du problème d'optimisation sont les poses de départ et d'arrivée de l'outil, ce qui procure aux paramètres optimisés une importante liberté d'évolution et rend le problème fortement non linéaire. Ainsi, toutes les méthodes proposées nécessitent des algorithmes d'optimisation complexes et intensifs, tels que les algorithmes génétiques qui, pour être efficaces, sont dédiés à un problème spécifique. Par conséquent, ces méthodes sont difficilement adaptables à des mécanismes ou des trajectoires différentes.

Dans ce chapitre, nous développons une nouvelle méthode permettant de diminuer les temps d'usinage de pièces préformées. Pour cela, nous nous intéressons aux déplacements rapides de l'outil

d'une opération à une autre hors de la matière. Ainsi, une définition des paramètres du processus influençant les temps de déplacement hors matière prenant en compte le comportement cinématique anisotrope des machines-outils 5 axes à structure parallèle doit permettre d'améliorer la productivité de façon significative.

La méthode développée doit pouvoir s'adapter facilement à différentes structures de machines-outils et différentes morphologies de pièces à usiner tout en procurant une performance et une robustesse optimales pour être utilisée dans un contexte industriel.

Ce chapitre débute par une étude expérimentale du comportement cinématique anisotrope des machines-outils à structure parallèle. Cette étude est appliquée à la PCI Tripteor X7 et permet de quantifier le gain de productivité potentiel que peut apporter la mise en place d'un processus d'usinage défini en fonction du comportement cinématique. Une étude des différents paramètres du processus qui influencent la productivité des déplacements rapides de l'outil est ensuite menée.

Dans la suite du chapitre, un état de l'art des méthodes d'optimisation de la productivité des machines et des robots est développé. Cette étude bibliographique permet d'établir les limites des méthodes existantes face à notre problème et ainsi de proposer une nouvelle méthode mieux adaptée aux contraintes de performance et de robustesse.

La formulation du problème sous forme d'une optimisation sous contraintes est alors développée. Puis la méthode de résolution est présentée et appliquée à la PCI Tripteor X7. Cette méthode nécessite plusieurs modélisations de la cellule d'usinage. Nous présentons et justifions alors les modèles retenus qui permettent de développer les différentes étapes de résolution du problème.

Enfin, la contribution de la méthode est illustrée pour deux applications industrielles : l'usinage d'un composant de liaison au sol automobile et d'un composant de train d'atterrissage d'hélicoptère.

## **2. Influence des paramètres du processus d'usinage sur les temps d'usinage**

Afin de développer une méthode d'optimisation des trajets hors matière aboutissant à une diminution du temps d'usinage, il est intéressant de quantifier le gain de productivité potentiel lié à l'anisotropie du comportement des machines-outils à structure parallèle. Il est également nécessaire d'identifier quels sont les paramètres du processus d'usinage qui peuvent influencer les temps d'usinage et qui doivent par conséquent être pris en compte dans le problème d'optimisation.

## 2.1. Mise en évidence du comportement cinématique non isotrope

Le gain potentiel en termes de rapidité des déplacements est ici analysé de façon expérimentale sur la PCI Tripteur X7. Cette étude est basée sur la comparaison des temps de déplacement en vitesse rapide entre deux poses de l'outil avec une orientation verticale et distantes de 600 mm dans l'espace de travail opérationnel.

Une première étude concerne la comparaison entre les caractéristiques cinématiques mesurées au niveau du parcours de l'outil dans l'espace opérationnel et le déplacement des axes de translation (axes 1 à 3) de la machine-outil dont les performances ont été présentées dans le Tableau 2-1. Les axes de rotation (axes 4 et 5), faiblement sollicités pour ce type de déplacement, ne sont pas considérés dans cette étude. Comme l'illustre Tlusty pour un mécanisme parallèle de type ciseaux, la structure parallèle conduit à un gain entre les performances des axes, ici sollicités au maximum de leurs performances, et les performances au niveau de l'effecteur (§ 3.1 du Chapitre 1) [Tlusty99]. Ce gain, appelé facteur d'amplification cinématique dépend de la configuration des jambes [Angeles97]. Il évolue par conséquent en tout point de l'espace de travail.

Par défaut, la trajectoire de l'outil est calculée en utilisant une loi de commande à jerk contrôlé définie dans l'espace opérationnel et qui correspond au suivi d'une ligne droite dans cet espace [PateloupV04]. Pour la machine-outil à structure parallèle, le DCN doit, à partir de cette loi de commande, construire celle à appliquer aux axes motorisés. Le DCN retient alors des valeurs constantes de facteur d'amplification de vitesse, accélération et jerk entre l'espace opérationnel et l'espace articulaire, servant à construire chaque créneau de grandeur cinématique (Figure 3-2). Ainsi, pour le déplacement considéré, sont identifiés 7 facteurs différents, choisis comme constants, qui correspondent à la valeur minimale du facteur d'amplification cinématique (la plus limitante) calculée sur la portion de trajectoire correspondant à l'évolution d'une grandeur cinématique (Figure 3-2). Les 7 créneaux d'évolution de grandeurs cinématiques sont :

- 1 créneau de vitesse sur l'intégralité du parcours ;
- 2 créneaux d'accélération (1 durant la phase d'accélération et 1 durant la phase de décélération) ;
- 4 créneaux de jerk (2 durant la phase d'accélération et 2 durant la phase de décélération).

Pour l'exemple retenu, l'évolution du facteur d'amplification cinématique le long de la trajectoire est symétrique par rapport au milieu du trajet (trajectoire positionnée au centre de l'espace de travail opérationnel symétrique suivant la direction  $\vec{x}$ ). Il est d'autant plus important que l'outil est proche du centre de la trajectoire (Figure 3-2). Finalement, tous les facteurs d'amplification identifiés sur chaque créneau sont égaux, sauf pour les facteurs de jerk 2 et 3 qui sont plus élevés car ils sont déterminés sur des intervalles de la trajectoire ne contenant pas ses extrémités (Tableau 3-1). Pour cet exemple, il est

important de retenir que les capacités dynamiques de l'outil sont au moins 2,5 fois plus élevées que celles des axes.

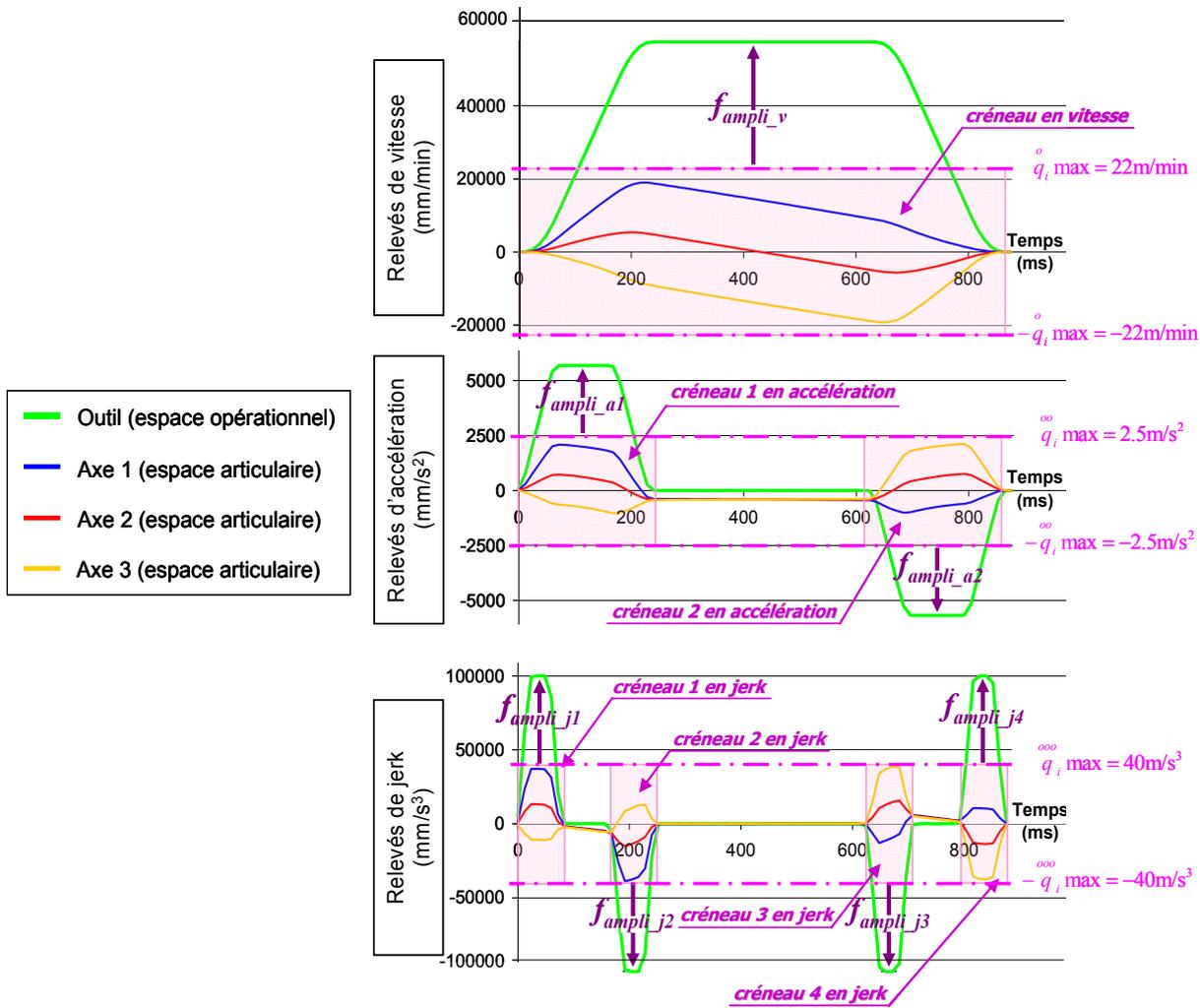


Figure 3-2 : Analyse des facteurs d'amplification de vitesse, accélération et jerk

Facteur d'amplification	Vitesse $f_{ampli\_v}$	Accélération $f_{ampli\_a1}$	Accélération $f_{ampli\_a2}$	Jerk $f_{ampli\_j1}$	Jerk $f_{ampli\_j2}$	Jerk $f_{ampli\_j3}$	Jerk $f_{ampli\_j4}$
Valeur expérimentale	2,5	2,5	2,5	2,5	2,75	2,75	2,5

Tableau 3-1 : Valeur des facteurs d'amplification pour la trajectoire étudiée

Etant donné que le facteur d'amplification varie en fonction de la position de l'outil dans l'espace de travail opérationnel et de sa direction de déplacement, la position du parcours à effectuer peut influencer le temps d'exécution. Ainsi, pour un parcours de même distance (600 mm) effectué dans deux directions distinctes et deux positions de départ (Figure 3-3), le temps d'exécution peut varier de 66 % (Tableau 3-2).

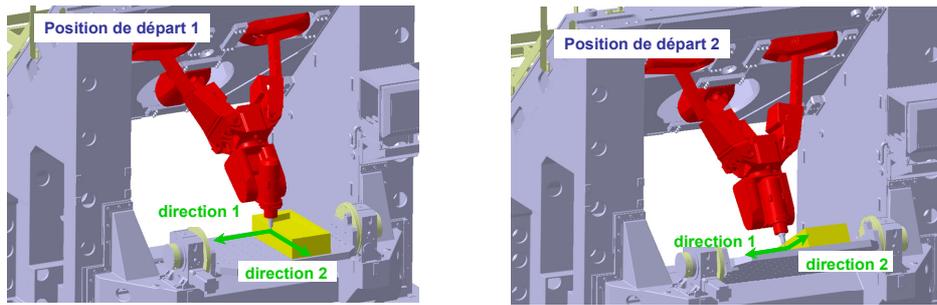


Figure 3-3 : Positions de départ et direction de déplacement retenues pour les essais

Temps de déplacement expérimental	Direction de déplacement 1	Direction de déplacement 2
Position de départ 1	876 ms	1800 ms
Position de départ 2	584 ms	950 ms

Tableau 3-2 : Comparaison des temps de parcours à différents endroits de l'espace de travail

En effet, suivant la trajectoire retenue, les facteurs d'amplification cinématique sont différents, comme les mesures expérimentales de la Figure 3-4 l'illustrent. Cette évolution permet d'atteindre des performances dynamiques différentes pour une même sollicitation des axes de la machine et montre la nécessité de prendre en compte le comportement anisotrope de la machine-outil.

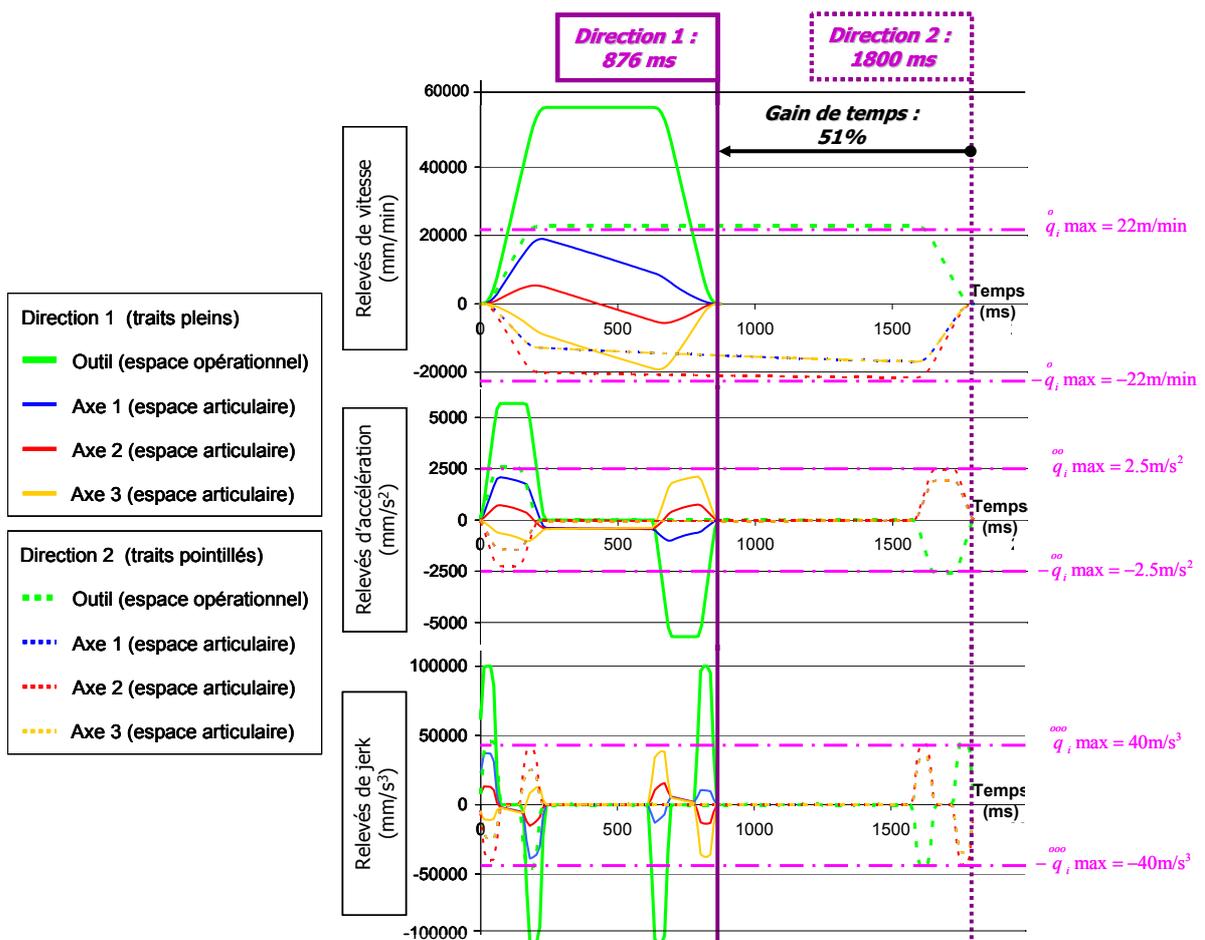


Figure 3-4 : Comparaison des performances cinématiques pour la position de départ 1

Le parcours de l'outil peut également se calculer en utilisant une loi de commande définie dans l'espace articulaire. Ce choix peut procurer une diminution du temps de parcours atteignant 28 %, dans le cas des positions et directions de la Figure 3-3, même si la trajectoire correspondante dans l'espace opérationnel devient plus longue (Tableau 3-3).

Temps de déplacement expérimental	Direction de déplacement 1			Direction de déplacement 2		
	Loi de commande définie dans l'espace opérationnel	Loi de commande définie dans l'espace articulaire	Gain	Loi de commande définie dans l'espace opérationnel	Loi de commande définie dans l'espace articulaire	Gain
Position de départ 1	876 ms	636 ms	28 %	1800 ms	1720 ms	4 %
Position de départ 2	584 ms	552 ms	5 %	950 ms	840 ms	12 %

Tableau 3-3 : Comparaison des temps de parcours pour différentes lois de commande

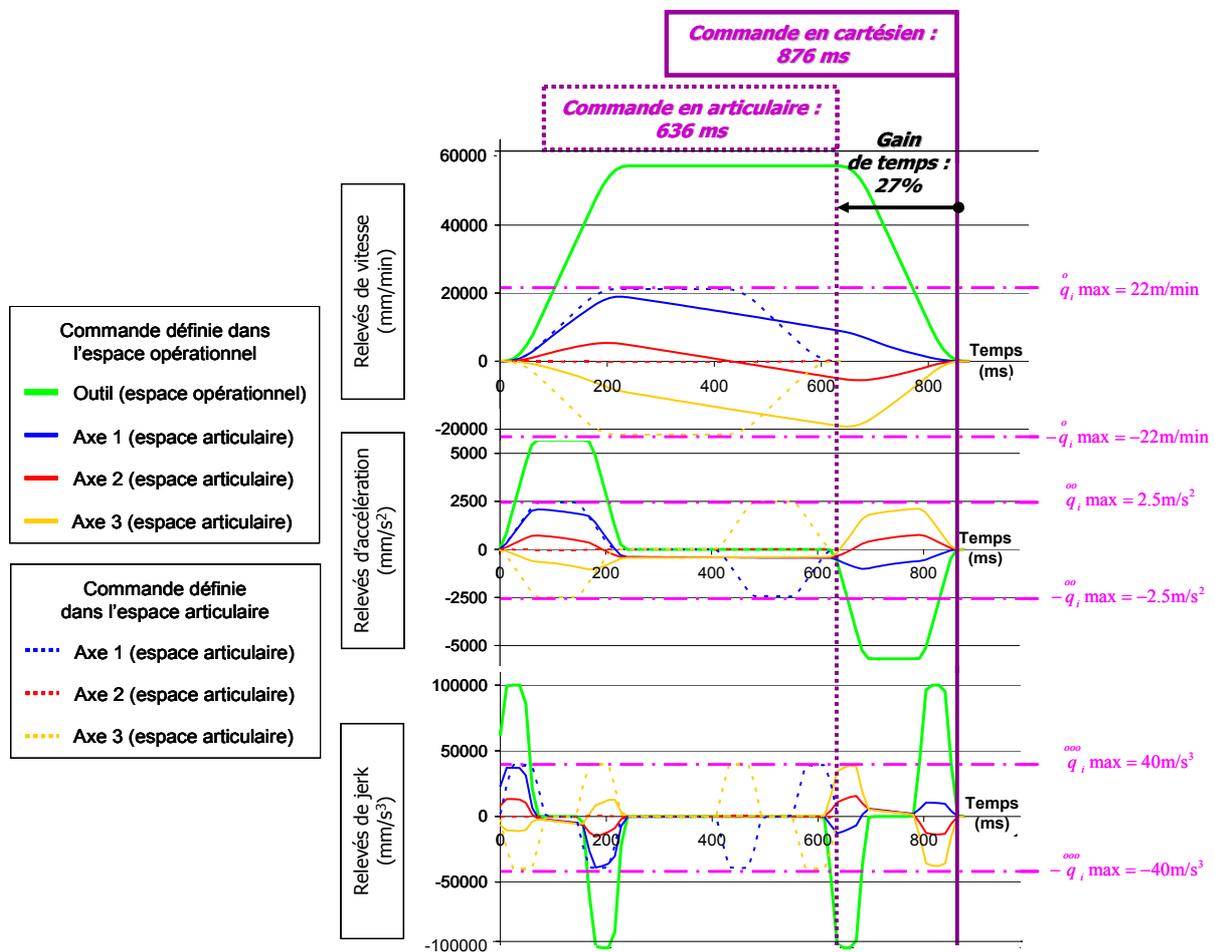


Figure 3-5 : Sollicitations cinématiques des axes pour différentes lois de commande

En effet, dans le cas de la loi de commande définie dans l'espace articulaire, les performances dynamiques des axes motorisés sont mieux exploitées. Ainsi, pour cette loi de commande, le temps de parcours est contraint par un (ou des) axe(s) cinématiquement limitant(s) sur la globalité du déplacement.

Pour l'exemple traité, les axes 1 et 3 sont globalement limitants et sont par conséquent sollicités au maximum de leurs performances (vitesse, accélération et jerk) sur l'intégralité du trajet (Figure 3-5).

Tandis que pour la loi de commande définie dans l'espace opérationnel, les limites de performances dynamiques retenues pour chaque créneau de vitesse, accélération et jerk correspondent aux valeurs minimales des facteurs d'amplification sur l'intervalle du créneau étudié. Il apparaît alors un (ou des) axe(s) globalement limitant(s) sur le trajet (axes 1 et 3 pour l'exemple). Ce calcul permet de ne pas solliciter les axes motorisés au delà de leur capacité. En effet, les valeurs de jerk atteintes par les axes sur chaque créneau sont similaires pour les deux lois de commande, (Figure 3-5). Toutefois, l'utilisation d'une loi de commande définie dans l'espace opérationnel perd en efficacité car les axes motorisés sont globalement moins sollicités en accélération et en vitesse sur une longueur importante du trajet. Ainsi, pour l'exemple étudié, les axes ne sont que temporairement sollicités au maximum de leurs performances de vitesse et d'accélération (Figure 3-5). Finalement, l'utilisation de cette loi provoque un allongement du temps de parcours, comme observé dans le Tableau 3-3 pour l'exemple traité.

Ces résultats expérimentaux montrent que le calcul d'un trajet d'outil adapté au comportement cinématique de la machine-outil peut conduire à une diminution de 50 % du temps de parcours. Cependant, le mode de définition du trajet n'est pas le seul paramètre qui peut conduire à une diminution du temps d'usinage. En effet, le temps de parcours est également lié à la position dans l'espace de travail. Ainsi, il est intéressant de définir tous les paramètres du processus d'usinage qui influencent les temps d'usinage et de les adapter au comportement de la machine-outil pour accroître la productivité.

## 2.2. Influence des paramètres sur les variations de productivité

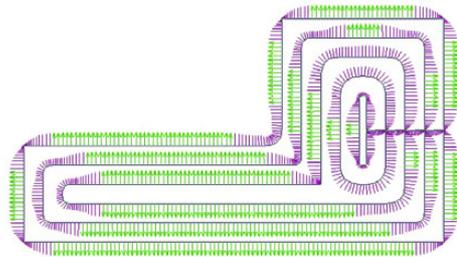
La recherche des paramètres du processus d'usinage les plus influents sur les temps d'usinage s'appuie sur une étude bibliographique. En effet la littérature fait état de plusieurs catégories de travaux visant à améliorer la productivité de l'usinage (Figure 3-6).

Le temps de parcours  $T_{parcours}$  d'un trajet paramétré en abscisse curviligne  $s$  dans l'espace de travail opérationnel peut s'exprimer de façon générale en fonction de la longueur du trajet ( $s_{arrivée} - s_{départ}$ ) et de la vitesse curviligne  $\dot{s}$  par :

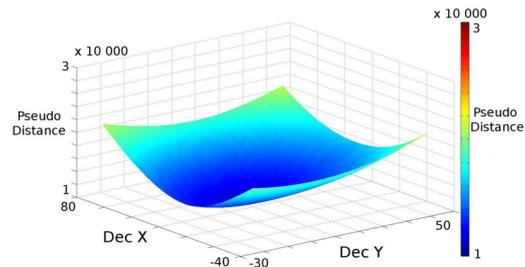
$$T_{parcours} = \int_{t_0}^{t_{parcours}} dt = \int_{s_{départ}}^{s_{arrivée}} \frac{1}{\dot{s}} ds \quad (3.1)$$

Ainsi, une diminution du temps d'usinage peut résulter soit d'une diminution de la longueur du trajet, soit d'une augmentation de la vitesse moyenne atteinte par l'outil.

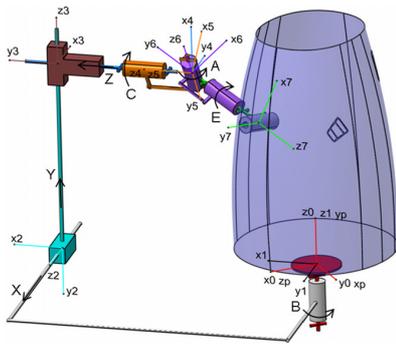
Kim, Affouard, Pateloup, Lavernhe, Castagnetti et Pechard proposent des travaux de calcul de trajectoire qui permettent de réduire les temps d'usinage pour des applications d'UGV multiaxes [Kim02] [Affouard04] [Lavernhe08b] [Castagnetti08a] [Pechard09] [PateloupV10]. Ces travaux portent sur la modification de la longueur, de la forme ou de la direction d'un trajet initialement calculé en FAO (Figure 3-6a).



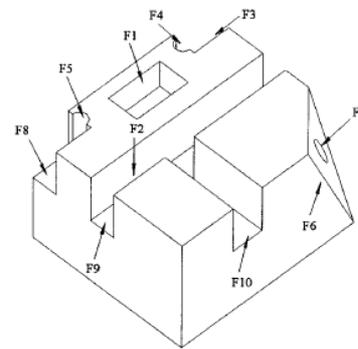
(a) Calcul de trajectoire d'évidement de poches [PateloupV10]



(b) Influence du posage de la pièce sur la distance parcourue par les axes [Pessoles10]



(c) Utilisation des redondances cinématiques pour la dépose de rubans composites [Debout11]



(d) Ordonnement de l'usinage d'entités optimisant la qualité et la productivité [Derelli99]

Figure 3-6 : Différentes catégories de travaux d'amélioration des temps d'usinage

D'autres travaux mettent en évidence l'influence du posage de la pièce dans l'espace de travail à la fois sur la distance parcourue par les axes de la machine-outil et sur les performances dynamiques atteignables par l'effecteur. Ainsi, Wang, Kim, Affouard, Cano et Pessoles proposent des outils d'optimisation du posage de la pièce selon un critère lié à la productivité de l'usinage (Figure 3-6b) [Wang01] [Kim04] [Cano04] [Pessoles10b].

L'utilisation de redondances cinématiques permet également d'améliorer les temps d'usinage en diminuant la valeur maximale de sollicitation cinématique (course ou vitesse) de chaque axe de la machine lors d'un déplacement donné [Robin07a] [Owen08] [Vosniakos09] [Debout11]. Ce type de structure à cinématique redondante requiert un modèle géométrique plus complexe et une diminution des masses en mouvement pour conserver une dynamique acceptable, ce qui entraîne une perte de précision et de rigidité de la structure (Figure 3-6c).

Enfin, Derelli, Tounsi et Das s'intéressent à l'amélioration de l'ordonnancement des opérations d'usinage [Derelli99] [Tounsi03] [Das09]. En effet, selon l'ordre dans lequel est effectuée la succession des usinages, le nombre de changements d'outil et l'allure des déplacements d'outil évoluent (Figure 3-6d). Il est ainsi possible de faire varier le temps global d'usinage qui comprend le temps d'usinage productif, le temps de déplacement hors matière et le temps de changement d'outil.

Les résultats en terme de diminution du temps d'usinage obtenus avec ces différents outils sont souvent estimés entre 10 % et 30 %. Cependant, il faut préciser que les résultats présentés correspondent à des applications particulièrement bien adaptées à l'étude. En d'autres termes, les applications présentées illustrent le potentiel maximal offert par les méthodes développées.

Finalement, la définition des trajectoires d'outil, du posage de la pièce, de la sollicitation des axes redondants et de l'ordonnancement des opérations peut avoir une influence importante sur la productivité de l'usinage. Cette influence peut s'avérer encore plus grande pour les machines-outils à structure parallèle qui font apparaître un comportement fortement anisotrope dans leur espace de travail. Ainsi, une méthode performante d'amélioration des temps de déplacement hors matière doit prendre en compte tous ces paramètres dans le problème d'optimisation. Cependant, leurs influences sur les temps d'usinage peuvent être couplées, ce qui peut provoquer une importante non-linéarité du problème d'optimisation. Il devient alors pertinent de proposer une méthode facilement adaptable à différentes structures de machines-outils et différentes pièces usinées qui offre un bon compromis entre la performance de la solution obtenue et la robustesse des calculs.

### **3. Optimisation des paramètres vis-à-vis de la productivité**

La définition des paramètres du processus d'usinage présentés dans le paragraphe précédent doit être adaptée aux performances de la machine-outil de façon à améliorer les temps d'usinage. Des méthodes d'optimisations locale ou globale peuvent alors être employées.

#### **3.1. Méthodes d'optimisation locale**

Une première catégorie de travaux regroupe les études qui requièrent une méthode d'optimisation locale pour déterminer la valeur des paramètres influents. Pour ces méthodes, la solution vers laquelle l'optimisation converge est bien souvent proche de la solution initiale apportée à l'algorithme d'optimisation. Ces méthodes nécessitent une définition initiale complète et satisfaisante des paramètres à optimiser [Khoukhi09] [Vosniakos09]. Par ailleurs, les fonctions coût et contraintes sont seulement cohérentes autour de la solution initiale.

Ainsi, les méthodes développées visent à déterminer une valeur optimale pour un type de paramètre de définition du processus en restant dans un rail de contrôle autour de la solution initiale [Castagnetti08a] [Bouard10]. Ce rail de contrôle est soit imposé par le procédé (usinage de finition avec qualité imposée, usinage d'ébauche avec variations maximales d'engagement d'outil imposées, etc.), soit fixé arbitrairement pour limiter les possibilités d'évolution de la solution calculée. Il permet de rendre le problème quasi-linéaire. Afin d'accroître la robustesse des calculs, la fonction coût retenue est de plus calculée à partir d'un critère simplifié. Ce critère permet d'évaluer l'évolution du temps d'usinage dans une zone limitée située autour de la solution initiale. Il correspond le plus souvent à un critère géométrique, cinématique ou énergétique mais n'est pas égal au temps d'usinage, plus complexe à modéliser.

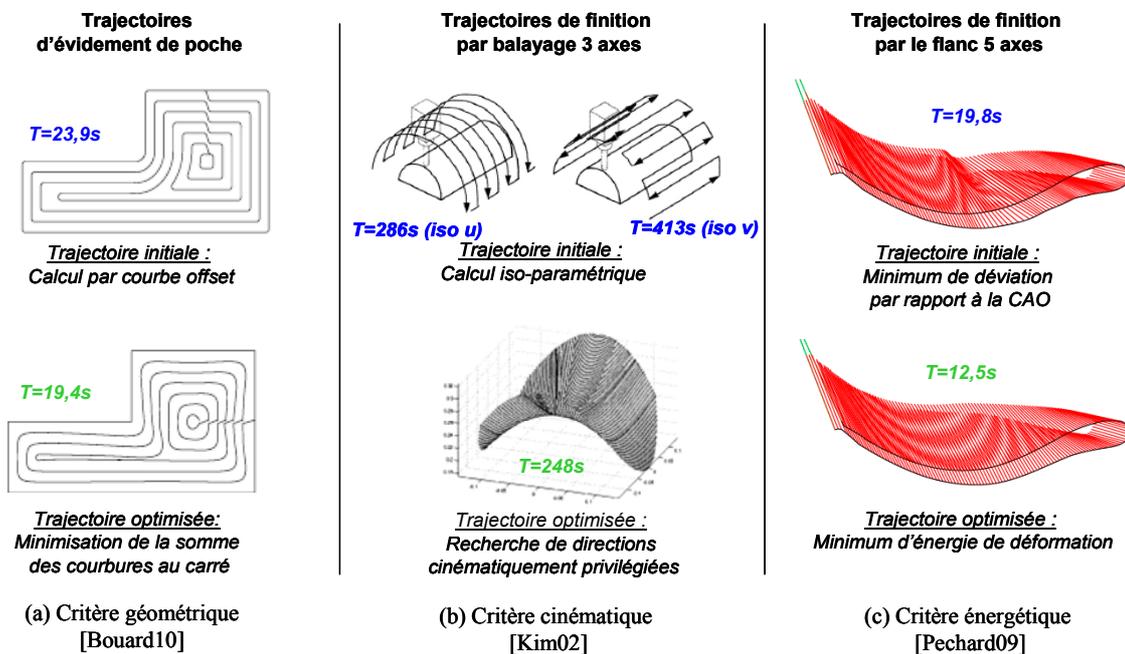


Figure 3-7 : Différents critères pour évaluer les variations de temps d'usinage durant l'optimisation

Les critères géométriques les plus utilisés visent à minimiser la longueur et les variations de courbure des trajectoires qui conduisent à un meilleur comportement cinématique de la machine [Dugas03] [Castagnetti08a] [Bouard10] [Debout11]. Les auteurs parlent alors de lissage des trajectoires (Figure 3-7a). Les critères cinématiques visent à privilégier les directions ou les zones d'usinage pour lesquelles la machine utilisée présente des performances dynamiques maximales liées à son architecture (Figure 3-7b) [Kim02], ou encore éviter les performances minimales telles que les inversions de sens des moteurs ou les singularités [Kim04] [Affouard04]. Un critère énergétique tel que la minimisation de l'énergie de déformation de la surface d'usinage permet également de traduire l'aptitude de la machine-outil à usiner rapidement sur le flanc des surfaces complexes (Figure 3-7c) [Wang97] [Pechard09].

La solution du problème est calculée à l'aide d'algorithmes robustes bien connus basés sur une estimation des dérivées secondes partielles de la fonction coût par rapport aux paramètres, encore appelée méthode du Hessien. Cette solution correspond à un minimum local et procure un gain de temps d'usinage limité.

Cette catégorie de travaux favorise ainsi la robustesse des calculs d'optimisation face à la performance de la solution obtenue.

### 3.2. Méthodes d'optimisation globale

La seconde catégorie de travaux regroupe les études développant des méthodes d'optimisation globale pour obtenir la valeur des paramètres du processus. Ici, la solution initiale est partiellement définie par la morphologie de la pièce et les poses d'approche et de retrait de l'outil en début et fin des opérations d'usinage. Les fonctions coût et contraintes prennent cette fois directement en compte le temps réel pour un grand intervalle de variation possible des paramètres du problème [Khoukhi09] [Vosniakos09].

Ces méthodes permettent la détermination d'un processus d'usinage optimal avec une grande possibilité d'évolution de la forme des trajets d'usinage dans l'espace de travail opérationnel. Cependant, le problème peut devenir fortement non-linéaire et nécessite l'utilisation d'algorithmes complexes et intensifs pour converger vers un minimum global. De plus, la convergence n'est pas assurée dans tous les cas [Sezimaria00].

Ainsi, plusieurs travaux visent à développer des méthodes spécifiques pour améliorer la convergence des calculs pour des problèmes fortement non-linéaires d'optimisation de la productivité [Owen08] [DaGraçaMarcos09] [Khoukhi09] [Vosniakos09]. Ces méthodes s'appuient sur la théorie des algorithmes génétiques (GA de l'anglais Genetic Algorithm ou IA de l'anglais Immune Algorithm). Cependant, ces algorithmes doivent être particulièrement bien adaptés au problème étudié et ne peuvent garantir la même convergence que les calculs de type Hessien.

Cette catégorie de travaux privilégie la performance de la solution obtenue, sans pouvoir certifier la convergence des calculs.

### 3.3. Espace d'expression du problème d'optimisation

La résolution du problème d'amélioration du temps d'usinage hors collision entre l'outil et la pièce impose de faire le choix de l'espace de travail utilisé pour exprimer les fonctions nécessaires à l'optimisation (Figure 3-8).

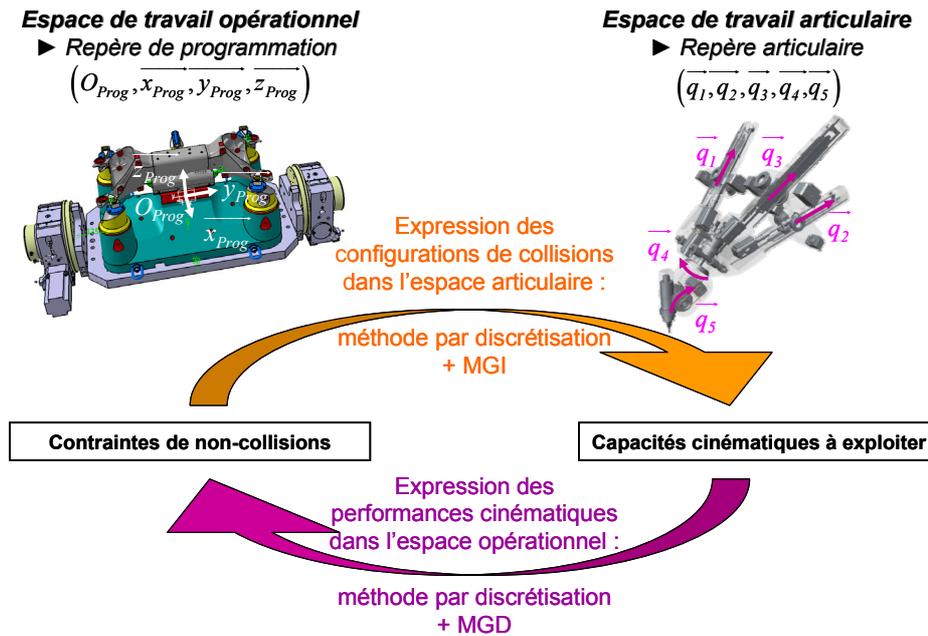


Figure 3-8 : Espace d'expression des critères et des contraintes du problème

En effet, les critères cinématiques à prendre en compte dans la fonction coût sont initialement exprimés dans l'espace de travail articulaire puisqu'ils sont liés aux caractéristiques des moteurs des axes. Tandis que les contraintes liées aux collisions ou au rail de contrôle de la trajectoire se calculent dans l'espace opérationnel, où se situent les obstacles avec lesquels l'outil ne doit pas entrer en contact.

Bi et Castagnetti affirment que dans le cas de l'usinage à 5 axes, il est plus efficace d'exprimer les différentes fonctions dans l'espace articulaire pour gagner en productivité [Bi07b] [Castagnetti08a]. Ainsi, ils expriment les contraintes de collision dans l'espace articulaire. Pour cela, ils utilisent la méthode des grilles qui consiste à discrétiser les obstacles en un nombre de points fins et régulièrement disposés. Puis, ils calculent les configurations articulaires correspondant à chaque point à l'aide du MGI. Cette solution nécessite de choisir un bon compromis entre l'approximation de l'expression des contraintes et le temps de calcul. Ainsi, Castagnetti développe une approximation du rail de contrôle de l'orientation d'outil pour l'usinage à 5 axes sur le flanc avec un nombre réduit de points décrivant un polygone d'appartenance de la trajectoire [Castagnetti08b]. Cette discrétisation permet une transformation plus rapide dans l'espace articulaire et assure tout de même une précision de contrôle satisfaisante du Domaine d'Orientation Admissible (DOA).

Huang préfère conserver une grande précision pour le contrôle de la trajectoire dans l'espace opérationnel et met alors en place une approximation des performances cinématiques dans ce même espace [Huang07]. Cette approximation passe alors par l'emploi du Modèle Géométrique Direct (MGD) et d'une discrétisation de l'espace adaptée aux performances de précision et de temps de calcul souhaitées. Cette solution peut être pertinente pour des architectures simples telles que des manipulateurs à deux axes [Huang07]. Pour les machines-outils à 5 axes, le comportement cinématique devient

complexe et nécessite d'être étudié à l'aide d'un modèle simplifié. Affouard estime ainsi que la contrainte à imposer au trajet est l'évitement des zones de singularités (définies par des cônes dans l'espace opérationnel), pour lesquelles les mouvements de la machine impliquent un allongement considérable du temps d'usinage [Affouard04].

Il est également possible d'utiliser une transformation d'un espace à l'autre au cours du calcul d'optimisation. Ainsi, pour chaque jeu de valeurs des paramètres testé au cours de l'optimisation, le calcul des fonctions coût ou contrainte intègre le MGI/MGD pour se positionner dans l'espace de travail exigé par l'étude. Ceci contrairement aux stratégies précédentes, pour lesquelles le temps de calcul dédié à la transformation d'un espace à l'autre est fixe et lié au pas de discrétisation choisi. Le temps de calcul dépend alors du nombre d'itérations et d'évaluations nécessaires à l'algorithme avant de converger vers la solution du problème. L'avantage de cette stratégie est qu'il n'apparaît pas d'approximations dues à la discrétisation des espaces.

### 3.4. Optimisations séquencées

Dans notre cas, nous souhaitons minimiser les temps de déplacement hors matière. L'outil idéal serait alors une méthode d'optimisation globale suffisamment robuste et généralisable à toutes les architectures de machines-outils et à toutes les morphologies de pièces. Cependant, l'état de l'art proposé dans les paragraphes précédents montre l'incompatibilité entre méthode robuste, optimisation globale et grand champ d'application. C'est pourquoi nous proposons une nouvelle méthode offrant un compromis acceptable entre ces trois caractéristiques. Cette méthode s'appuie sur une succession de plusieurs calculs d'optimisation. Chaque étape est dédiée à la détermination d'une classe de paramètres de définition du processus.

Le problème d'optimisation global fortement non-linéaire est ainsi transformé en plusieurs sous-problèmes quasi-linéaires, ce qui améliore la convergence du calcul vers une solution performante mais non obligatoirement optimale. De plus, il devient envisageable d'utiliser uniquement des algorithmes génériques et robustes de type calcul du Hessien. La méthode est alors facilement exploitable pour des machines-outils et des processus d'usinage différents. La solution obtenue reste cependant moins performante qu'avec l'utilisation des GA qui possèdent une meilleure capacité à déterminer un optimum global.

## 4. Optimisation du processus d'usinage

La méthode proposée est basée sur un séquençement de plusieurs problèmes d'optimisation sous contraintes, permettant de définir le posage de la pièce, l'ordonnancement des opérations, l'utilisation des redondances cinématiques et les trajets hors matière (Figure 3-9).

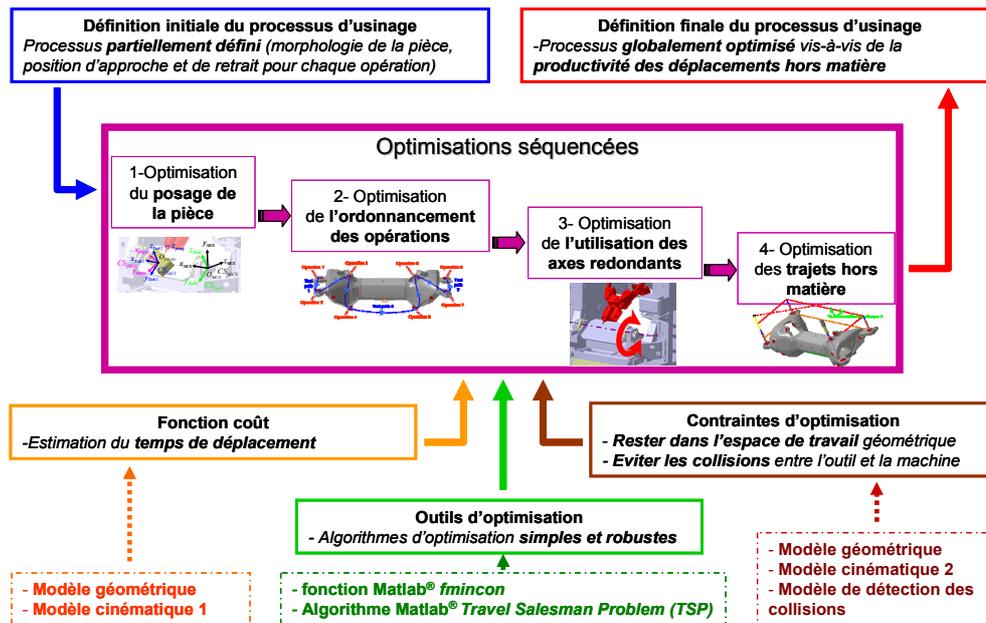


Figure 3-9 : Schéma global d'exécution de la méthode d'optimisation

Sa mise en place, présentée dans ce paragraphe, nécessite certaines modélisations de la machine-outil et de la pièce usinée que nous développons pour la PCI Tripteor X7.

#### 4.1. Formulation de la méthode de résolution

Les paramètres du processus sont déterminés par optimisation à partir d'une solution initiale définie avec un savoir-faire représentatif des services des méthodes par la morphologie de la pièce et les positions d'approche et de retrait de l'outil pour chaque opération d'usinage (Figure 3-9).

L'optimisation vise à minimiser le temps de déplacement de l'outil pour les trajectoires reliant les opérations d'usinage (Figure 3-9). La fonction coût du problème d'optimisation correspond à une estimation du temps de déplacement hors matière. Les contraintes prises en compte par le problème sont de ne pas dépasser les fins de course des axes de la machine et d'éviter les collisions entre les composants en mouvement et l'environnement de la cellule d'usinage.

Le problème d'optimisation est résolu en quatre étapes successives (Figure 3-9). Chaque étape se focalise sur la détermination d'une classe de paramètres, exprimés dans l'espace opérationnel. Afin de conserver une performance satisfaisante de la méthode, la transformation de l'espace opérationnel à l'espace articulaire nécessaire pour l'expression des fonctions coût et contraintes se fait au cours des calculs d'optimisation.

Afin d'alléger les temps de calcul de la méthode, seule l'étape de calcul des trajets d'outil prend en compte la contrainte de non-collision. En effet, le calcul de la fonction contrainte associée nécessite de déterminer la trajectoire suivie dans le repère de programmation (construit dans l'espace de travail opérationnel) à partir d'un déplacement commandé dans le repère articulaire (construit dans l'espace de

travail articulaire). Cette trajectoire peut uniquement être obtenue avec un modèle cinématique de la machine-outil qui, pour être suffisamment précis, devient coûteux en temps de calcul. Finalement, cette étape est positionnée à la fin du séquençage des optimisations pour aboutir à une solution finale qui respecte toutes les contraintes du problème ainsi formulé.

Par ailleurs, la définition du mouvement des axes redondants durant les déplacements entre deux opérations nécessite de déterminer le posage de la pièce comprenant la position initialement fixée de ces axes et l'ordonnancement des opérations d'usinage. Par conséquent, cette étape est positionnée après les optimisations du posage et de l'ordonnancement des opérations. Enfin, le calcul du posage optimal de la pièce est arbitrairement effectué avant l'ordonnancement des opérations.

## 4.2. Modélisations de la cellule d'usinage

L'expression des fonctions coût et contraintes utilisées pour les quatre étapes d'optimisation en fonction des paramètres du problème s'appuie sur différents modèles de la cellule d'usinage.

Le calcul de la fonction contrainte de non dépassement des courses des axes nécessite l'élaboration du modèle géométrique (MGI) qui permet l'obtention des positions des axes dans le repère articulaire en fonction de la pose de l'outil dans le repère de programmation de l'usinage. Le calcul de la fonction coût estimant le temps de déplacement impose la mise en place d'un premier modèle cinématique simulant le temps de déplacement entre deux poses d'outil définies dans le repère de programmation. Le calcul de la fonction contrainte de non-collision durant les déplacements exige de développer un second modèle cinématique couplé au MGD, permettant de déterminer la forme du trajet d'outil entre deux poses d'outil dans l'espace opérationnel pour un déplacement commandé dans l'espace articulaire. Un modèle de détection des collisions est également nécessaire. Ainsi, la modélisation de la cellule d'usinage passe par la définition des MGI/MGD de la machine-outil.

### 4.2.1. Modèles géométriques inverse et direct

Les modèles géométriques inverse et direct de la PCI Tripteur X7 sont calculés à l'aide de plusieurs paramètres géométriques décrivant l'architecture de la machine (distances et alignements entre liaisons) [Puchtler06]. Le choix des paramètres n'est pas étudié même s'il est d'une grande importance pour assurer la précision de la machine-outil [Chanal09].

Les modèles développés sont choisis identiques à ceux implémentés dans le DCN et prennent en compte 37 paramètres géométriques décrits dans la documentation Siemens relative à la structure Exechon [Siemens07]. Ce nombre important de paramètres complique l'expression des équations à résoudre mais permet de relâcher les contraintes d'usinage et d'assemblage [Exechon10]. Par exemple, un

paramètre correspond à la distance mesurée sur la noix entre l'axe de la liaison pivot et le bâti et l'axe de la liaison pivot avec la jambe (Figure 3-10).

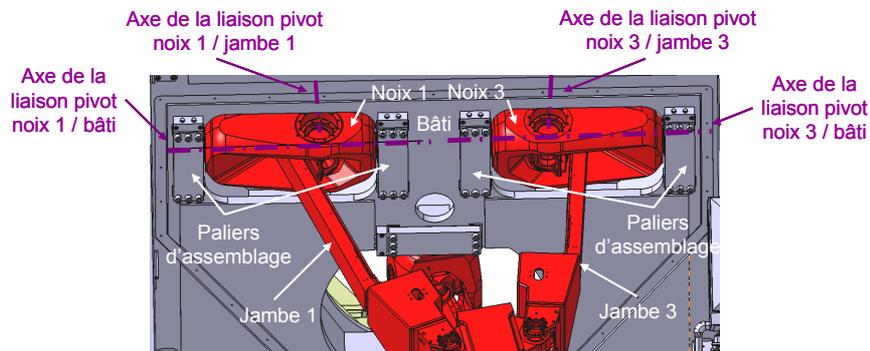


Figure 3-10 : Exemple de contraintes d'usinage et d'assemblage de la structure Exechon

L'utilisation de ce paramètre pour exprimer le modèle géométrique permet alors d'augmenter la tolérance liée au défaut de concourance des axes. A l'inverse, les deux axes des liaisons pivots entre le bâti et les noix 1 et 3 doivent être alignés, puisqu'aucun paramètre ne prend en compte le défaut d'alignement dans le modèle (Figure 3-10). Dans ce cas, la précision du modèle dépend directement du défaut d'assemblage des paliers des noix au bâti qui doit théoriquement respecter la contrainte d'alignement. Ainsi, un compromis doit être fait entre coût de fabrication du robot et performance de temps de calcul du modèle géométrique par le DCN tout en garantissant une précision géométrique suffisante de la machine-outil.

L'hyperstaticité de l'ensemble parallèle de la structure Exechon ne permet pas d'utiliser les méthodes usuelles servant à exprimer les relations entre les coordonnées articulaires et les coordonnées opérationnelles. En effet, l'écriture des fermetures géométriques génère un système sous-contraint liant les variables articulaires passives et actives avec les paramètres géométriques [Puchtler06]. Des équations exprimant des contraintes géométriques liées à l'hyperstatisme doivent donc compléter le système pour la résolution.

Dans un premier temps, nous allons nous intéresser à la définition du MGI de la PCI Tripteor X7, qui consiste à exprimer la valeur des variables articulaires ( $q_1, q_2, q_3, q_4$  et  $q_5$ ) en fonction de la pose de l'organe terminal, qui correspond à la position et à l'orientation de l'outil par rapport à un repère de programmation lié à la pièce à usiner ( $x_{TCP}, y_{TCP}, z_{TCP}, i, j, k$ ).

Pour établir le MGI, plusieurs repères, ainsi que plusieurs contraintes géométriques sont définis sur la structure de la machine (Figure 3-11) [PateloupS10a]. Ainsi, le repère  $R_{ICS}$  est lié au bâti du robot Exechon ; le repère  $R_{MPS}$  est lié à la plate-forme mobile ; le repère  $R_{BCS}$  est lié au bâti de la machine et le repère  $R_{TCP}$  est lié à l'effecteur.

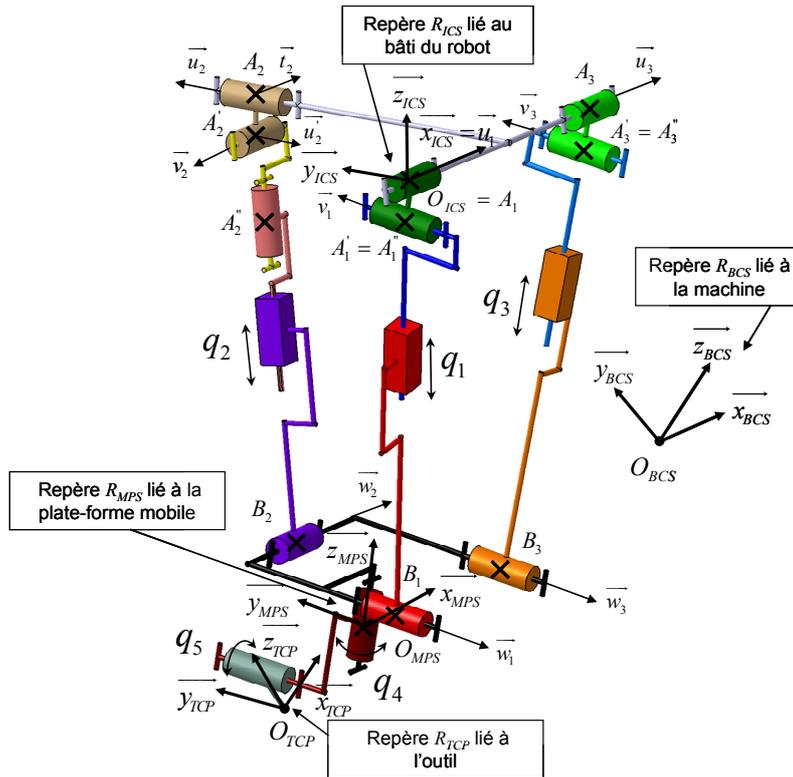


Figure 3-11 : Définition des paramètres et des contraintes géométriques de la structure Exechon

Les contraintes géométriques de conception sont :

$$\vec{u}_1 // \vec{u}_3 \quad \& \quad \vec{A}_1 \vec{A}_3 = \lambda \vec{u}_1 \quad (3.2)$$

$$\vec{v}_1 // \vec{w}_1 \quad \& \quad \vec{v}_3 // \vec{w}_3 \quad (3.3)$$

$$\vec{u}_1 \perp \vec{v}_1 \quad \& \quad \vec{u}_2 \perp \vec{v}_2 \quad \& \quad \vec{u}_3 \perp \vec{v}_3 \quad (3.4)$$

$$\vec{u}'_2 \perp \vec{v}_2 \quad (3.5)$$

$$\vec{u}_1 = \vec{x}_{ICS} \quad (3.6)$$

$$\vec{w}_1 = \vec{y}_{MPS} \quad (3.7)$$

$$\vec{x}_{MPS} // \vec{B}_1 \vec{B}_3 \quad (3.8)$$

$$i \in [1,3], \vec{A}_i'' \vec{B}_i \perp \vec{v}_i \quad \& \quad \vec{A}_i'' \vec{B}_i \perp \vec{w}_i \quad (3.9)$$

où :

- $\vec{u}_i$  est le vecteur directeur unitaire de l'axe de rotation entre la noix  $i$  et le bâti du robot ;
- $\vec{v}_i$  est le vecteur directeur unitaire de l'axe de rotation entre la noix  $i$  et la jambe  $i$  ;
- $\vec{w}_i$  est le vecteur directeur unitaire de l'axe de rotation entre la plate-forme mobile et la jambe  $i$ .

La résolution du MGI s'obtient alors en exprimant les contraintes géométriques de façon analytique (système (3.10)) et en exprimant le vecteur  $\vec{O}_{BCS} \vec{O}_{MPS}$  de deux manières différentes (équations (3.11) et (3.12)).  $O_{BCS}$  correspond à l'origine du repère lié au bâti de la machine, tandis que  $O_{MPS}$  est le centre de la plate-forme mobile.

$$\begin{cases} \overrightarrow{A_2 B_2} \perp \overrightarrow{w_2} \Leftrightarrow \overrightarrow{A_2 B_2} \cdot \overrightarrow{w_2} = 0 \\ \overrightarrow{A_2 B_2} \perp \overrightarrow{u_2} \Leftrightarrow \overrightarrow{A_2 B_2} \cdot \overrightarrow{u_2} = 0 \\ \overrightarrow{A_2 B_2} \perp \overrightarrow{v_2} \Leftrightarrow \overrightarrow{A_2 B_2} \cdot \overrightarrow{v_2} = 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

$$\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS1}} = \overrightarrow{O_{BCS} O_{ICS}} + \overrightarrow{O_{ICS} O_{MPS}} \quad (3.11)$$

$$\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS2}} = \overrightarrow{O_{BCS} O_{TCP}} + \overrightarrow{O_{TCP} O_{MPS}} \quad (3.12)$$

Les équations déterminées ne sont pas linéaires [Puchtler06]. Un algorithme de Newton-Raphson calculant le Hessien de la fonction mathématique à minimiser est alors utilisé pour les résoudre. Afin d'obtenir un système non linéaire avec le moins d'inconnues possible, un jeu de paramètres intermédiaires ( $x_{MPS}$ ,  $y_{MPS}$ ,  $z_{MPS}$ ,  $\beta$ ,  $\theta_2$ , et  $\theta'_2$ ) est introduit, comme pour la résolution du MGI du Tricept [Chanal06b].  $x_{MPS}$ ,  $y_{MPS}$ ,  $z_{MPS}$  sont les coordonnées du point  $O_{MPS}$  dans le repère  $R_{ICS}$ .  $\beta$  est l'angle de rotation de la plate-forme mobile autour de  $\overrightarrow{y_{ICS}}$ .  $\theta_2$  est l'angle de rotation de la noix 2 par rapport au bâti autour de l'axe  $\overrightarrow{u_2}$  et  $\theta'_2$  est l'angle de rotation de la jambe 2 par rapport à la noix 2 autour de l'axe  $\overrightarrow{t_2}$  (Figure 3-11). Les expressions du vecteur  $\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS}}$  sont déterminées par deux fermetures géométriques différentes, illustrées sur la Figure 3-12.

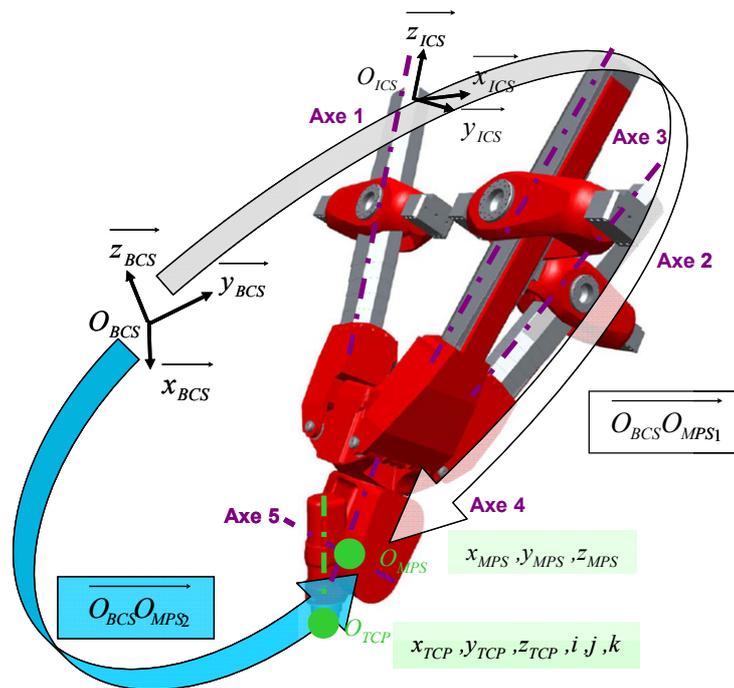


Figure 3-12 : Fermetures vectorielles utilisées pour la résolution du MGI

La première passe par la base fixe de l'ensemble parallèle, tandis que la seconde passe par le repère de programmation et la pièce à usiner. Le problème d'optimisation se résume au problème suivant : déterminer les six inconnues  $x_{MPS}$ ,  $y_{MPS}$ ,  $z_{MPS}$ ,  $\beta$ ,  $\theta_2$ , et  $\theta'_2$  en minimisant les six expressions du système (3.13) :

$$\begin{cases} \overrightarrow{A_2 B_2} \cdot \overrightarrow{w_2} = 0 \\ \overrightarrow{A_2 B_2} \cdot \overrightarrow{u_2} = 0 \\ \overrightarrow{A_2 B_2} \cdot \overrightarrow{v_2} = 0 \\ (\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS2}} - \overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS1}}) \cdot \overrightarrow{x_{BCS}} = 0 \\ (\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS2}} - \overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS1}}) \cdot \overrightarrow{y_{BCS}} = 0 \\ (\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS2}} - \overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS1}}) \cdot \overrightarrow{z_{BCS}} = 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

Toutefois, d'autres inconnues interviennent dans les équations exprimant les fermetures vectorielles de  $\overrightarrow{O_{BCS} O_{MPS}}$ . Ces inconnues supplémentaires sont  $q_4$ ,  $q_5$  et  $\alpha$ , cette dernière étant définie comme l'angle de rotation de la plate-forme mobile autour de  $\overrightarrow{x_{ICS}}$ . Pour exprimer  $q_4$ ,  $q_5$  en fonction de paramètres connus et des six inconnues ( $x_{MPS}$ ,  $y_{MPS}$ ,  $z_{MPS}$ ,  $\beta$ ,  $\theta_2$ , et  $\theta'_2$ ), nous utilisons la propriété suivante : le vecteur directeur unitaire de l'axe d'outil est porté par l'axe  $\vec{z}$  dans la base  $B_{TCP}$  et a pour composantes  $i$ ,  $j$  et  $k$  dans la base liée à la pièce, confondue avec la base  $B_{BCS}$ . Cette propriété se traduit mathématiquement par :

$$\left( [P_{BCS \rightarrow MPS}] \cdot [P_{MPS \rightarrow R}] \right)^T \begin{Bmatrix} i \\ j \\ k \end{Bmatrix} = [P_{R \rightarrow R5}] \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

où  $[P_{BCS \rightarrow MPS}]$  est la matrice de passage du repère  $R_{BCS}$  au repère  $R_{MPS}$ .  $[P_{MPS \rightarrow R}]$  est la matrice de passage du repère  $R_{MPS}$  au repère  $R_R$ , avec  $R_R$  le repère lié au poignet (rotation d'angle  $q_4$ ).  $[P_{R \rightarrow R5}]$  est la matrice de passage du repère  $R_R$  au repère  $R_{R5}$ , et  $R_{R5}$  est le repère lié à la broche (rotation d'angle  $q_5$ ).

$\alpha$  peut se déterminer en fonction des paramètres connus et des six inconnues ( $x_{MPS}$ ,  $y_{MPS}$ ,  $z_{MPS}$ ,  $\beta$ ,  $\theta_2$ , et  $\theta'_2$ ) par une construction géométrique et s'exprime comme suit :

$$\alpha = \arctan \left( \frac{-z_{MPS} \cdot y_{B1} + y_{MPS} \cdot \sqrt{y_{MPS}^2 + z_{MPS}^2 - y_{B1}^2}}{-y_{MPS} \cdot y_{B1} - z_{MPS} \cdot \sqrt{y_{MPS}^2 + z_{MPS}^2 - y_{B1}^2}} \right) \quad (3.15)$$

où  $y_{B1}$  est la coordonnée suivant  $\vec{y}$  du point  $B_1$  exprimée dans le repère  $R_{MPS}$ .

Pour terminer le calcul du MGI, il est nécessaire d'exprimer les variables articulaires  $q_1$ ,  $q_2$ ,  $q_3$ ,  $q_4$  et  $q_5$  en fonction des paramètres intermédiaires  $x_{MPS}$ ,  $y_{MPS}$ ,  $z_{MPS}$ ,  $\beta$ ,  $\theta_2$ , et  $\theta'_2$ , déterminés par optimisation. Pour cela,  $q_4$  et  $q_5$  sont calculés en reprenant l'équation (5).  $q_4$  et  $q_5$  satisfont le système suivant :

$$\left( [P_{BCS \rightarrow MPS}] \cdot [P_{MPS \rightarrow R}] \right)^T \begin{Bmatrix} i \\ j \\ k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sin(q_4) \times \sin(q_5) \\ -\sin(q_4) \times \cos(q_5) \\ \cos(q_5) \end{Bmatrix} \quad (3.16)$$

$q_1, q_2$  et  $q_3$  sont déterminés en fonction de  $x_{MPS}, y_{MPS}, z_{MPS}, \beta, \theta_2$ , et  $\theta'_2$  en utilisant la méthode décrite par Merlet [Merlet97]. Cette méthode consiste à exprimer les normes des vecteurs  $\overrightarrow{A_i''B_i}$  en développant une fermeture de chaîne vectorielle comme suit :

$$\text{Pour } i \in [1,3], \quad \overrightarrow{A_i''B_i} = \overrightarrow{A_i''A_i'} + \overrightarrow{A_i'A_i} + \overrightarrow{A_i'O_{ICS}} + \overrightarrow{O_{ICS}O_{BCS}} + \overrightarrow{O_{BCS}O_{MPS}} + \overrightarrow{O_{MP}} \quad (3.17)$$

Le MGD s'appuie sur la même méthode de résolution et consiste à exprimer la pose de l'outil par rapport à la pièce ( $x_{TCP}, y_{TCP}, z_{TCP}, i, j, k$ ) en fonction des données des variables articulaires ( $q_1, q_2, q_3, q_4$  et  $q_5$ ). Pour établir ce MGD, il suffit de reprendre la méthode d'optimisation présentée précédemment, où les variables intermédiaires à déterminer sont toujours  $x_{MPS}, y_{MPS}, z_{MPS}, \beta, \theta_2$ , et  $\theta'_2$  mais les équations à résoudre sont :

$$\begin{cases} \overrightarrow{A_2''B_2} \cdot \overrightarrow{w_2} = 0 \\ \overrightarrow{A_2''B_2} \cdot \overrightarrow{u_2} = 0 \\ \overrightarrow{A_2''B_2} \cdot \overrightarrow{v_2} = 0 \\ q_1 - q_{1\text{-calculé}} = 0 \\ q_2 - q_{2\text{-calculé}} = 0 \\ q_3 - q_{3\text{-calculé}} = 0 \end{cases} \quad (3.18)$$

où les  $q_{i\text{-calculé}}$  sont les valeurs  $q_i$  calculées pour chaque jeu de variables d'entrée de la boucle d'optimisation. Une fois que les paramètres intermédiaires sont calculés par optimisation, il est possible d'exprimer analytiquement les variables  $x_{TCP}, y_{TCP}, z_{TCP}, i, j, k$ .

Les résultats des MGI et MGD ainsi établis offrent une précision supérieure au micromètre par rapport aux calculs de transformation géométrique effectués par le DCN de la PCI Tripteur X7 pour des poses d'outil réparties dans l'ensemble de l'espace de travail [PateloupS08a]. Ces modèles sont nécessaires à l'expression des fonctions coût et contraintes de la méthode d'optimisation.

#### 4.2.2. Modèle cinématique de calcul des temps de déplacement

Le modèle cinématique présenté dans ce paragraphe permet de déterminer le temps de déplacement entre deux poses d'outil successives (position et orientation de départ  $x_d, y_d, z_d, i_d, j_d, k_d$ , et d'arrivée  $x_a, y_a, z_a, i_a, j_a, k_a$ ) dans le repère de programmation [PateloupS10a]. Ces mouvements d'outils sont exécutés en utilisant une loi de commande définie dans l'espace articulaire. En effet, ce type de loi procure une plus grande vitesse de réalisation des mouvements.

Ce modèle permet dans un premier temps d'obtenir la configuration articulaire de départ ( $q_{1d}, q_{2d}, q_{3d}, q_{4d}, q_{5d}$ ) et d'arrivée ( $q_{1a}, q_{2a}, q_{3a}, q_{4a}, q_{5a}$ ) du déplacement programmé dans l'espace opérationnel en

utilisant le MGI. Puis il calcule l'amplitude du mouvement de chaque axe de la machine ( $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4, \Delta q_5$ ). Ensuite, le temps minimal nécessaire pour le déplacement de chaque axe de la configuration de départ à la configuration d'arrivée est déterminé. Enfin, le temps de déplacement de l'outil est estimé par le maximum des temps de déplacement minimal de chaque axe (Figure 3-13).

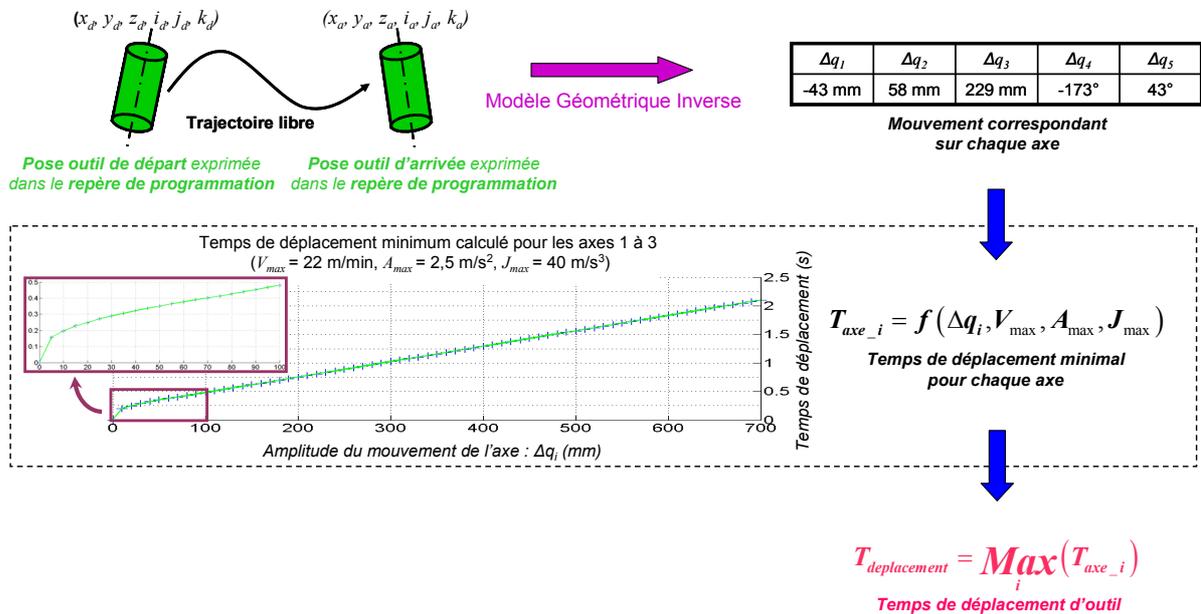


Figure 3-13 : Etapes de calcul du modèle cinématique simulant le temps de déplacement

Le calcul du temps de déplacement s'effectue à partir d'un modèle cinématique départ arrêté. Nous retenons un modèle à jerk contrôlé qui semble particulièrement bien adapté au comportement réel des axes des machines-outils [PateloupV04]. En effet, ce modèle est plus précis qu'un modèle à accélération contrôlée, puisqu'il permet de prendre en compte la variation d'accélération durant le déplacement. De plus, il correspond au modèle utilisé pour la génération des consignes de vitesse par le DCN des machines-outils industrialisées.

L'élaboration du modèle cinématique consiste à construire le profil de position de chaque axe respectant un temps de déplacement minimal de l'axe. Lorsque ce profil a atteint la valeur d'arrivée de l'axe, l'abscisse de temps correspondante est égale au temps minimal de déplacement de l'axe. Les paramètres de ce modèle sont alors l'amplitude du déplacement à effectuer sur l'axe et les limites physiques définissant les performances des moteurs [Gross01] :

- la vitesse maximale des axes qui correspond à la tension maximale admissible par les moteurs ;
- l'accélération maximale des axes qui est liée au courant maximal admissible par les moteurs ;
- la limite de jerk qui provient d'un compromis entre dépassement autorisé, coefficient d'amortissement, accélération maximale et premier mode propre de l'axe concerné.

La construction du profil de vitesse se décompose en 7 étapes, où chaque étape correspond à une nouvelle valeur du jerk qui suit une évolution en créneaux (Figure 3-14) :

- l'étape 1 qui correspond à l'augmentation de la vitesse et de l'accélération pour un jerk constant (le jerk maximal) ;
- l'étape 2 qui correspond à une augmentation de la vitesse à accélération constante (l'accélération maximale) et jerk nul ;
- l'étape 3 qui correspond à une augmentation de la vitesse et une diminution de l'accélération à jerk constant ;
- l'étape 4 qui correspond à une vitesse constante (la vitesse maximale) avec accélération et jerk nuls ;
- l'étape 5 qui correspond à une diminution de la vitesse et une augmentation de la décélération à jerk constant ;
- l'étape 6 qui correspond à une diminution de la vitesse à décélération constante (opposée de l'accélération maximale) et jerk nul ;
- l'étape 7 qui correspond à une diminution de la vitesse et de la décélération à jerk constant.

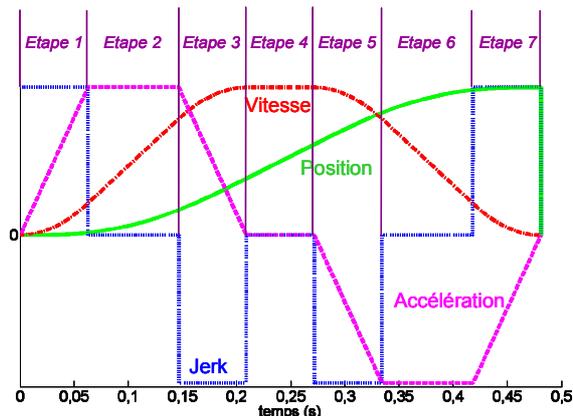


Figure 3-14 : Déplacement d'un axe à jerk contrôlé [PateloupV05]

Le problème de départ-arrêt ici traité vient contraindre les conditions initiales du problème :

- les vitesses initiale et finale de l'axe sont nulles ;
- les accélérations initiale et finale de l'axe sont nulles.

Suivant les données d'entrée du problème, les étapes 2, 4 et 6 peuvent disparaître. En effet, si le déplacement de l'axe est trop court pour permettre d'atteindre la vitesse d'avance programmée, l'étape 4 disparaît (Figure 3-15a). Le modèle développé diminue alors par incrément la vitesse à atteindre à la fin de l'étape 3 jusqu'à obtenir la vitesse à laquelle correspond le déplacement final souhaité.

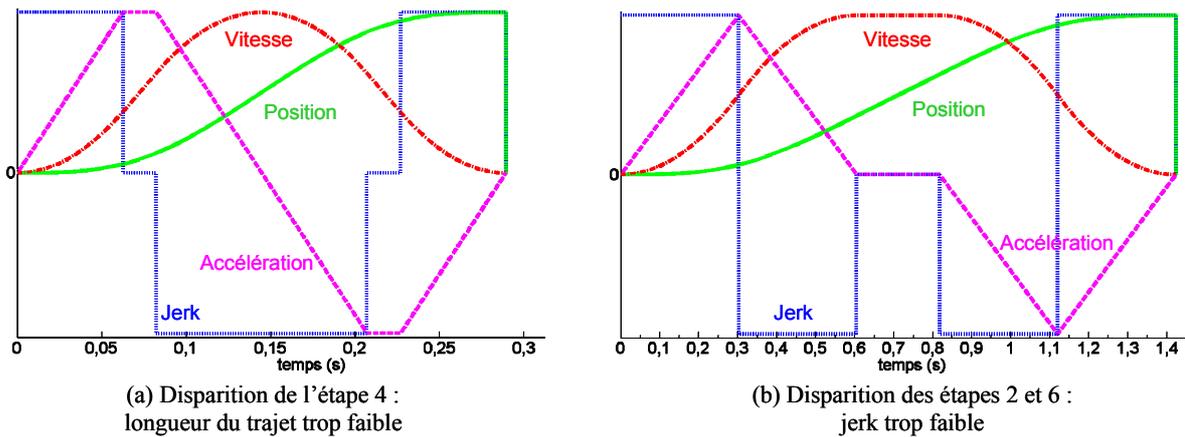


Figure 3-15 : Cas particuliers d'évolution des profils cinématiques [PateloupV05]

De même, si le jerk est trop faible, les étapes 2 et 6 disparaissent car la vitesse souhaitée pour l'étape 4 est atteinte avant d'obtenir l'accélération maximale (Figure 3-15b). Dans ce cas de figure, le modèle développé diminue l'accélération maximale à atteindre en fin d'étapes 1 et 5 jusqu'à obtenir une accélération nulle en fin d'étape 3 et 7.

Le modèle présenté est obtenu à l'aide d'un module de calcul développé sous Matlab<sup>®</sup>. Il permet, pour un déplacement hors matière exécuté avec une loi de commande définie dans l'espace articulaire, de calculer le temps de déplacement minimal de chaque axe et ainsi d'obtenir le temps de déplacement réel de l'outil.

#### 4.2.3. *Modèle cinématique calculant l'évolution du trajet d'outil dans l'espace opérationnel*

Un second modèle cinématique plus complexe doit être mis en place afin de déterminer, pour un déplacement hors matière exécuté avec une loi de commande définie dans l'espace articulaire, le trajet d'outil correspondant dans l'espace opérationnel [PateloupS10a]. Pour cela, ce second modèle utilise les étapes du modèle présenté dans le paragraphe précédent pour calculer de l'évolution des profils de vitesse pour une sollicitation maximale de chaque axe (Figure 3-16).

Les profils de déplacement de chaque axe sont alors construits de façon à atteindre leur position d'arrivée au même instant de façon identique à la loi de commande définie dans l'espace articulaire. Il est alors possible de reconstruire la trajectoire exprimée dans le repère articulaire, puis de calculer la trajectoire correspondante dans le repère de programmation à l'aide du MGD (Figure 3-16).

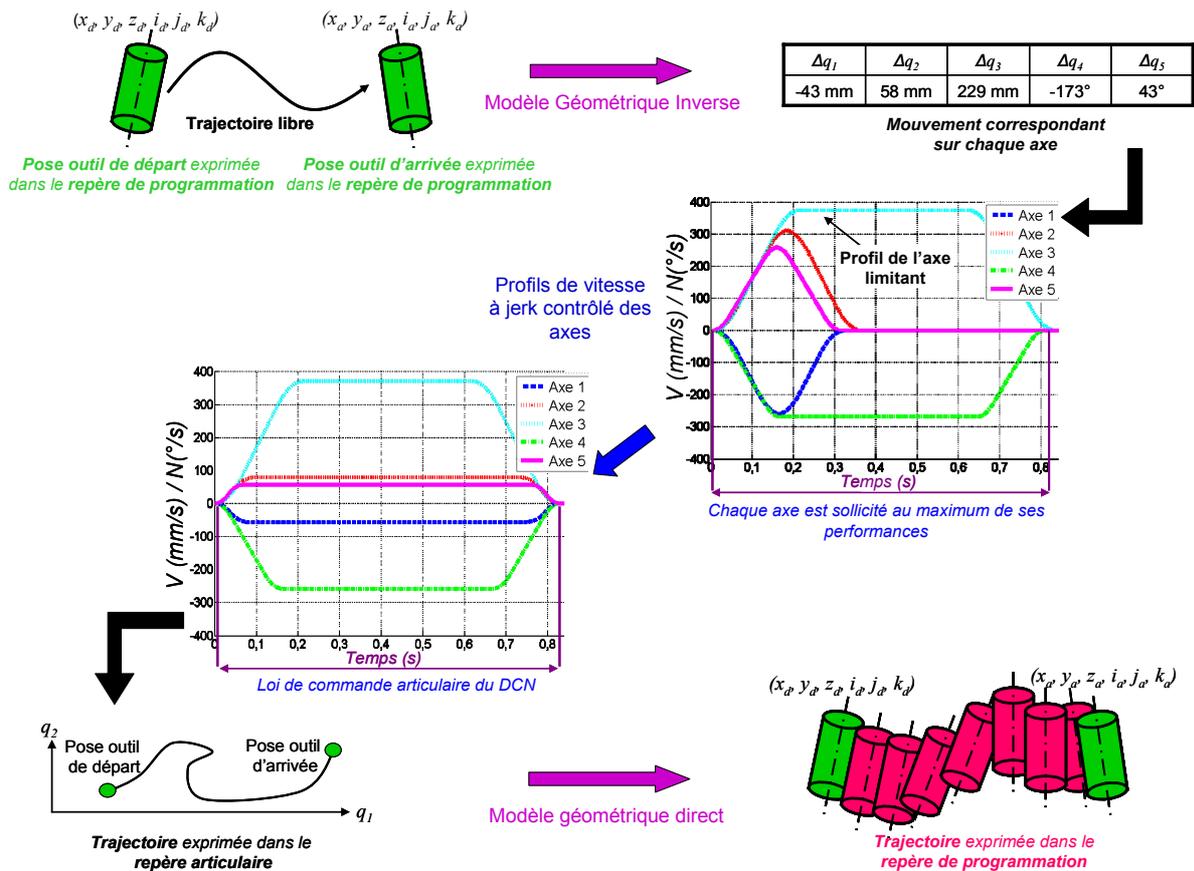


Figure 3-16 : Etapes du modèle cinématique procurant la trajectoire dans le repère de programmation

Pendant, pour obtenir les profils de déplacement des axes de façon à ce qu'ils atteignent leur position d'arrivée au même instant, plusieurs traitements sont nécessaires. Le premier consiste à extraire l'axe cinématiquement limitant, qui correspond à l'axe nécessitant le plus de temps pour atteindre sa position finale [Lavernhe08a]. La loi de commande articulaire calculée par le DCN effectue alors une transformation de ces profils de vitesse de façon à ce que tous les axes atteignent leur position finale au même moment, qui correspond au temps imposé par l'axe cinématiquement limitant.

Cette transformation des profils de vitesse peut introduire une modification de trois variables (la vitesse maximale, l'accélération maximale et le jerk maximal) pour ajuster le temps de déplacement à une valeur identique à celui de l'axe cinématiquement limitant. Le problème connaît alors plusieurs solutions [BrunPicard05]. Il est par exemple possible de n'ajuster que la valeur de la vitesse maximale de chaque axe avec l'objectif d'atteindre sa position pour un temps égal au temps de déplacement de l'axe limitant (Figure 3-17).

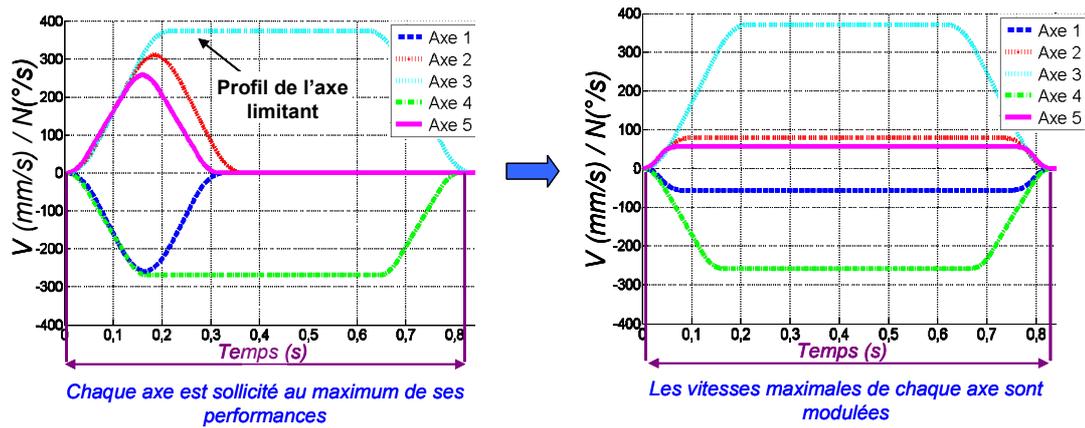


Figure 3-17 : Profils de vitesse par modulation de la vitesse maximale

Il est alors nécessaire d'identifier la solution retenue par le DCN. Dans le cas de la PCI Tripteor X7, cette solution consiste à respecter la contrainte suivante : chaque axe doit atteindre sa position finale en utilisant un profil de vitesse proportionnel à celui de l'axe limitant [PateloupS10a] (Figure 3-18).

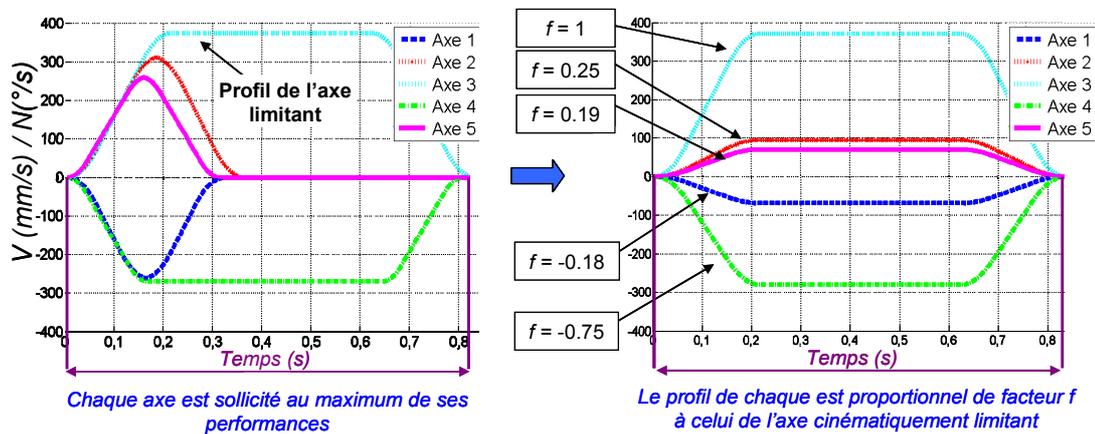


Figure 3-18 : Profils de vitesse par proportionnalité (de facteur  $f$ ) du profil de l'axe limitant

La méthode de calcul des profils de déplacement des axes est alors validée pour garantir la pertinence de la solution obtenue par l'optimisation. Pour cela, pour un même déplacement imposé, nous comparons les profils de vitesse issus du modèle élaboré et ceux calculés par la loi de commande équipant le DCN de la PCI Tripteor X7. Ces derniers sont mesurés en utilisant un retour d'information de consigne calculée par le DCN.

La Figure 3-19 montre la comparaison pour trois déplacements hors matière successifs associés chacun à un axe cinématiquement limitant différent.

Ce relevé montre que, pour un déplacement total de l'outil dépassant 2000 mm dans l'espace opérationnel, apparaît un défaut maximal de 2,3 % en vitesse et 1,9 % en temps entre les deux catégories de profils. L'écart majeur rencontré provient de la valeur de la vitesse maximale atteinte par les axes qui, suivant les déplacements, diffère de la valeur théorique avec une tolérance de 10 mm/s.

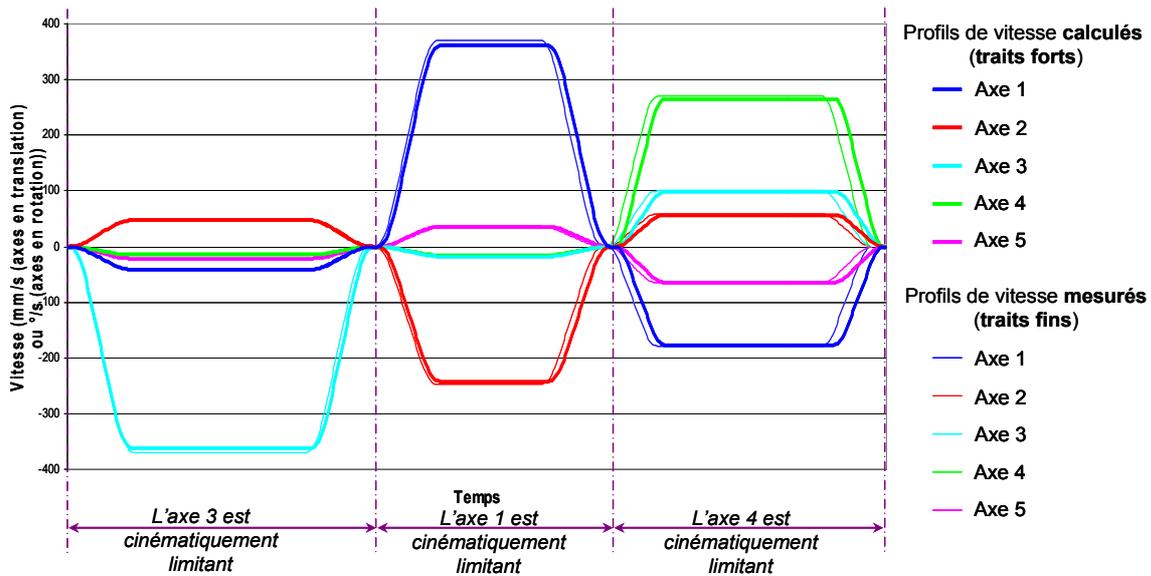


Figure 3-19 : Comparaison des profils de vitesse calculés par le modèle et mesurés sur le DCN

Ces résultats permettent de valider les deux modèles cinématiques développés afin de pouvoir les utiliser pour calculer les fonctions coût et contraintes de la méthode d’optimisation.

#### 4.2.4. Modèle de détection des collisions

La dernière étape du calcul de la fonction contrainte relative à l’évitement des collisions nécessite la mise en place d’un modèle de détection des collisions pour des mouvements combinés de translation et d’orientation de l’outil. Nous nous intéressons ici aux méthodes de détection des interférences globales entre l’outil et les autres composants de la cellule d’usinage, qui diffèrent des méthodes de détection des interférences locales entre la partie active de l’outil et la surface théorique à usiner.

Pour effectuer cette détection, une première catégorie de travaux rencontrés dans la littérature utilise une description mathématique des surfaces-enveloppes des composants. La collision est ensuite détectée avec un calcul de distance qui ne peut être effectué qu’en décrivant la géométrie des composants à l’aide de fonctions mathématiques paramétrées [Monies04]. Les plus utilisées sont les fonctions polyédriques convexes qui conduisent à des calculs de distance simplifiés (Figure 3-20) [Illushin05].

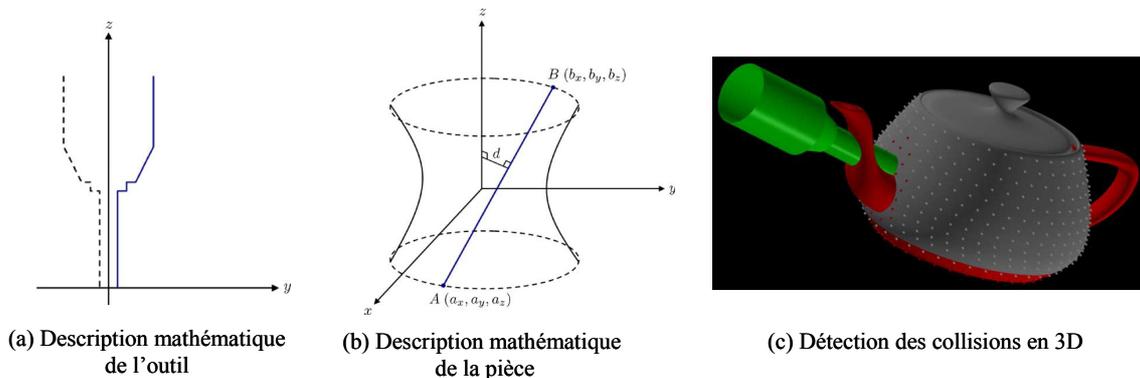


Figure 3-20 : Détection des collisions par fonctions mathématiques de description des objets [Illushin05]

Cependant ces fonctions de description ne se prêtent pas facilement à toutes les géométries d'obstacle. En effet, pour certaines géométries, le nombre de polyèdres décrivant la géométrie devient trop important et nécessite des temps de calcul très longs.

Une autre catégorie de travaux consiste à décomposer les obstacles à l'aide d'entités géométriques simples qui facilitent le calcul de distance. Cette décomposition peut s'effectuer à l'aide de plans parallèles, ce qui aboutit à des calculs de détection des collisions beaucoup plus simples (Figure 3-21) [Tang07].

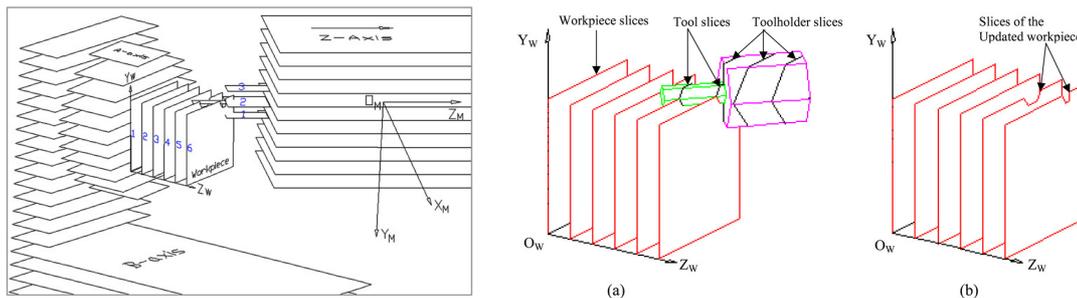


Figure 3-21 : Détection de collisions par balayage de plans élémentaires [Tang07]

Les entités de description peuvent aussi être des sphères, des boîtes orientées, ou des polygones convexes avec un nombre de faces donné englobant la géométrie à modéliser (Figure 3-22) [Sezimaria00] [Ding04].

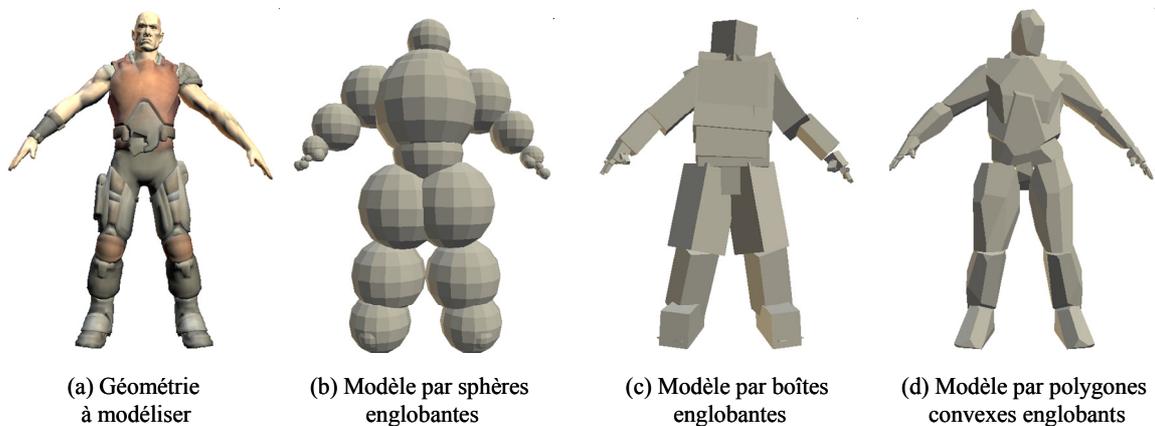


Figure 3-22 : Décompositions par éléments simples utilisées pour le traitement des images de synthèses

Afin de conserver des performances acceptables en terme de précision de modélisation des éléments et de temps de calcul des collisions, le concept de la décomposition par niveaux, également appelée méthode des octrees, est utilisé [Ding04]. Il consiste à effectuer les tests de collision par niveau en augmentant au fur et à mesure la finesse de modélisation des géométries (Figure 3-23). Cette augmentation de la précision de modélisation est seulement réalisée dans la zone de risque de collision. Cette méthode permet ainsi un gain de temps par rapport aux méthodes systématiques pour une précision de détection équivalente.

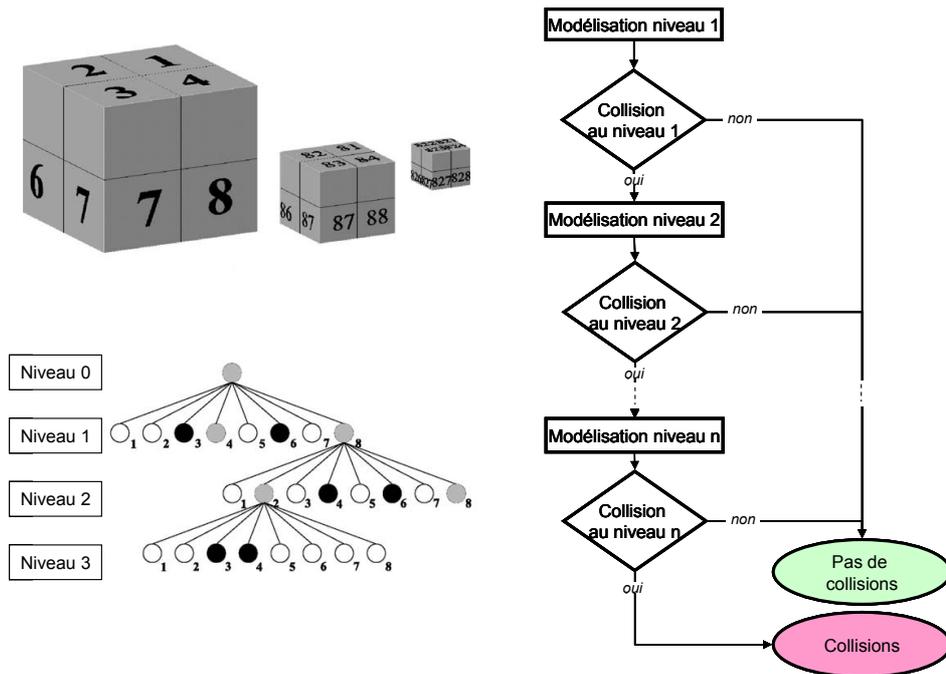


Figure 3-23 : Méthode de détection des collisions par octrees [Ding04]

Nous retenons pour notre méthode le concept de modélisation par des entités simples englobant la géométrie réelle des éléments. Le modèle de détection développé est alors basé sur le calcul de distance simplifié entre les composants du système {broche + outil} et le système {pièce + montage d'usinage}. Le système contenant l'outil possède une forme générale de révolution, c'est pourquoi il est modélisé à l'aide de sphères englobantes. Celui contenant la pièce usinée est de forme prismatique et est par conséquent modélisé par des boîtes parallélépipédiques (Figure 3-24) [PateloupS10c]. Cette modélisation par géométries englobantes permet une détection rapide de toutes les configurations de collisions possibles tout en procurant une précision adaptable suivant le nombre d'éléments utilisés, qui est directement lié au nombre de niveaux de la décomposition.

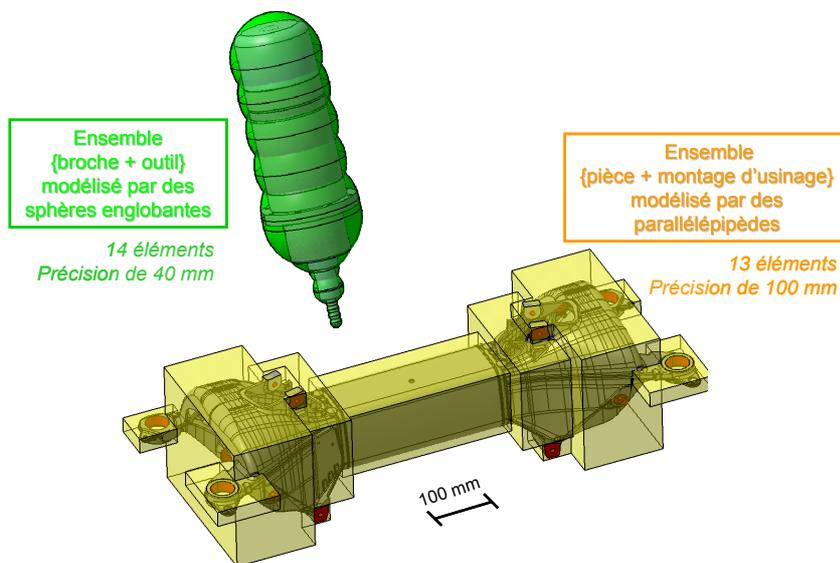


Figure 3-24 : Modélisation de la géométrie retenue pour la détection des collisions

La collision entre la sphère  $m$  et le parallélépipède  $n$  est évitée si le système (3.19) n'est pas vérifié (Figure 3-25).

$$R_{Prog} \begin{cases} X \min_n - Routil_m \leq Xoutil_m \leq X \max_n + Routil_m \\ Y \min_n - Routil_m \leq Youtil_m \leq Y \max_n + Routil_m \\ Z \min_n - Routil_m \leq Zoutil_m \leq Z \max_n + Routil_m \end{cases} \quad (3.19)$$

où la boîte englobante est définie par les coordonnées d'un point inférieur ( $Xmin_n, Ymin_n, Zmin_n$ ) et d'un point supérieur ( $Xmax_n, Ymax_n, Zmax_n$ ). La sphère englobante est définie par les coordonnées de son centre ( $Xoutil_m, Youtil_m, Zoutil_m$ ) et son rayon  $Routil_m$ .

Dans le cas d'une collision, ce modèle a la particularité de pouvoir renseigner la profondeur de collision, notée  $profondeur_{collision\_m-n}$  [Sezimaria00]. Cette donnée est plus complète que la simple information duale « collision ou non-collision » et peut favoriser la convergence du calcul d'optimisation sous contraintes vers un résultat sans collision en ajustant la valeur de la fonction contrainte à l'ampleur de la collision (Equation (3.20)).

$$profondeur_{collision\_m-n} = \frac{wx}{dx} + \frac{wy}{dy} + \frac{wz}{dz} \quad (3.20)$$

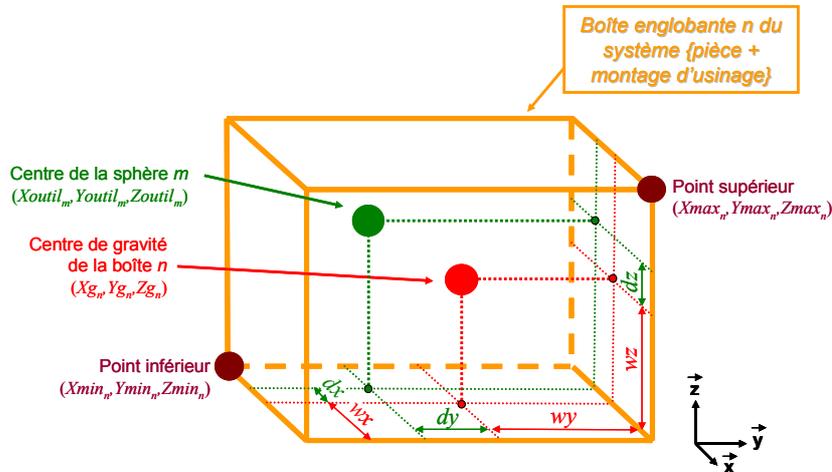


Figure 3-25 : Calcul de la profondeur de collision

Ce paramètre est calculé comme la somme sur chaque direction de l'espace cartésien de l'inverse de la distance entre le centre de la sphère et le centre de gravité du parallélépipède (notée  $dx, dy, dz$ ), affecté d'un poids  $w$  égal à la dimension de la boîte suivant la direction considérée (notée  $wx, wy, wz$ ) (Figure 3-25). Ce paramètre est ainsi minimal si le centre de la sphère se situe sur une frontière de la boîte et connaît une valeur maximale si le centre de la sphère et le centre de gravité de la boîte sont coïncidents. Toutefois, la valeur de la profondeur de collision est limitée à une valeur maximale pour éviter la limite infinie de la fonction mathématique associée.

### 4.3. Proposition d'un séquençement des optimisations

La méthode d'optimisation proposée s'appuie sur une étape préliminaire qui vise à définir une solution initiale au problème. Elle est ensuite définie par une fonction coût et des fonctions contraintes appliquées à chacune des quatre étapes séquencées [PateloupS10c].

#### 4.3.1. Définition de la valeur initiale des paramètres d'optimisation

La définition initiale de chaque catégorie de paramètres du processus peut influencer la convergence des optimisations successives vers une solution performante en terme de productivité. En effet, l'influence globale des différents paramètres d'optimisation sur la fonction coût peut amener une étape d'optimisation de la méthode, autre que la dernière étape, à converger vers une solution qui ne peut pas respecter les contraintes de collisions imposées au problème. Le choix de la solution initiale du problème est alors basé sur une définition usuelle du processus d'usinage. De plus, nous privilégions une solution initiale qui respecte les contraintes du problème de façon à améliorer les capacités de convergence de calculs.

Le posage initial de la pièce dans l'espace de travail opérationnel est défini par un jeu de paramètres géométriques qui décrivent la matrice de passage entre le repère de base de la machine ( $R_{BCS}$ ) et le repère de programmation ( $R_{Prog}$ ) lié à la pièce usinée (Figure 3-26).

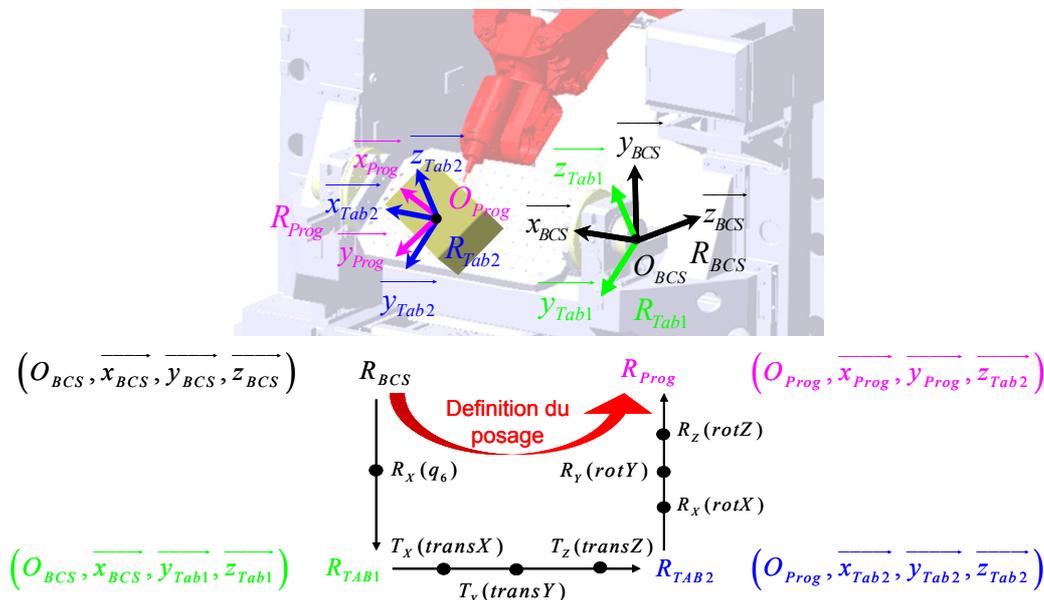


Figure 3-26 : Définition du posage de la pièce dans l'espace de travail opérationnel

Dans le cas général, la matrice de passage est composée de 3 paramètres de translation ( $transX$ ,  $transY$ ,  $transZ$ ) et 3 paramètres de rotation ( $rotX$ ,  $rotY$ ,  $rotZ$ ) suivant les 3 directions de l'espace. Dans le cadre de notre étude appliquée à la PCI Tripteur X7, un 7<sup>ème</sup> paramètre correspondant à une valeur fixe de

l'angle d'orientation de l'axe positionné  $q_6$  est également prise en compte pour la définition du posage de la pièce.

La définition usuelle du posage consiste à retenir un alignement et un centrage de la pièce usinée sur la table de la machine-outil en position horizontale. Ce posage initial assure en plus que l'accessibilité de l'outil est suffisante pour atteindre toutes les configurations définies dans le programme d'usinage.

Le calcul initial des trajets d'outil hors matière qui relient les opérations d'usinage s'effectue dans le repère de programmation  $R_{prog}$  en ajoutant des poses d'outil intermédiaires qui permettent d'éviter les collisions. Ces poses intermédiaires sont déterminées en utilisant une décomposition usuelle des mouvements d'outil simples de type translation à axe fixe et orientation autour d'un point fixe. Cette décomposition aboutit à des trajectoires sécurisantes vis-à-vis des collisions, même si elles ne correspondent pas aux déplacements d'outil les plus rapides (Figure 3-27).

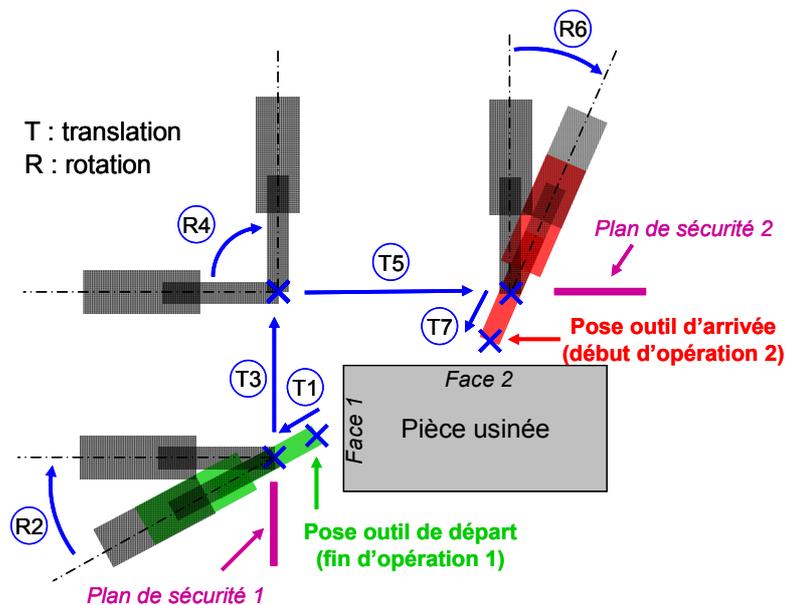


Figure 3-27 : Décomposition des déplacements hors matière en plusieurs trajets élémentaires successifs

L'ordonnancement initial des opérations est obtenu avec l'objectif de minimiser la distance totale parcourue par l'outil dans l'espace opérationnel. La détermination de cet ordonnancement est basée sur la résolution du problème bien connu du voyageur de commerce [Derelli99]. Le problème se formule comme suit : pour une liste de villes donnée auxquelles est associée une situation géographique, dans quel ordre le voyageur de commerce doit-il organiser sa tournée pour parcourir un nombre de kilomètres minimal avec la contrainte de faire étape une fois dans chaque ville ?

La résolution de ce problème passe par une traduction matricielle du problème, où la composante  $Mat_{distanceij}$  de la matrice correspond à la distance à parcourir pour aller de la ville initialement nommée ville  $i$  à la ville initialement nommée ville  $j$  (Equation (3.21)). Pour un nombre  $n$  de villes à traverser, la

résolution mathématique du problème se résume alors à la détermination d'un jeu de  $n$  composantes de la matrice  $Mat_{distance}$  dont la somme est minimale. Ce jeu de  $n$  composantes doit respecter la contrainte suivante : chaque composante doit être extraite d'une ligne et d'une colonne différente de la matrice.

$$Mat_{distance} = \begin{bmatrix} - & distance\ 2/1 & \dots & distance\ n/1 \\ distance\ 1/2 & - & \dots & distance\ n/2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ distance\ 1/n & distance\ 2/n & \dots & - \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

La méthode de résolution de ce problème la plus rapide utilise un algorithme génétique de type recuit simulé. Cet algorithme, disponible dans l'environnement Matlab<sup>®</sup>, présente une très grande robustesse une fois son réglage vis-à-vis d'un problème donné effectué [Dereli99]. La composante  $Mat_{distance}ij$  de la matrice correspond ainsi à la distance parcourue par l'outil dans l'espace articulaire pour aller du point de retrait de l'opération  $i$  au point d'approche de l'opération  $j$ .

#### 4.3.2. Développement des quatre étapes d'optimisation séquentielles

Les étapes successives de calcul sont basées sur l'utilisation de la fonction *fmincon* proposée sous l'environnement Matlab<sup>®</sup> qui utilise le principe du Hessien pour la détermination du minimum d'une fonction mathématique. Elles sont définies par une fonction coût et des fonctions contraintes.

La fonction coût est égale au temps total de déplacement hors matière de l'outil ,soit la somme de tous les temps de déplacement  $T_{mvt\_i\_j}$  (Equation (3.22)).  $T_{mvt\_i\_j}$  correspond au temps nécessaire pour exécuter un mouvement décomposé du déplacement hors matière entre deux opérations. Il est obtenu à partir du modèle cinématique n°1 (§ 4.2.2).

$$f_{cout} = \sum_{i=1}^{nb\_dep\_hors\_matière} \sum_{j=1}^{nb\_mvt\_décomposés} T_{mvt\_i,j} \quad (3.22)$$

où  $nb\_mvt\_décomposés$  désigne le nombre de mouvements décomposés durant un déplacement hors matière et  $nb\_dep\_hors\_matière$  désigne le nombre de déplacements hors matière programmés pour la phase d'usinage complète.

Un premier vecteur contrainte concerne le respect des courses disponibles sur chaque axe de la machine-outil. Sa dimension est égale au nombre total de mouvements décomposés, cumulés pour l'ensemble des déplacements hors matière. Une valeur nulle des composantes de ce vecteur correspond à une trajectoire contenue dans l'espace de travail de la machine-outil, tandis qu'une valeur non nulle positive annonce le dépassement d'une fin de course. Afin de faciliter la convergence de l'algorithme d'optimisation, la valeur du dépassement de la course sur chaque axe est attribuée à la composante du vecteur contrainte.

Un deuxième vecteur contrainte, seulement pris en compte pour la dernière étape de calcul d'optimisation, permet de considérer la contrainte de non-collision durant les déplacements hors matière. Sa dimension est égale au nombre total de mouvements décomposés, cumulés pour l'ensemble des déplacements hors matière. La valeur de chaque composante du vecteur est égale à la profondeur de collision cumulée pour l'ensemble des configurations discrétisées des sphères englobantes du système {broche + outil} et pour l'ensemble des boîtes englobantes du système {pièce + montage d'usinage} durant un mouvement décomposé. L'attribution de cette valeur permet également de prendre en compte la profondeur d'interférence et facilite la convergence de l'algorithme. Les valeurs des composantes du vecteur contrainte sont calculées en utilisant le modèle cinématique n°2 qui permet de reconstruire la trajectoire d'outil dans l'espace opérationnel et le modèle de détection des collisions élaborés aux § 4.2.3 et § 4.2.4.

La première étape d'optimisation permet de déterminer le posage optimal de la pièce. Les paramètres de l'optimisation sont les paramètres géométriques qui définissent la matrice de passage entre le repère  $R_{BCS}$  et le repère  $R_{Prog}$ . Les paramètres retenus pour cette étape d'optimisation ( $q_6$ ,  $transX$ ,  $transY$  et  $rotZ$ ) sont uniquement les paramètres qui n'influent pas sur la conception du montage d'usinage, supposé être défini avant la mise en place de l'optimisation.

La deuxième étape vise à déterminer l'ordonnancement optimal des opérations. Elle nécessite l'utilisation de l'algorithme génétique du problème du voyageur de commerce qui est adapté au problème considéré. Les composantes de la matrice des distances  $Mat_{distance}^{ij}$  sont égales au temps nécessaire pour se déplacer de l'opération  $i$  à l'opération  $j$ . Toutefois, une contrainte supplémentaire doit être prise en compte, puisqu'une succession d'opérations réalisées par un même outil doit débuter et finir à la configuration de changement d'outil.

La troisième étape aboutit à une utilisation optimale des axes cinématiquement redondants de la machine-outil. Ces axes redondants sont considérés comme axes fixes lors de la détermination du processus d'usinage initial. Ils sont désormais assimilés à des axes en mouvement durant les déplacements hors matière et conduisent à un gain de temps de déplacement. Dans notre cas, les mouvements des axes redondants sont synchronisés avec un mouvement d'outil décomposé pour chaque déplacement hors matière. Cette synchronisation permet de commander ce déplacement avec une instruction supplémentaire dans le programme d'usinage et permet surtout de contrôler la position relative de l'outil par rapport à la pièce. Ainsi, pour chaque déplacement hors matière, le mouvement de l'axe redondant s'effectue simultanément avec le mouvement d'outil décomposé le plus long de la séquence (Figure 3-27). Les paramètres d'optimisation sont alors les valeurs de position de départ et d'arrivée de l'axe redondant. Comme cet axe ne pivote pas durant les opérations d'usinage, la position d'arrivée pour

le déplacement hors matière  $n$  est identique à la position de départ du déplacement hors matière  $n+1$ . Par conséquent, le nombre de paramètres est égal au nombre d'opérations d'usinage.

La dernière optimisation concerne le calcul des trajectoires d'outil. Comme présenté pour la mise en place de la solution initiale du problème, chaque déplacement d'outil entre deux opérations d'usinage est défini à l'aide de plusieurs poses d'outil intermédiaires. Ainsi, le déplacement de l'outil est exécuté par plusieurs mouvements séquencés en utilisant la loi de commande définie dans l'espace articulaire. L'optimisation consiste alors à modifier les coordonnées  $(x, y, z, i, j, k)$  décrivant la position et l'orientation de l'outil pour chaque pose intermédiaire. La trajectoire dans l'espace opérationnel résultant de l'optimisation est déduite en utilisant le modèle cinématique n°2.

Finalement, la séquence d'optimisation conduit à la détermination d'un processus d'usinage procurant un gain de rapidité de l'usinage, comme illustré sur la Figure 3-9. Cette méthode est alors appliquée pour deux cas industriels afin d'analyser ses performances.

## 5. Application de la méthode à des cas industriels

Les applications retenues pour l'analyse des performances de la méthode correspondent à des usinages de pièces de dimensions cohérentes vis-à-vis de la taille de l'espace de travail de la PCI Tripteor X7. En effet, plus la pièce usinée est petite, plus grandes sont les possibilités de faire varier les temps d'usinage en fonction du posage dans l'espace de travail ; cela induit des gains plus importants mais peu réalistes.

La première application concerne l'usinage d'un composant de liaison au sol arrière d'automobile. Les opérations d'usinage considérées sont situées dans deux zones distinctes au niveau de la pièce et nécessitent une amplitude de variation d'orientation de l'outil de  $90^\circ$  (Figure 3-28a). La seconde application correspond à l'usinage d'un composant de train d'atterrissage d'hélicoptère. La pièce est plus petite que la précédente mais nécessite une plus grande accessibilité de l'outil (Figure 3-28b).

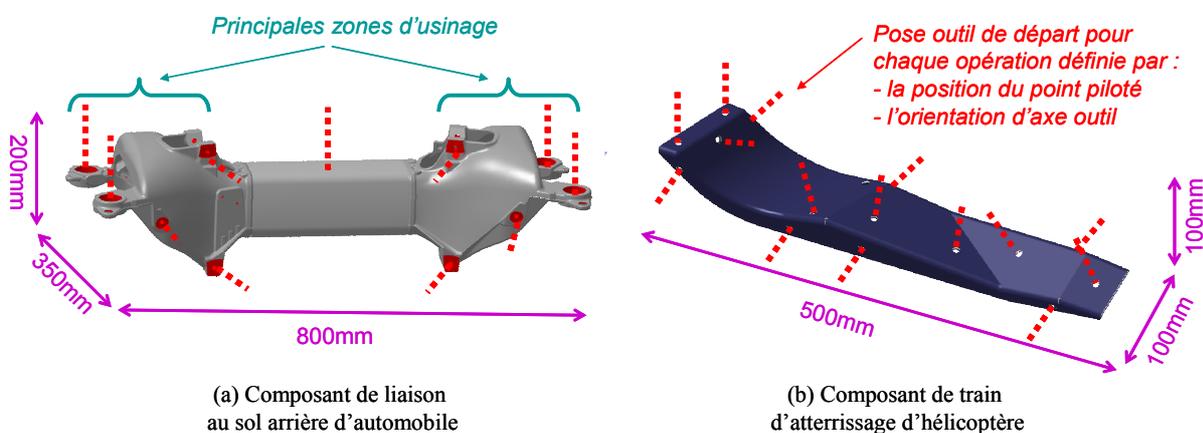


Figure 3-28 : Poses d'outils nécessaires à l'usinage des deux exemples industriels

### 5.1. Application à l'usinage d'une pièce automobile

Le processus d'usinage initial associé à cette première application est décrit sur la partie gauche, nommée initiale, des Figure 3-29, Figure 3-30, Figure 3-31 et Figure 3-32. Le Tableau 3-4 présente les gains de productivité apportés par chaque étape d'optimisation.

Etape d'optimisation	Temps total de déplacement hors matière	Gain de productivité relatif	Gain de productivité global	Temps de calcul
Définition initiale (pour une loi de commande définie dans l'espace opérationnel)	27,35 s	-	-	-
Définition initiale (pour une loi de commande définie dans l'espace articulaire)	21,39 s	22 %	22 %	-
Après l'étape 1 (posage optimisé)	18,98 s	11 %	30 %	02 H 10 min
Après l'étape 2 (ordonnancement optimisé)	18,38 s	3 %	33 %	00 H 04 min
Après l'étape 3 (utilisation des axes redondants)	17,22 s	6 %	37 %	01 H 20 min
Après l'étape 4 (trajectoires optimisées)	8,64 s	51 %	68 %	09 H 00 min

Tableau 3-4 : Gain de productivité procuré par chaque étape d'optimisation pour la pièce automobile

L'optimisation du processus demande un temps de calcul de 12 H 30 min en utilisant un Pentium IV de 3 GHz possédant 2 Gbytes de RAM. Ce temps de calcul important est majoritairement dû aux calculs des MGI et MGD, soit 80 % du temps de calcul total. Le contrôle des collisions est effectué avec un modèle géométrique à un niveau pour l'ensemble {broche + outil} contenant 14 éléments et présentant une précision de 40 mm, et deux niveaux pour l'ensemble {pièce + montage} dont le deuxième niveau (visible sur la Figure 3-29) comporte 13 éléments avec une précision de 100 mm.

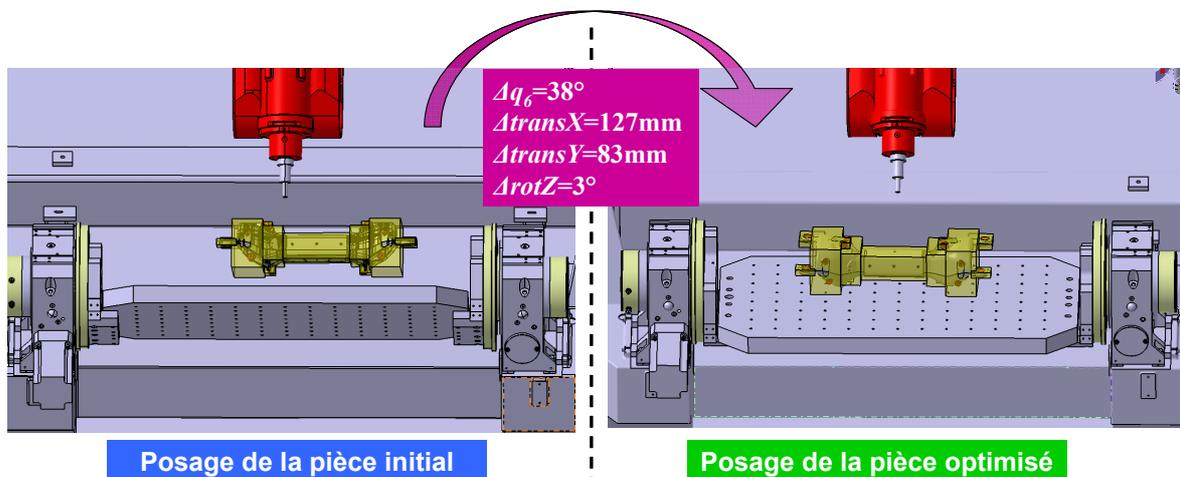


Figure 3-29 : Comparaison du posage de la pièce

Comme présenté dans le § 2.1, la loi de commande définie dans l'espace articulaire amène un gain de rapidité des déplacements atteignant 22 %. Comme les dimensions de la pièce sont relativement importantes par rapport aux dimensions de l'espace de travail de la PCI Tripteor X7, le bénéfice apporté par l'étape 1 est limité. En fait, les évolutions concernant le posage de la pièce issues de l'optimisation apparaissent principalement sur la position de l'axe redondant  $q_6$  (Figure 3-29).

Les étapes d'optimisation 2 et 3 offrent un faible gain de productivité de 3 % et 6 %. Les valeurs des paramètres optimisés sont pourtant largement modifiées puisque l'ordonnancement des opérations est différent par rapport à la définition initiale du processus (Figure 3-30).

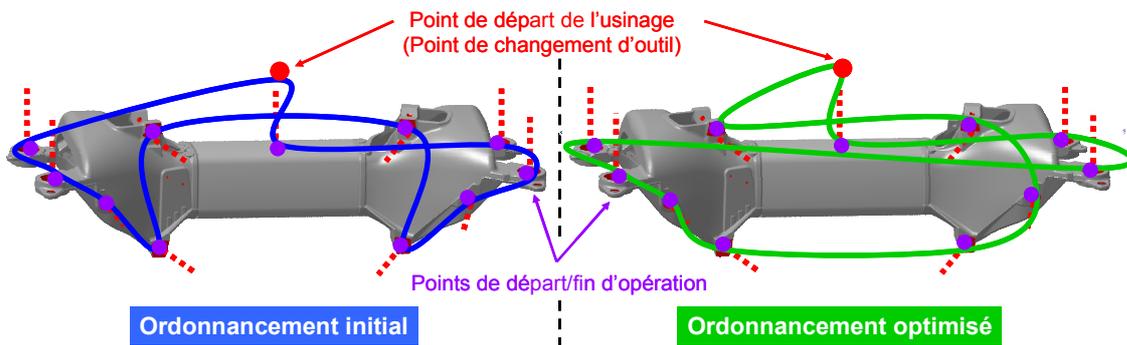


Figure 3-30 : Comparaison de l'ordonnancement des opérations

Le mouvement de la table (variable  $q_6$ ) durant les déplacements hors matière est également sollicité à l'issue de l'optimisation avec une rotation cumulée dépassant  $90^\circ$  pour l'ensemble des 12 déplacements hors matière (Tableau 3-5).

N° de déplacement	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rotation de $q_6$ relative	$1,5^\circ$	$5,5^\circ$	$1^\circ$	$3^\circ$	$3,5^\circ$	$2,5^\circ$	$4^\circ$	$12^\circ$	$13,5^\circ$	$12,5$	$10,5$	$21^\circ$
Rotation de $q_6$ cumulée	$1,5^\circ$	$7^\circ$	$8^\circ$	$11^\circ$	$14,5^\circ$	$17^\circ$	$21^\circ$	$33^\circ$	$46,5^\circ$	$59^\circ$	$69,5^\circ$	$90,5^\circ$

Tableau 3-5 : Sollicitation du mouvement de la table durant les déplacements hors matière après optimisation

L'utilisation de l'axe redondant peut conduire à une modification importante de la trajectoire d'outil dans l'espace opérationnel (§ 2.2). La sollicitation cinématique des autres axes de la machine peut alors être réduite, ce qui provoque une diminution du temps de déplacement (Figure 3-31).

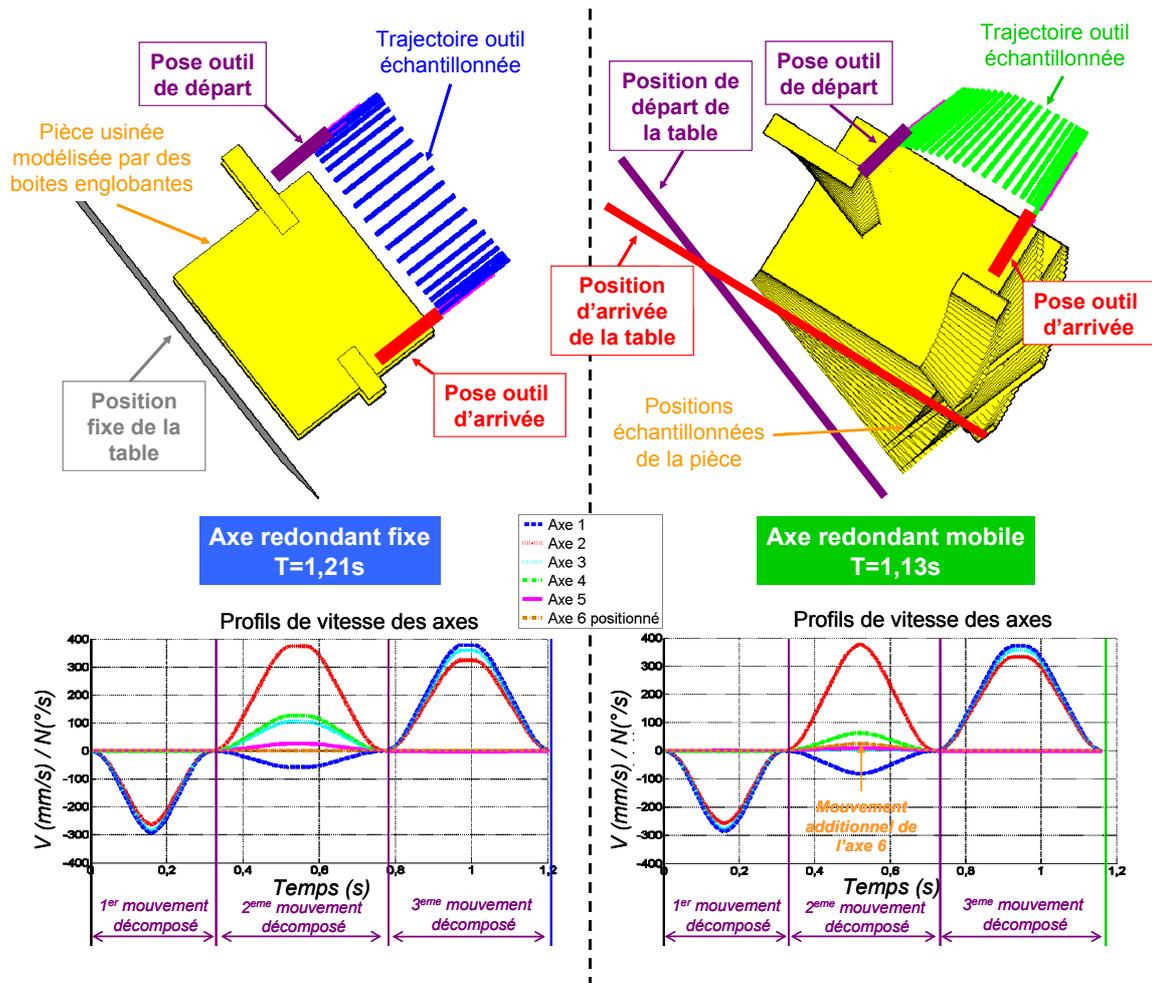


Figure 3-31 : Comparaison de l'utilisation de l'axe redondant

L'étape 4 d'optimisation procure le gain de productivité le plus important, avec une diminution des temps de déplacement hors matière qui atteint 51 %. Ce constat est lié aux dimensions importantes entre les entités à usiner qui offrent de grandes possibilités d'évolution pour les trajectoires d'outil. Cette étape permet de diminuer la longueur du trajet correspondant dans l'espace articulaire et par conséquent le temps de déplacement (Figure 3-32). Dans certains cas, cette optimisation conduit à une réduction du nombre de mouvements décomposés décrivant le déplacement d'une opération à une autre en superposant plusieurs poses d'outil intermédiaires successives. L'exemple de déplacement hors matière présenté à la Figure 3-32 passe ainsi de 4 à 3 mouvements décomposés à l'issue de l'optimisation. Par ailleurs, nous constatons que la méthode converge bien vers une solution optimale qui ne fait apparaître aucune collision durant les déplacements.

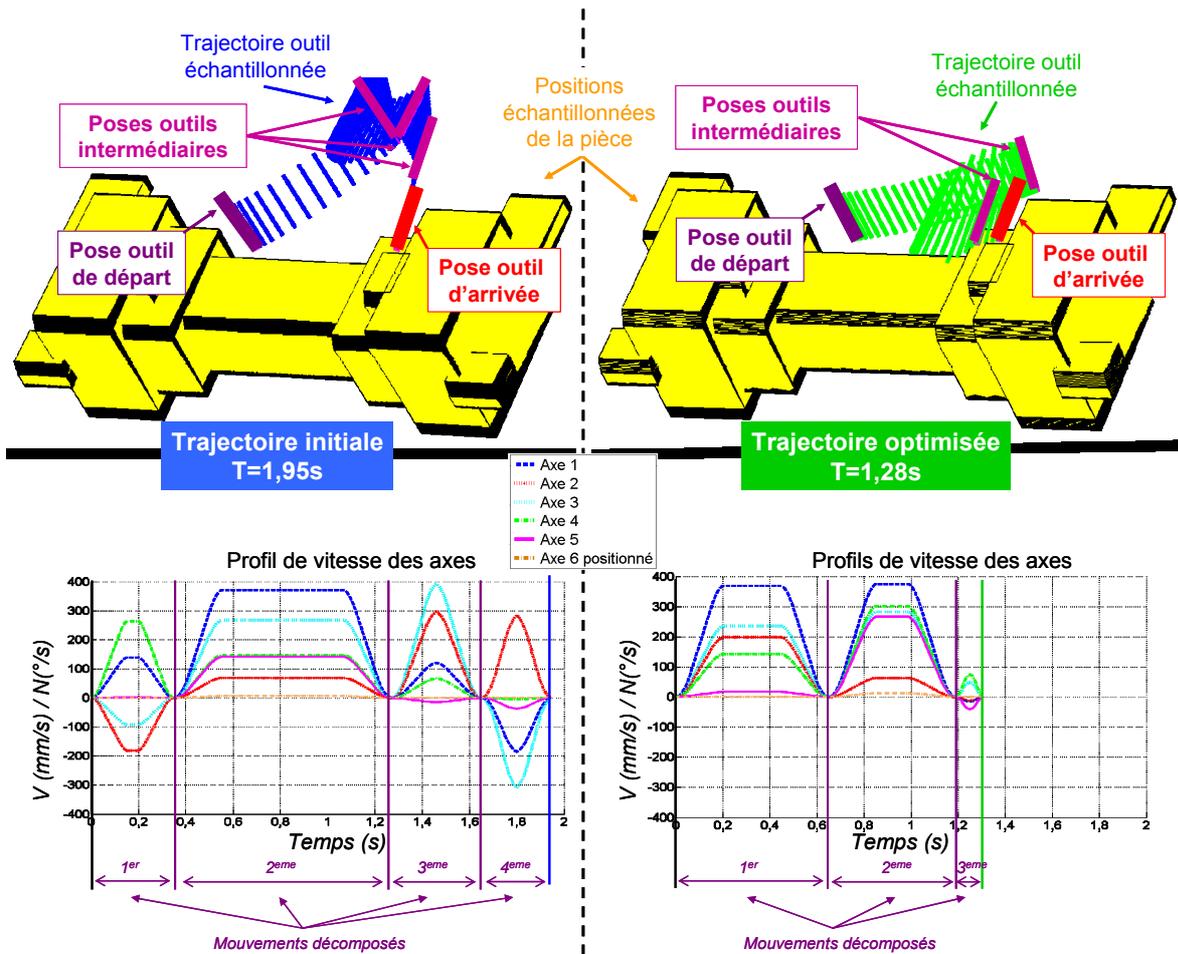


Figure 3-32 : Comparaison des mouvements décomposés pour un déplacement hors matière

Cette première application permet de valider l’aptitude de la méthode à converger vers une solution performante, avec une diminution des temps de déplacement hors matière atteignant 68 %, pour l’ordre de séquençement des optimisations présenté dans le § 3.4. Un nouveau calcul d’optimisation pour lequel l’ordre d’exécution des étapes 1 et 2, arbitrairement choisi, est inversé, a abouti à une solution identique. Par conséquent, l’ordonnancement des étapes 1 et 2 peut être choisi librement, puisqu’il n’induit qu’un faible impact sur le résultat obtenu.

## 5.2. Application à l’usinage d’une pièce aéronautique

Le Tableau 3-6 présente les résultats de l’application de la méthode à l’usinage du composant de train d’atterrissage d’hélicoptère. Comme pour le premier exemple d’application, le bénéfice apporté par les étapes 1 et 2 est limité, à cause de l’accessibilité nécessaire autour de la pièce pour atteindre les configurations différentes d’orientation d’outil, qui limite les possibilités de modifications des paramètres du processus associés à ces deux étapes.

Par contre, pour cette application, l’étape 3 contribue autant que l’étape 4 à l’augmentation de la productivité, avec une rotation cumulée de l’axe redondant qui dépasse 220° pour les 17 déplacements

hors matière considérés pour l'usinage des trous présentés sur la Figure 3-28b. De plus l'étape 4 est moins performante car le calcul d'une trajectoire d'outil sans collision est, pour cette pièce, plus restrictif.

Etape d'optimisation	Temps total de déplacement hors matière	Gain de productivité relatif	Gain de productivité global	Temps de calcul
Définition initiale (pour une loi de commande définie dans l'espace opérationnel)	31,50 s	-	-	-
Définition initiale ( pour une loi de commande définie dans l'espace articulaire)	25,18 s	20 %	20 %	-
Après l'étape 1 (posage optimisé)	22,49 s	7 %	25 %	02 H 10 min
Après l'étape 2 (ordonnancement optimisé)	23,33 s	5 %	29 %	00 H 04 min
Après l'étape 3 (utilisation des axes redondants)	18,98 s	15 %	40 %	01 H 20 min
Après l'étape 4 (trajectoires optimisées)	16,54 s	13 %	47 %	09 H 00 min

Tableau 3-6 : Gain de productivité procuré par chaque étape d'optimisation pour la pièce aéronautique

Finalement, la diminution des temps de déplacement hors matière atteint une valeur atteignant 50 %, ce qui illustre encore une fois la performance de la méthode.

### 5.3. Bilan et perspectives

Les deux exemples d'application traités permettent d'illustrer les performances de la méthode pour des cas industriels. Ils permettent, dans un premier temps, de valider les capacités de la méthode à converger vers une solution. Cette capacité de convergence rencontre tout de même certaines limites qui ont été contournées lors du développement de la méthode. Ainsi, la fonction d'optimisation sous contraintes *fmincon* disponible sous l'environnement Matlab® rencontre des problèmes de convergence pour les cas suivants :

- si le nombre de paramètres d'optimisation dépasse 200 ;
- si les contraintes sont exprimées de façon duale, c'est-à-dire qu'une valeur nulle d'une composante du vecteur contrainte correspond à un respect de la contrainte alors qu'une valeur positive non nulle signale le non respect de la contrainte.

La méthode proposée est alors adaptée à ces limites de performances liées à l'algorithme utilisé. Les paramètres d'optimisation sont donc inférieurs à 200. Ainsi, l'étape 1 comprend 6 paramètres pour la définition de la matrice de passage entre  $R_{BCS}$  et  $R_{Prog}$  plus 1 paramètre supplémentaire par axe positionné. Les étapes 2 et 3 possèdent un nombre de paramètres égal au nombre d'opérations d'usinage considérées.

Enfin, l'étape 4, qui nécessite 6 paramètres par pose d'outil intermédiaire décrivant un déplacement hors matière s'exécute pour un seul déplacement à la fois. La limite de 200 paramètres est ainsi très peu restrictive pour notre méthode. En ce qui concerne l'expression des contraintes, la forme duale est remplacée par une expression traduisant l'importance de la violation de la contrainte pour assurer la convergence de l'algorithme.

Par ailleurs, les exemples traités mettent en avant la performance de la méthode qui procure un gain de productivité de 68 % et 47 % pour les deux exemples par rapport aux processus d'usinage initiaux définis conventionnellement. Certaines améliorations sont tout de même envisageables.

Une première piste d'amélioration concerne les temps de calcul, dont 80 % sont dédiés aux calculs de transformation géométrique. Le développement d'un MGI simplifié, moins précis mais autorisant une résolution analytique, peut conduire à un calcul de transformation géométrique 10 fois plus rapide (comparaison entre le MGI actuel de la PCI Tripteor X7 et la Huron KX15). Ce modèle, même approximatif, peut procurer une précision suffisante (utilisation de distances de sécurité pour compenser l'approximation) par rapport au besoin de l'étude des trajectoires hors matière et permet une diminution de plus de 70 % du temps de calcul total.

A propos de la détection des collisions au cours des déplacements, il est possible d'ajuster la précision en modifiant le nombre de niveaux de modélisation par octrees, pour l'instant limité à deux.

Enfin, une limite des performances de la méthode actuelle réside dans l'utilisation d'une loi de commande directement disponible dans les fonctions du DCN. La loi retenue, définie dans l'espace articulaire, impose la forme des profils d'évolution de position des axes qui doivent tous atteindre leur position finale au même instant.

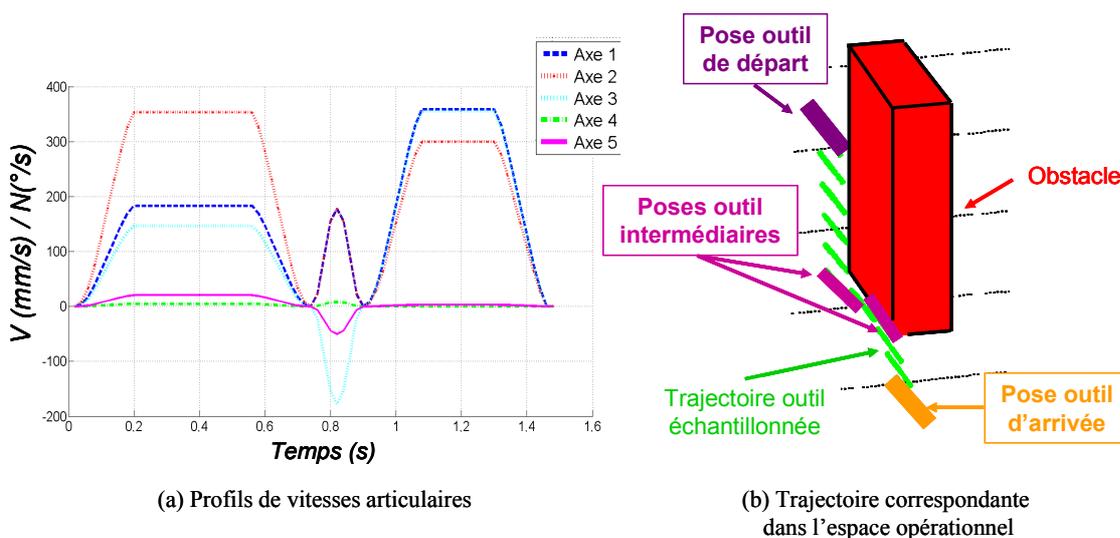


Figure 3-33 : Trajectoire hors matière optimisée en utilisant la loi de commande articulaire

L'intégration d'une liberté supplémentaire au niveau de l'évolution des mouvements des axes pourrait alors conduire à un gain de rapidité des déplacements plus prononcé en déformant la trajectoire dans l'espace opérationnel [PateloupS08b]. Ainsi, l'exemple de calcul de trajectoire hors matière présenté sur les Figure 3-33 et Figure 3-34 laisse apparaître un gain de rapidité supplémentaire de 20 % avec la méthode par déformation des profils de vitesse.

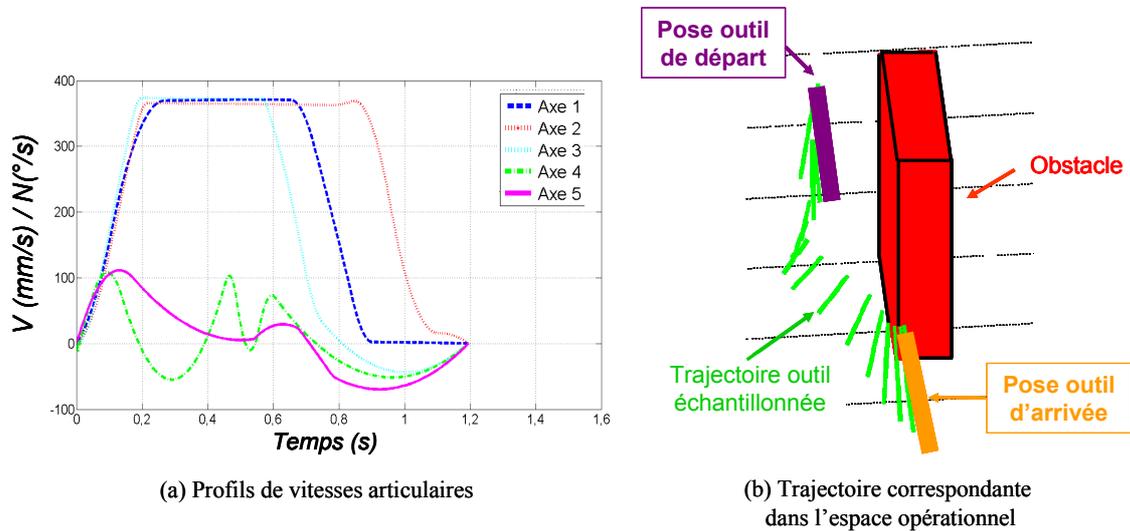


Figure 3-34 : Trajectoire hors matière optimisée en utilisant la méthode de déformation des profils

Cependant une telle amélioration nécessite de développer de nouvelles lois de commande de façon à imposer aux axes de se déplacer en suivant la même loi d'évolution que celle issue de l'optimisation.

## 6. Conclusion

Les travaux abordés dans ce chapitre portent sur l'amélioration du comportement cinématique des machines-outils à structure parallèle durant les déplacements d'outil hors matière. En effet, les domaines industriels automobiles et aéronautiques, pour lesquels l'utilisation de telles machines-outils présente un intérêt économique, se caractérisent en partie par l'usinage de pièces préformées pour lesquels le temps d'usinage peut contenir plus de 50 % de déplacements hors matière de l'outil. Il est alors judicieux d'exploiter le comportement cinématique complexe des machines-outils à structure parallèle durant ces déplacements d'outil. L'étude présentée vise à conforter le potentiel de gain de rapidité d'usinage proposé par ces machines-outils en exploitant au mieux leurs capacités dynamiques qui varient en fonction de la position dans l'espace opérationnel.

Une méthode permettant d'optimiser les paramètres du processus d'usinage qui sont influents sur la rapidité des déplacements hors matière est proposée. Elle utilise une succession de plusieurs calculs d'optimisation sous contraintes pour déterminer le réglage optimal de ces paramètres. Les fonctions coût et contraintes sont calculés à partir de modèles de comportement cinématiques de la machine-outil lors

des déplacements hors matière préalablement mis en place. Ces modèles permettent d'obtenir le temps de déplacement et la trajectoire d'outil dans l'espace opérationnel durant les trajets hors matière commandés à l'aide d'une loi de commande définie dans l'espace articulaire.

L'originalité de la méthode se situe au niveau de la décomposition en plusieurs calculs d'optimisation successifs, où chaque étape correspond au réglage d'une catégorie de paramètres influant sur la productivité. Ce choix implique une meilleure convergence des calculs vers une solution performante, en utilisant uniquement des algorithmes d'optimisation robustes. La méthode présente ainsi une performance satisfaisante et une facilité d'utilisation pour différentes structures de machines-outils et pour différentes applications d'usinage. La capacité de la méthode à converger et le bénéfice de rapidité offerts ont été illustrés à travers deux exemples d'usinage industriels.

Cependant, l'évolution de la conception des machines-outils à structure parallèle, notamment en ce qui concerne la rigidité procurée au niveau de l'effecteur, laisse entrevoir d'autres catégories d'applications d'usinage pour lesquelles l'utilisation de ces machines peut être profitable. C'est le cas notamment de l'usinage à fort ratio d'enlèvement de matière de pièces évidées du type poches aéronautiques. Il devient alors intéressant d'analyser l'influence du comportement anisotrope des machines-outils à structure parallèle sur les défauts d'usinage, de façon à déterminer un réglage du processus d'usinage satisfaisant la qualité d'usinage attendue sur la pièce.

Le chapitre suivant porte donc sur la caractérisation expérimentale des défauts d'usinage procurés par les machines-outils à structure parallèle pour des applications d'usinage de pièces de structure aéronautiques.

## **Chapitre 4 Influences du comportement sur les défauts d'usinage**

*L'emploi de machines-outils à structure parallèle engendre des défauts sur la pièce usinée plus importants qu'avec une machine-outil à structure sérielle de classe équivalente. Ce phénomène est un réel handicap à leur essor dans l'industrie. Ce chapitre propose d'identifier les phénomènes à l'origine de l'amplification de ces défauts. Ainsi, une méthode d'analyse des défauts de suivi de la trajectoire est développée. L'estimation de ces défauts est réalisée à partir de différentes mesures expérimentales de la trajectoire réelle de l'outil. Une fois les phénomènes perturbateurs identifiés, une optimisation des paramètres du processus associés permet d'améliorer la qualité d'usinage.*

## 1. Introduction

L'objectif de ces travaux de thèse est de prédire et d'améliorer les performances des machines-outils à structure parallèle dans le but de produire des pièces conformes à la qualité requise avec une productivité optimale. Il a alors été proposé dans le Chapitre 3 une méthode d'optimisation des temps de déplacement hors matière. L'étude menée repose sur l'hypothèse que la qualité d'usinage est suffisante.

Cette hypothèse peut être remise en question dès lors que l'on envisage d'autres applications d'usinage telles que l'usinage de pièces de structure aéronautiques. En effet, les essais conduits dans le Chapitre 2 mettent en évidence l'apparition de défauts d'usinage plus importants dans le cas de l'utilisation d'une machine-outil à structure parallèle.

La littérature conduit au même constat en identifiant divers phénomènes apparaissant lors de l'utilisation des machines-outils à structure parallèle, et pouvant générer des défauts d'usinage. Les incidences de ces phénomènes sur les défauts d'usinage sont souvent couplées. Ainsi, il est difficile, à partir de la mesure d'une pièce usinée, d'identifier le ou les phénomènes pénalisant la qualité d'usinage. Les travaux de Pritschow portent sur l'étude et la classification des différents comportements de la cellule d'usinage qui engendrent des erreurs de pose de l'effecteur [Pritschow02]. Deux grandes classes de phénomènes à l'origine des défauts ressortent de cette étude : ceux liés à des sollicitations statiques et ceux liés à des sollicitations dynamiques.

Les erreurs de type statique sont principalement des erreurs géométriques de pose statique de l'outil. Pritschow identifie dans cette catégorie les erreurs de transformation inverse, les déformations élastiques induites par le poids propre de la structure et les déformations thermiques [Pritschow02].

Les erreurs de transformation inverse sont dues à la différence qui existe entre le modèle géométrique utilisé par la commande de la machine et son comportement géométrique réel. Ces erreurs proviennent soit des simplifications du modèle géométrique, soit des erreurs d'identification des paramètres géométriques.

Le poids des éléments de la structure de la machine-outil provoque des déformations élastiques. Dans le cas d'une structure sérielle, cette déformation est prévisible avec des modèles simples et peut donc être facilement compensée. Pour une structure parallèle, cette déformation varie fortement en fonction de la configuration du mécanisme, ce qui complique sa compensation numérique par l'intermédiaire du DCN et provoque des erreurs de pose de l'outil. Une compensation reste tout de même possible en utilisant des compensateurs mécaniques.

Les erreurs dues aux déformations thermiques proviennent de la dilatation des composants de la structure, et majoritairement des jambes. Ces erreurs varient également en fonction de la pose de l'outil.

En plus de ces erreurs statiques, des erreurs dynamiques viennent également dégrader la qualité de l'usinage. L'importance de ces erreurs augmente lorsque l'usinage engendre une forte sollicitation dynamique de la structure, comme c'est le cas pour l'UGV. Pritschow distingue trois types d'erreurs : les déformations élastiques induites par les différentes sollicitations de l'usinage, les erreurs liées aux modes propres de la structure (vibrations), et les erreurs de suivi de trajectoire [Pritschow02].

Les fortes vitesses d'avance et les efforts d'inertie induits par les importantes accélérations durant l'usinage engendrent des sollicitations dynamiques qui déforment la structure. La quantification de ces déformations à partir du défaut final de la pièce usinée est complexe compte tenu du comportement anisotrope de la structure.

La première fréquence propre des structures parallèles de machines-outils est généralement moins élevée que pour une structure sérielle. Par conséquent, elle peut être atteinte par les fréquences des sollicitations générées par l'usinage. Cette fréquence propre, ayant une valeur faible ( $< 100$  Hz), ne peut pas être compensée par un filtrage électronique [Bearee05]. De plus, sa valeur dépend de la position de l'effecteur dans l'espace de travail.

Les erreurs de suivi résultent de la commande des axes de la machine. Elles dépendent de la valeur des paramètres de l'asservissement réalisé par la commande de la trajectoire, ainsi que de l'intensité et la direction des efforts de coupe. Ainsi, plus la trajectoire sollicite la dynamique des axes, plus ces erreurs sont importantes. Dans le cas des machines-outils à structure parallèle, ces erreurs ont d'autant plus d'influence que les axes sont couplés et que la rigidité au niveau de l'effecteur varie.

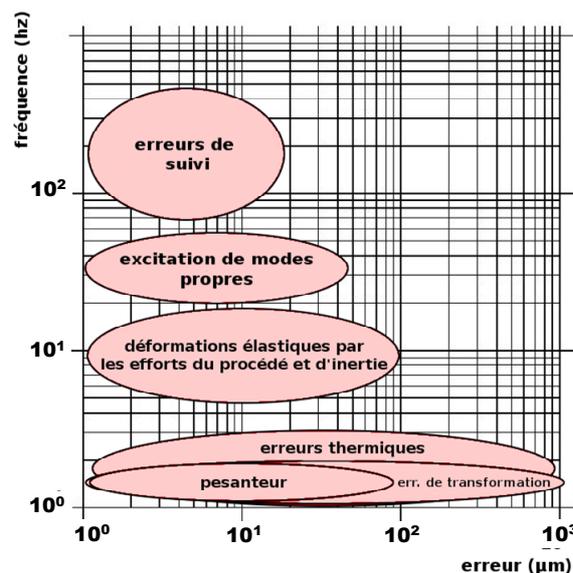


Figure 4-1 : Amplitude et fréquence des défauts d'usinage associés à chaque source d'erreur [Pritschow02]

Les erreurs sur la pièce usinée sont donc produites simultanément par l'ensemble des phénomènes liés aux comportements statique et dynamique de la machine-outil. De plus, l'influence de chacun de ces

phénomènes sur les défauts d'usinage est, dans le cas des structures parallèles, difficilement quantifiable et compensable avec des modélisations simples du fait de leur comportement complexe. Pritschow avance tout de même qu'une plage de fréquence et d'amplitude du défaut peut être associée à chaque source d'erreur (Figure 4-1) [Pritschow02]. Cependant, les valeurs annoncées dans son étude sont, pour la plupart, issues d'études théoriques et ne peuvent donc pas être généralisées pour l'ensemble des machines-outils à structure parallèle.

Afin de définir un processus d'usinage adapté au comportement spécifique de la machine-outil, il est dans un premier temps nécessaire de séparer et d'identifier l'influence des diverses catégories de paramètres du processus (paramètres d'interpolation, paramètres dynamiques, etc.) sur les différents critères de qualité d'usinage (défauts dimensionnels, défauts géométriques, etc.).

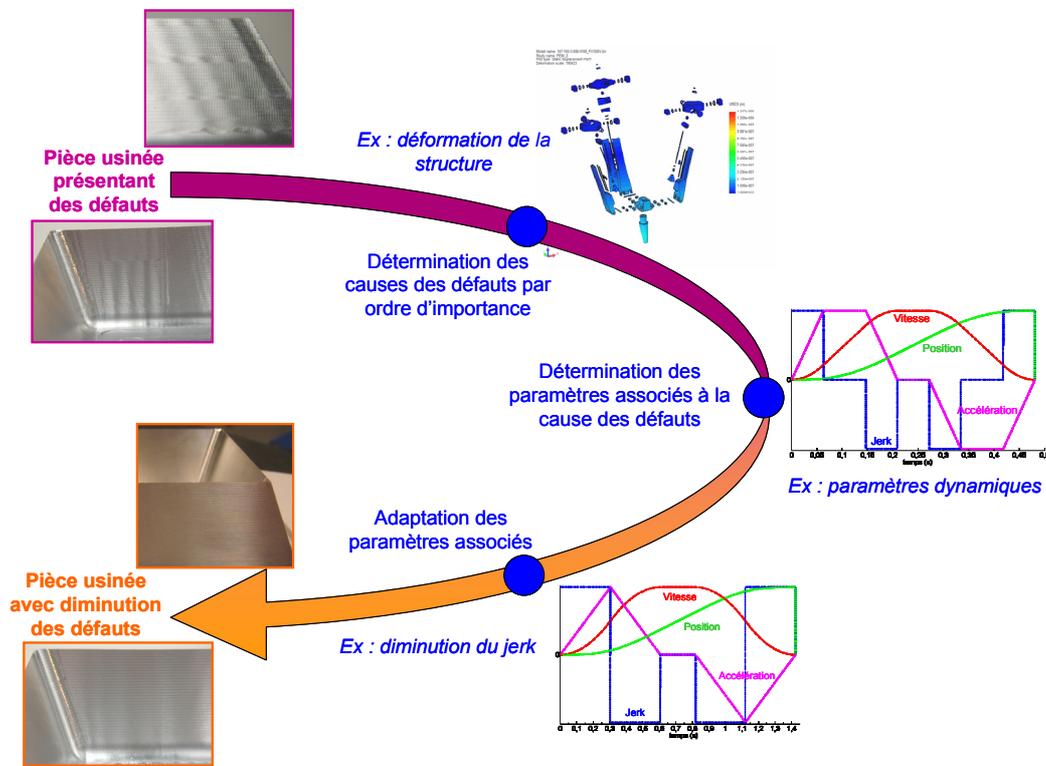


Figure 4-2 : Schéma d'exécution de la méthode de réglage des paramètres

Dans ce chapitre, nous développons une méthode d'étude de l'influence sur la qualité d'usinage des comportements de la cellule d'usinage pouvant générer une erreur de pose de l'outil (Figure 4-2). Cette méthode est basée sur la comparaison de plusieurs mesures expérimentales des écarts de position de l'outil le long d'une trajectoire donnée réalisées avec différents moyens. L'étude comparative permet d'isoler et de classer par ordre d'importance l'influence de chaque phénomène. Il est ensuite possible de se concentrer sur les réglages des paramètres du processus dont l'apparition des phénomènes associés au comportement néfaste génère des défauts importants sur la pièce usinée.

Ce chapitre débute par une étude approfondie des phénomènes générateurs de défauts sur la surface usinée ainsi que des paramètres du processus d'usinage les sollicitant. Nous présentons ensuite les outils d'analyse de l'influence des paramètres du processus sur les défauts d'usinage rencontrés dans la littérature. Cette étude nous amène alors à proposer une méthode d'analyse et de séparation de chaque phénomène associé à un comportement particulier et générant des défauts. Cette méthode nécessite la mise en place d'un outil de caractérisation des différentes classes de défauts normalisés à partir d'un relevé de la trajectoire parcourue par l'outil. Elle est ensuite appliquée à un cas d'usinage concret.

## 2. Phénomènes et paramètres à l'origine des défauts d'usinage

L'utilisation des machines-outils à structure parallèle induit des défauts plus importants sur les surfaces usinées par rapport aux machines-outils à structure sérielle de même catégorie. La diminution de ces défauts d'usinage passe nécessairement par un réglage adapté des paramètres du processus d'usinage. Ce réglage est d'autant plus efficace si les paramètres les plus influents sont identifiés. Pour cela, il est, dans un premier temps, nécessaire d'isoler tous les phénomènes liés au comportement de la cellule d'usinage qui génèrent des erreurs de pose de l'outil par rapport à la trajectoire souhaitée. Dans un second temps, le lien entre les paramètres du processus et les phénomènes provoquant les défauts doit être établi.

### 2.1. Chaîne de traitement de la trajectoire d'outil

La trajectoire suivie par l'outil qui procure la surface usinée résulte d'une succession de traitements, qui débute du modèle géométrique de la surface à usiner décrite en CAO, pour finir par la réalisation de la surface obtenue par un déplacement relatif de l'outil par rapport à la pièce. Les maillons principaux de cette chaîne sont, d'après la littérature : le traitement FAO, le traitement du DCN, le comportement de la machine-outil, et le procédé de coupe [Duc06]. Cependant, ce niveau de détail n'est pas suffisant pour extraire l'ensemble des phénomènes qui contribuent aux erreurs d'usinage.

Nous retenons alors un niveau supérieur de description de la chaîne de traitement, conduisant à un nombre de maillons plus important (Figure 4-3). Ainsi, la trajectoire décrite dans le programme d'usinage est obtenue par un générateur de trajectoire contenu dans le logiciel de FAO. Le traitement du DCN se compose de trois maillons qui opèrent simultanément sur la trajectoire :

- un interpolateur spatial qui adapte la forme de la trajectoire au comportement de la machine-outil ;
- un planificateur temporel qui calcule la consigne d'évolution de la trajectoire dans l'espace opérationnel en fonction du temps ;
- un calcul de transformation géométrique qui permet d'obtenir l'évolution de consigne temporelle pour chaque axe.

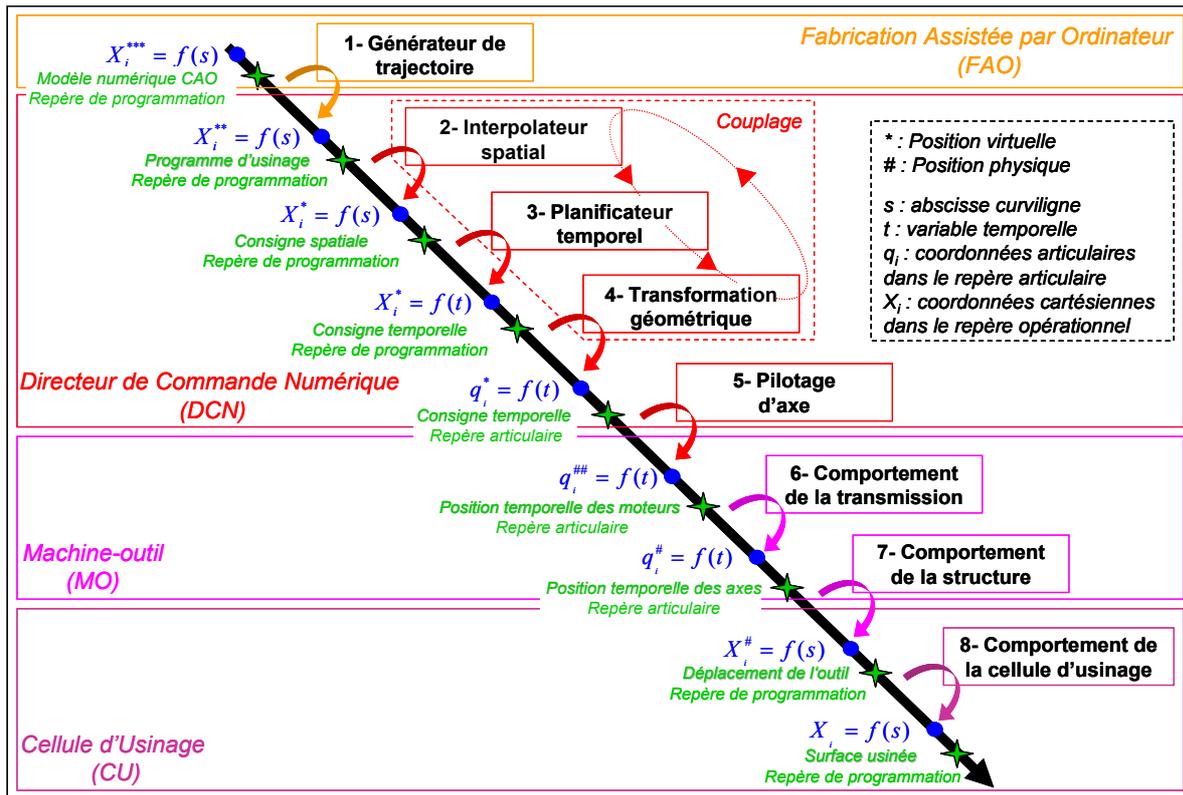


Figure 4-3 : Chaîne de traitement de la trajectoire d'usinage

Le pilotage des axes s'effectue alors pour obtenir l'évolution de position réelle des moteurs. Puis, la chaîne de transmission mécanique transmet ce mouvement aux axes de déplacement. Le mouvement combiné de ces axes provoque, par l'intermédiaire de la structure, le mouvement de l'outil par rapport à la pièce. Enfin, ce mouvement, associé à la rotation de l'outil autour de son axe, engendre la surface usinée.

Cette description des traitements successifs de la trajectoire d'usinage permet de détailler la liste des phénomènes générateurs de défauts d'usinage présentée par Pritschow, et de positionner leur apparition dans la chaîne [Pritschow02].

## 2.2. Phénomènes générateurs de défauts d'usinage

Les différents traitements de la trajectoire associés aux perturbations de l'usinage sont à l'origine des défauts sur la pièce usinée. Nous proposons de détailler la liste de ces phénomènes proposée par Pritschow, comme présentée dans le Tableau 4-1. Le niveau de description des phénomènes est plus précis pour isoler l'influence des paramètres sur la qualité d'usinage.

La classe des phénomènes générant des défauts statiques contient les erreurs de transformation géométriques, les déformations dues au poids et aux sollicitations thermiques. Concernant les causes des défauts dynamiques, sont distinguées les erreurs numériques des erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire. Ces phénomènes se déclinent en sous-catégories suivant le maillon de la chaîne de traitement et le type de chargement les sollicitant.

Type de défauts engendrés	Phénomènes générateurs de défauts d'usinage			Maillon associé au phénomène (cf Figure 4-3)
	Classe (décomposition proposée par Pritschow)	Sous-classe	Sous-classe	
Défauts statiques	Transformation géométrique			4
	Déformations élastiques (chargement statique)	Sollicitations gravitationnelles		6 + 7
		Sollicitations thermiques		6 + 7
Défauts dynamiques	Déformations élastiques (chargement dynamique)	Comportement de la transmission mécanique	Efforts de coupe	6
			Efforts d'inertie	6
		Comportement de la structure de la machine	Efforts de coupe	7
			Efforts d'inertie	7
		Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe	8
	Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Génération FAO de la trajectoire		1
		Interpolation par le DCN		2
		Commande des axes	Précision des asservissements	3 + 5
			Rigidité des asservissements	5
	Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Comportement de la structure de la machine	Chargement aperiodique	7
Chargement periodique			7	
Comportement de la cellule d'usinage		Chargement periodique	8	

Tableau 4-1 : Recensement des phénomènes générateurs de défauts

L'impact de chaque phénomène sur la qualité d'usinage dépend du jeu de paramètres du processus d'usinage associé qu'il devient alors nécessaire d'identifier afin de proposer des pistes d'amélioration des performances à l'emploi des machines-outils.

### 2.3. Paramètres influents de définition du processus d'usinage

Plusieurs travaux visant à réduire les défauts d'usinage existent dans la littérature. La plupart de ces travaux se focalisent sur une catégorie de paramètres du processus d'usinage et s'intéressent à leur réglage afin d'améliorer la qualité d'usinage. Un état de l'art permet de dresser une liste de l'ensemble des paramètres dont dépendent les défauts observables sur les pièces usinées. Ces paramètres, auxquels nous associons un diminutif pour l'étude proposée dans ce chapitre, sont :

- TRA : le format de description de la trajectoire dans le programme d'usinage [Lartigue01] [Langeron04] [Duc06] ;

- INT : les paramètres et fonction d'interpolation dont dispose le DCN de la machine-outil [Terrier05] [Olabi10] ;
- DYN : les paramètres dynamiques des axes de la machine-outil comprenant les valeurs maximales de vitesse (V), d'accélération (A) et de jerk (J) [Erkorkmaz01] [Bearee05] ;
- GEO : les paramètres géométriques utilisés pour le calcul de transformation géométrique [Pritschow00] [Chanal07] ;
- ASS : les paramètres d'asservissement utilisés pour la commande de déplacement des axes [Susanu05] [Prevost08] ;
- COU : les paramètres de coupe définissant les positions et vitesses de déplacement relatives de l'outil par rapport à la pièce [Paris04] [Seguy10] ;
- POS : les paramètres de posage de la pièce dans l'espace de travail de la machine [Chanal06] [Bonnemains09a] [Pessoles10].

Chaque catégorie de paramètres intervient dans différents maillons du traitement de la trajectoire.

Le Tableau 4-2 présente les phénomènes générateurs de défauts et les paramètres du processus associés.

Phénomènes générateurs de défauts d'usinage			Paramètre de définition du processus						
Classe	Sous-classe	Sous-classe	TRA	INT	DYN	GEO	ASS	COU	POS
Transformation géométrique						●			●
Déformations élastiques (chargement statique)	Sollicitations gravitationnelles								●
	Sollicitations thermiques								●
Déformations élastiques (chargement dynamique)	Comportement de la transmission mécanique	Efforts de coupe						●	●
		Efforts d'inertie			A				●
	Comportement de la structure de la machine	Efforts de coupe						●	●
		Efforts d'inertie			A				●
	Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe						●	
Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Génération FAO de la trajectoire		●						
	Interpolation par le DCN		●	●					
	Commande des axes	Précision des asservissements	●	●	●		●		●
		Rigidité des asservissements					●	●	●
Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Comportement de la structure de la machine	Chargement aperiodique	●	●	J				●
		Chargement periodique			J				●
	Comportement de la cellule d'usinage	Chargement periodique			V			●	

Tableau 4-2 : Matrice d'influence des paramètres du processus sur les phénomènes générateurs de défauts

Finalement, connaissant les phénomènes pénalisant les défauts observés sur une pièce usinée, il est possible d'isoler les paramètres du processus les sollicitant, afin de se focaliser sur le réglage d'un nombre limité de paramètres pour faire diminuer les défauts. Cependant, il est nécessaire d'analyser au préalable l'importance de leur influence relative sur les défauts des surfaces usinées pour une pièce considérée.

### 3. Outils d'analyse des défauts d'usinage

La littérature recense deux catégories d'outils pour analyser l'influence du réglage des paramètres sur les défauts d'usinage obtenus avec les machines-outils. La première catégorie regroupe les travaux basés sur la mise en place d'un modèle de comportement prédictif servant à simuler les défauts engendrés lors de l'usinage [Altintas05]. La seconde catégorie privilégie une analyse à partir d'une mesure du déplacement relatif de l'outil par rapport à la pièce [Cano07].

#### 3.1. Modèles de prédiction des erreurs de pose outil/pièce

Une approche basée sur des simulations préparatoires à l'usinage peut être envisagée pour déterminer un réglage optimum des paramètres du processus d'usinage [Dugas03] [Altintas05]. Ces simulations utilisent des modèles prédictifs du comportement de la cellule d'usinage, qui peuvent nécessiter des temps de calcul importants, étant donné qu'ils ne sont pas utilisés pour la correction en temps réel sur la machine-outil. Ces modèles imposent par ailleurs la mise en place d'une procédure d'identification d'un certain nombre de paramètres de la commande et de la machine-outil. Nous rencontrons ainsi dans la littérature plusieurs modèles de comportement des différents composants de la cellule d'usinage.

##### 3.1.1. Modélisation du comportement de la commande

Les traitements effectués par le DCN équipant les machines-outils peuvent être scindés en deux blocs successifs : un calcul d'interpolation de la trajectoire décrite dans le programme d'usinage et la commande de déplacement des axes (Figure 4-3). Dugas et Prévost proposent deux modèles séparés permettant de simuler les erreurs de pose engendrées par ces traitements [Dugas03] [Prevost08] (Figure 4-4). La phase d'identification des paramètres de ces modèles consiste à relever les valeurs de paramètres implantés dans le DCN. Certains de ces paramètres ne sont cependant pas directement accessibles dans les registres partagés du DCN et leur identification nécessite la mise en place d'expérimentations dédiées.

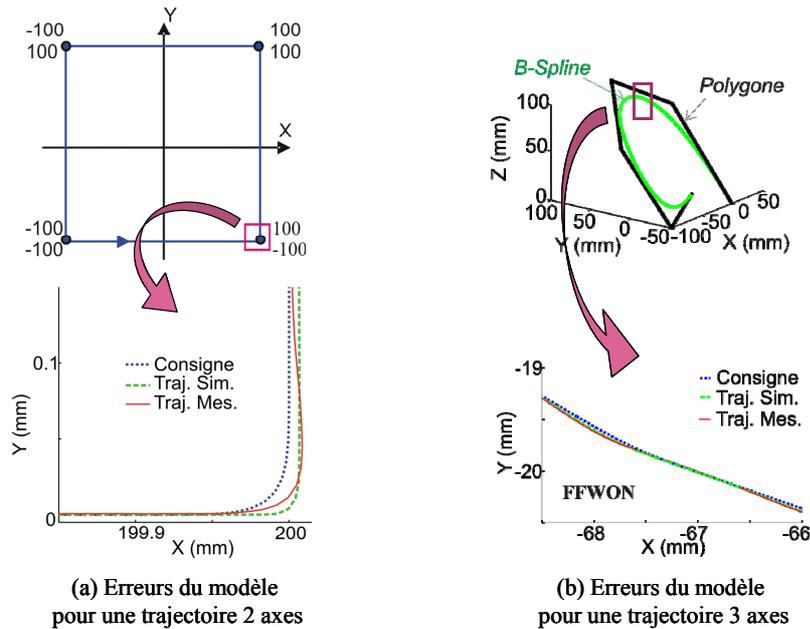


Figure 4-4 : Défauts simulés et mesurés à l'issue du traitement des asservissements [Prevost08]

Si ces modèles semblent bien appropriés pour simuler le comportement du DCN lors de déplacements simples, leur précision est remise en question pour des machines-outils à structure parallèle possédant une commande plus complexe. En effet, ces modèles procurent des résultats satisfaisants pour le déplacement d'un seul axe, mais deviennent inadaptés pour l'étude des déplacements d'outil résultant du couplage de plusieurs axes, ou pour l'utilisation de fonctions d'interpolation complexes. Dans ce cas, la précision du modèle peut atteindre l'amplitude du défaut simulé (20  $\mu\text{m}$  pour une trajectoire 3 axes), ce qui remet en question la validité (Figure 4-4).

### 3.1.2. Modélisation du comportement de la structure

D'autres travaux se concentrent sur la simulation du comportement mécanique des composants reliant les moteurs des axes à l'outil. Les modèles dynamiques mis en place prennent en compte les déformations des éléments les plus dynamiquement sollicités lors de l'usinage. Dans le cas des machines-outils à structure parallèle, ces éléments sont les composants de transmission, les liaisons entre les plates-formes fixes et mobiles et les jambes [Bouzgarrou01] [Bonnemains09a].

L'identification des paramètres du modèle dynamique flexible de la structure est scindée en deux étapes [Bonnemains 09b]. La première permet d'identifier les raideurs du modèle statique à corps flexibles en mesurant le déplacement de l'effecteur sous une charge connue. La deuxième conduit à l'identification des paramètres d'inertie et de masse du modèle dynamique à corps rigides et se réalise en relevant les couples moteurs de chaque axe pour une trajectoire de référence. Le modèle dynamique à corps flexibles, prenant en compte les efforts extérieurs et les effets d'inertie, est alors mis en place en combinant les deux modèles élaborés au préalable.

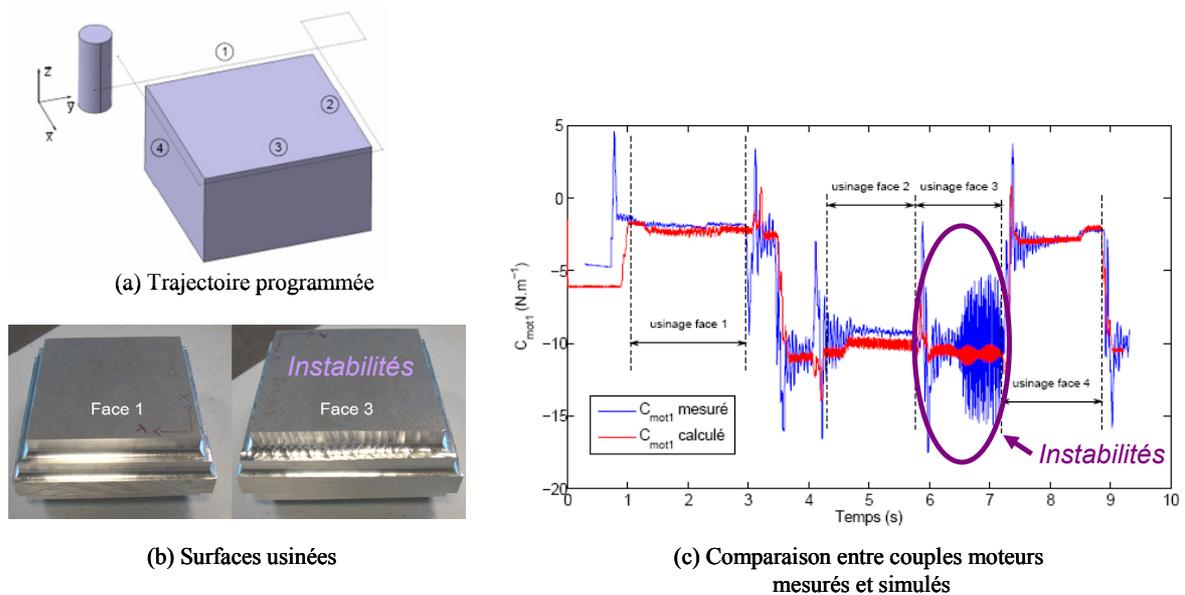


Figure 4-5 : Comportements dynamiques mesuré et simulé [Bonnemains09b]

Dans le cas des machines-outils à structure parallèle, la précision du modèle obtenu permet de prédire les tendances des défauts de pose de l'outil le long de la trajectoire, telles que l'apparition de zones d'usinage instables (usinage de la Face 3 sur Figure 4-5b), qui se traduit par une amplitude de variation de couple moteur plus importante (usinage de la Face 3 sur la Figure 4-5c) mais ne permet pas de quantifier les défauts d'usinage correspondants.

### 3.1.3. Modélisation du comportement des composants de la cellule d'usinage

Les effets dynamiques s'appliquant sur les autres composants de la cellule d'usinage contribuent également à la dégradation de la qualité des surfaces usinées. Ainsi, Larue et Segonds proposent des modèles de déformation de l'outil et de la pièce sous l'effet du chargement lié au procédé d'usinage [Larue03] [Segonds06]. Paris et Seguy s'intéressent de leur côté au comportement vibratoire auto-entretenu (broutement) de la pièce et de la broche résultant du phénomène de coupe [Paris04] [Seguy10].

Ces travaux de modélisation nécessitent l'identification de paramètres à partir de mesures des défauts sur la pièce usinée. Cette procédure ne peut être validée que si l'influence du comportement étudié sur la qualité d'usinage est isolée lors de la mesure des défauts. La validité des modèles établis repose ainsi sur l'hypothèse que les autres maillons de la chaîne de traitement de la trajectoire n'impliquent que des défauts négligeables sur la surface usinée lors de l'identification. La validation de cette hypothèse passe par la mise en place de certaines précautions lors de l'usinage, ce qui particularise l'usinage de référence.

Les simulations du comportement des différents composants annexes à la machine-outil procurent une précision trop faible pour l'analyse des défauts d'usinage. Comme le montrent les résultats des

travaux de Larue, un écart entre les erreurs simulées et mesurées de 50  $\mu\text{m}$  est obtenu pour une application d'usinage sur le flanc (Figure 4-6a) [Larue03].

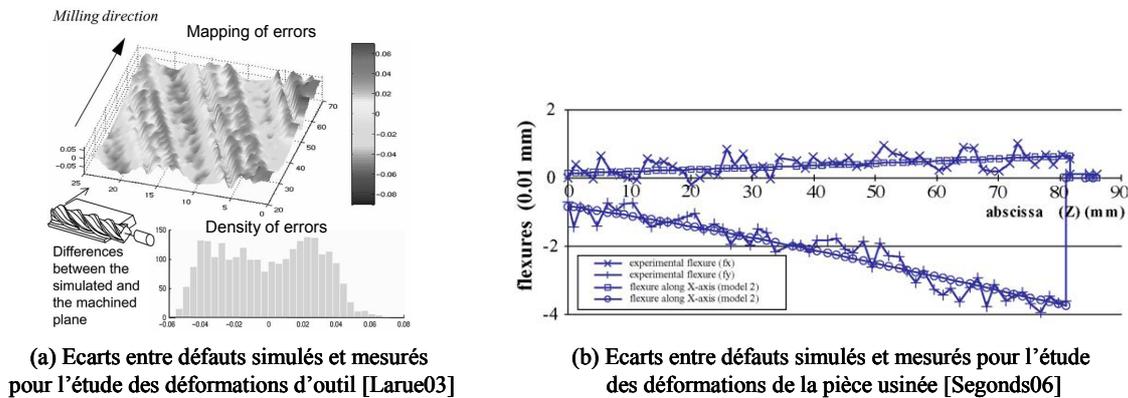


Figure 4-6 : Corrélation des défauts simulés et mesurés provoqués par les déformations de l'outil et de la pièce

Les travaux de Segonds laissent apparaître une meilleure corrélation entre simulation et mesure avec un écart maximum de 10  $\mu\text{m}$  mais sont appliquées à un cas simple de tournage d'une pièce cylindrique et allongée, ce qui rend bien adapté l'emploi d'un modèle simple de déformation de type poutre (Figure 4-6b) [Segonds06].

### 3.1.4. Bilan sur l'efficacité des simulateurs de comportement

Finalement, l'analyse des défauts d'usinage par simulation pose des difficultés pour l'étude des machines-outils à structure parallèle. En effet, même si cette méthode a l'avantage de découpler l'influence de chaque maillon de la chaîne de traitement de la trajectoire en utilisant des modèles de comportement distincts, les modèles à établir sont complexes et demandent un temps de calcul important pour simuler le suivi d'une trajectoire. Ainsi, il devient intéressant de pouvoir extrapoler les phénomènes pénalisants à partir de l'analyse des défauts d'usinage mesurés expérimentalement.

## 3.2. Modèles expérimentaux d'analyse des erreurs de pose outil/pièce

Il existe plusieurs moyens pour mesurer directement la position de l'outil le long de la trajectoire. Ces divers moyens de mesure interviennent à différents niveaux dans la chaîne de traitement de la trajectoire, et prennent par conséquent en compte un nombre plus ou moins important de phénomènes générateurs de défauts.

### 3.2.1. Mesure par acquisition des données DCN

Un premier moyen de mesure consiste à acquérir les informations de position au cours du temps utilisées par le DCN. Le DCN Siemens 840D qui équipe la PCI Tripteor X7 rend accessible l'acquisition de ces données. Il est ainsi possible de relever l'évolution en fonction du temps de :

- la consigne de position de l'outil résultant du calcul d'interpolation effectué par le DCN (acquisition faite à l'issue du maillon 3 de la Figure 4-3) ;
- la consigne de position des axes (acquisition faite à l'issue du maillon 4 de la Figure 4-3) ;
- la position réelle des axes mesurée à partir des codeurs incrémentaux équipant les moteurs (acquisition faite à l'issue du maillon 5 de la Figure 4-3) ;
- la position réelle des axes mesurée à partir des règles de mesure disposées en parallèle de chaque composant de guidage d'axe (acquisition faite à l'issue du maillon 6 de la Figure 4-3).

A partir de ces acquisitions, il est possible de reconstruire le trajet d'outil dans l'espace opérationnel soit directement (pour les mesures effectuées dans l'espace opérationnel), soit en effectuant un calcul de transformation géométrique direct (pour les mesures effectuées dans l'espace articulaire). Les limites de cette méthode de mesure concernent la fréquence d'acquisition qui ne peut dépasser la fréquence d'interpolation du DCN égale à 250 Hz, et la taille du fichier d'enregistrement qui ne peut dépasser 1000 points de mesure. Ces acquisitions peuvent s'effectuer pour un déplacement d'outil à vide ou en usinage.

### 3.2.2. Méthodes de mesure extéroceptive

Plusieurs outils de mesure extéroceptifs peuvent être utilisés pour mesurer l'évolution de la position réelle de l'outil au cours de l'exécution du programme d'usinage (Tableau 4-3). La mesure permet alors de connaître la pose de l'outil dans un repère lié au moyen de mesure utilisé.

Moyen de mesure	Extensomètre à fibre optique	Accéléromètre piézoélectrique	Ballbar <sup>®</sup>	Laser tracker	Vision artificielle
Aperçu du système					
Fréquence d'acquisition*	100 Hz	500 Hz	250 Hz	250 Hz	50 Hz
Incertitude de mesure*	1 µm	-	1 µm	10 µm (statique)	1 pixel
Principale limite	Mesure de la direction du déplacement impossible	Position calculée par intégration numérique	Trajectoires circulaires uniquement	Pas de précision annoncée en dynamique	Ratio cadence/précision trop faible
<i>Légende</i>				* données constructeurs	

Tableau 4-3 : Caractéristiques des différents moyens de mesure extéroceptifs

Ainsi, les extensomètres à fibre optique permettent de mesurer la variation de distance entre deux points (jusqu'à plusieurs mètres), mais ne peuvent fournir le déplacement correspondant dans un repère prédéfini [Cumunel07].

Les accéléromètres piézoélectriques sont utilisés pour mesurer l'accélération d'un solide par rapport à un référentiel. Cependant, la détermination du déplacement nécessite une double intégration numérique qui génère des biais non maîtrisés pouvant conduire à des résultats totalement erronés [Cano07].

Les systèmes mécaniques à capteur LVDT tels que le système Ballbar<sup>®</sup> permettent de reconstruire la trajectoire plane réelle de l'outil à partir d'une mesure en coordonnées polaire de son déplacement. Cependant, ils deviennent souvent contraignants à utiliser à cause de leur encombrement et de la limitation de liberté de mouvement de l'outil [Terrier05].

Pour faire face à ce problème d'encombrement, des systèmes de mesure sans contact existent. Le système de suiveur laser, plus communément appelé laser tracker permet de relever de façon discrète la trajectoire d'une cible mobile grâce à un jeu de miroirs orientables. La mesure s'effectue en coordonnées sphériques par le couplage d'un interféromètre relevant la distance du faisceau laser réfléchi dans la cible et de codeurs angulaires indiquant l'orientation des miroirs. D'après les constructeurs, la précision de la mesure, dépendant principalement de la résolution des codeurs, est dégradée pour une utilisation dynamique ou lorsque la cible s'éloigne de la base du système. Finalement, cet instrument est principalement utilisé pour des mesures statiques, telles que de l'identification géométrique [Schwenke05]. Néanmoins, Schwenke affirme que pour les instruments de dernière génération, le mode de suivi dynamique à vitesse modérée (2000 mm/min) dégrade peu la précision de mesure (écart moyen de 2  $\mu$ m) tout en améliorant la cadence de la tâche d'identification [Schwenke09].

Enfin, la vision artificielle permet également de relever la trajectoire réellement décrite par un solide en mouvement. Cette technique nécessite uniquement une caméra numérique. Cette méthode permet, à partir de l'enregistrement des images successives dans le temps, d'extraire la trajectoire de l'outil. Cependant, dans le cas de déplacements 3D, cette technique nécessite de synchroniser deux caméras, ce qui vient dégrader la précision de la mesure pour une fréquence d'acquisition donnée [Cano07].

Ces différentes techniques de mesure permettent de déterminer les défauts de suivi de trajectoire après l'exécution complète de la chaîne de traitement (Figure 4-3). Cependant, les mesures en cours d'usinage sont délicates voire impossible à effectuer à cause de l'encombrement, de la pollution visuelle, et du risque de détérioration du système.

### 3.2.3. Méthodes de mesure sur une pièce usinée

Une dernière possibilité de mesure consiste à contrôler la géométrie de la pièce usinée en utilisant les outils de métrologie employés dans les ateliers de production. Cette solution permet de prendre en

compte la globalité de la chaîne de traitement de la trajectoire. La trajectoire parcourue par l'outil doit alors être extraite de la mesure statique des surfaces usinées à l'aide d'un calcul de la surface enveloppe générée par le déplacement du centre outil [Lartigue03]. Suivant le type de défaut à mesurer, plusieurs moyens de mesure sont disponibles. La mesure sur MMT est ainsi utilisée pour déterminer les défauts d'ordre 1, tandis que la mesure par rugosimètre permet d'analyser les défauts d'ordres 2 et supérieurs.

#### 3.2.4. *Bilan de l'analyse des défauts par mesure directe*

Finalement, l'utilisation de modèles prédictifs du comportement pour simuler les défauts d'usinage engendrés par les machines-outils à structure parallèle est trop complexe à mettre en place pour atteindre une précision compatible avec des applications aéronautiques. Nous proposons par conséquent d'utiliser une méthode d'analyse et de découplage des phénomènes à l'origine des défauts, basée sur une mesure directe des erreurs de pose de l'outil. Ce choix conduit à une meilleure évaluation des comportements néfastes pour la précision d'usinage, mais restreint la fréquence d'analyse à la fréquence d'acquisition maximale du moyen de mesure. Cette contrainte engendre un filtrage des perturbations microscopiques.

## 4. Détermination des causes des défauts d'usinage

L'analyse de l'impact de chaque phénomène dégradant la qualité d'usinage nécessite de mettre en place une méthode par comparaison de plusieurs mesures réalisées à différents niveaux de la chaîne de traitement de la trajectoire. Ainsi, la méthode proposée doit permettre d'identifier l'ensemble des défauts engendrés par chaque phénomène [Pritschow02]. Pour cela, chaque mesure réalisée dans l'étude doit pouvoir procurer une estimation des défauts étudiés en fonction de leur ordre.

L'étude de l'incertitude associée aux moyens de mesure retenus permet dans un premier temps de valider la méthode d'analyse. Il est ensuite nécessaire de développer un outil de caractérisation des défauts obtenus à partir d'une mesure de trajectoire.

### 4.1. Découplage de l'influence de chaque phénomène

Afin de comparer différentes mesures d'erreurs de pose effectuées à différents niveaux de la chaîne de traitement, plusieurs moyens présentés dans le § 3.2 sont retenus pour la mise en place de la méthode (Figure 4-7) [PateloupS10d].

Nous avons donc choisi de réaliser :

- une mesure par acquisition de la consigne de position (réalisée au niveau du maillon 3 de la chaîne de traitement), nommée mesure CPOS ;

- une mesure par acquisition de la position réelle des axes relevée à l'aide de règles de mesure (réalisée au niveau du maillon 6 de la chaîne de traitement), nommée mesure POSR ;
- une mesure extéroceptive de la position réelle de l'outil (réalisée au niveau du maillon 7 de la chaîne de traitement), nommée mesure LAST ;
- une mesure de la pièce usinée (réalisée au niveau du maillon 8 de la chaîne de traitement), nommée mesure PUSI.

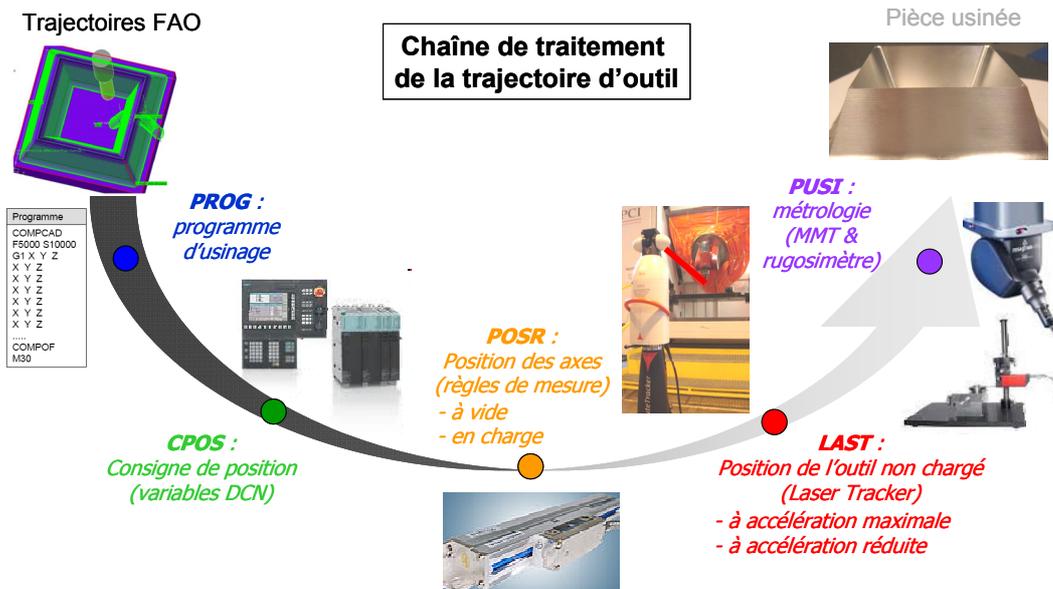


Figure 4-7 : Différentes mesures retenues pour l'étude de l'origine des défauts d'usinage

La mesure de consigne de position des axes, qui se positionne à la sortie du maillon 4 sur la Figure 4-3, n'est pas utilisée. Le seul phénomène générateur de défauts supplémentaires qu'elle permettrait de visualiser, par rapport à la mesure de consigne de position des axes, est le calcul de transformation géométrique qui s'effectue intrinsèquement avec le DCN. De même, la mesure de position réelle des axes avec les codeurs incrémentaux n'est pas retenue à cause de son manque de précision.

Concernant la mesure extéroceptive, nous retenons la mesure par laser tracker qui procure une fréquence d'acquisition suffisante pour la visualisation des défauts d'ordres 1 et 2 et qui n'impose pas de restrictions au niveau des trajectoires d'outil. Il est cependant nécessaire d'étudier la précision de mesure de ce dispositif pour une utilisation en dynamique.

Finalement, les relevés d'erreurs de pose d'outil permettent d'analyser les défauts générés par différents couplages de phénomènes dégradant la qualité d'usinage (Tableau 4-4). Leur comparaison conduit à isoler l'influence de chacun des phénomènes sur les défauts d'usinage. L'influence d'un phénomène est ainsi analysée en comparant deux mesures de suivi réel de la trajectoire dont l'une prend en compte ce phénomène et pas l'autre.

Par exemple, la comparaison de la trajectoire déduite de la mesure PROG avec la trajectoire obtenue à partir de la mesure CPOS permet d'isoler l'influence des erreurs associées aux calculs d'interpolation effectués par le DCN. Toutefois, tous les phénomènes ne peuvent pas être isolés aussi aisément en comparant deux mesures. C'est par exemple le cas des erreurs de transformation géométrique, des erreurs liées à la gravité, des erreurs provoquées par les sollicitations thermiques et des erreurs engendrées par les vibrations de la structure et provoquées par des chargements apériodiques. L'influence couplée de ces quatre phénomènes est alors quantifiée en comparant les trajectoires obtenues avec les mesures POSR et LAST.

Phénomènes générateurs de défauts d'usinage			Type de mesure				
Classe	Sous-classe	Sous-classe	PROG	CPOS	POSR	LAST	PUSI
Transformation géométrique					↔	●	●
Déformations élastiques (chargement statique)	Sollicitations gravitationnelles				↔	●	●
	Sollicitations thermiques				↔	●	●
Déformations élastiques (chargement dynamique)	Comportement de la transmission mécanique	Efforts de coupe					●
		Efforts d'inertie				○	●
	Comportement de la structure de la machine	Efforts de coupe					●
		Efforts d'inertie				○	●
	Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe					●
Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Génération FAO de la trajectoire		●	●	●	●	●
	Interpolation par le DCN		↔	●	●	●	●
	Commande des axes	Précision des asservissements			●	●	●
		Rigidité des asservissements			○		●
Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Comportement de la structure de la machine	Chargement apériodique			↔	●	●
		Chargement périodique					●
	Comportement de la cellule d'usinage	Chargement périodique					●
Légende			○ pris en compte pour la mesure 2 mais pas pour la mesure 1				
			↔ Exemple d'influence isolée en comparant les mesures PROG et CPOS				
			↔ Exemple d'influence couplée en comparant les mesures POSR et LAS				

Tableau 4-4 : Phénomènes pris en compte par chaque type de mesure

Pour accroître les possibilités de découplage de chaque phénomène, deux mesures de position des axes (mesure POSR) distinctes sont réalisées (Tableau 4-4) : une mesure à vide (POSR1) et une mesure en usinage (POSR2). L'influence de la rigidité des asservissements est par conséquent évaluée en comparant les deux mesures. De même, l'influence des efforts d'inertie sur la déformation de la

transmission et de la structure est analysée en comparant la mesure de pose de l'outil (mesure LAST2) avec une autre mesure (LAST1) pour laquelle les efforts d'inertie peuvent être considérés comme négligeables, l'accélération des axes étant réduite par 10.

## 4.2. Incertitude des moyens de mesure retenus

Afin de maîtriser les mesures nécessaires à l'identification des phénomènes à l'origine des défauts d'usinage, une analyse de l'incertitude de mesure par les différents moyens utilisés doit être réalisée. Elle est étudiée à partir d'un échantillon de 30 mesures identiques [ISO99a]. Dans notre cas, l'incertitude de mesure traduit l'aptitude du moyen utilisé à être juste et répétable (sa résolution étant adaptée aux défauts à évaluer). Ainsi, à l'aide des 30 mesures réalisées pour chaque moyen étudié, les erreurs de justesse et de répétabilité sont estimées.

La justesse traduit la qualité d'un appareillage de mesure à donner une valeur moyenne très proche de la valeur vraie. Elle permet de quantifier l'erreur systématique d'une mesure en statique. Elle se calcule à partir de la valeur connue de l'étalon  $M_{\text{étalon}}$  comme suit [ISO02] :

$$\text{justesse} = \bar{M} - M_{\text{étalon}}, \text{ avec } \bar{M} = \sum \frac{M_i}{n} \quad (4.1)$$

où  $M_i$  est une mesure de l'échantillon,  $n$  le nombre de mesures de l'échantillon et  $\bar{M}$  la valeur moyenne des mesures comprises dans l'échantillon.

La répétabilité d'un appareil de mesure représente sa capacité à donner des valeurs très proches lorsqu'il mesure une même grandeur. Elle permet de quantifier l'erreur aléatoire de mesure en statique ou en dynamique. La répétabilité à 95 % est le paramètre standard qui correspond à un risque de 5 % d'obtenir une mesure ne respectant pas l'erreur aléatoire estimée. Elle se calcule par [ISO02] :

$$\text{répétabilité} = 2\sigma, \text{ avec } \sigma = \sqrt{\frac{\sum (M_i - \bar{M})^2}{n}} \quad (4.2)$$

La détermination de ces paramètres est effectuée pour chaque moyen de mesure et pour deux études distinctes :

- une étude de mesure statique qui consiste à effectuer une série de mesures de la distance entre deux points dont la valeur référence est connue ;
- une étude de mesure dynamique qui consiste à effectuer une série de mesures de déplacement d'un point le long d'une trajectoire dont la forme de référence n'est pas connue.

L'analyse statique permet d'extraire une valeur de l'erreur de justesse et de répétabilité. Par contre, l'analyse dynamique ne procure qu'une estimation de l'erreur de répétabilité pour le suivi d'une

trajectoire linéaire, excepté pour la mesure par Ballbar où la trajectoire de référence est supposée connue. Les mesures s'effectuent à la température stabilisée de 20°C. L'analyse dynamique s'effectue à une vitesse de déplacement de 10 m/min, de façon à s'approcher des conditions dans lesquelles sont réalisées les mesures retenues pour la méthode. Les résultats d'incertitude sont synthétisés dans le Tableau 4-5.

Moyen de mesure	Dimension de la mesure retenue pour la méthode de qualification	Etude en mesure statique			Etude en mesure dynamique (V=10 m/min)		
		Dimension de la mesure pour l'étude	Erreur de justesse ( $\mu\text{m}$ )	Erreur de répétabilité à 95 % ( $\mu\text{m}$ )	Dimension de la mesure pour l'étude	Erreur de justesse ( $\mu\text{m}$ )	Erreur de répétabilité à 95 % ( $\mu\text{m}$ )
Règles de mesure	5 (coordonnées articulaires)	1	<0,5*	<0,5*	5	-	1,5
Laser tracker	3 (coordonnées sphériques)	3	4,7	3,5	3	5,8	4,4
MMT	3 (coordonnées cartésiennes)	3	3,5	4	-	-	-
Rugosimètre	1 (altitude)	1	0,1	0,1	-	-	-
<i>Légende</i>		* donnée fabricant Heidenhain					

Tableau 4-5 : Incertitudes évaluées pour les différents moyens utilisés

#### 4.2.1. Acquisition de la valeur de consigne

L'acquisition de la valeur de consigne, qui est une valeur calculée par le DCN n'utilise pas d'appareil de mesure mais seulement un outil informatique d'enregistrement. Par conséquent cette mesure est supposée sans incertitude.

#### 4.2.2. Mesure des règles sur les axes

L'analyse d'incertitude de mesure statique d'une règle équipant les axes ne peut se réaliser sur une machine-outil existante sans bruiteur la mesure par d'autres défauts générés par les composants de la machine-outil (paramètres géométriques, incertitude du moyen de détection du contact de la cale étalon, etc.). Par conséquent, nous reprenons les valeurs annoncées par le fabricant des règles.

L'analyse de mesure dynamique est réalisée en exécutant le déplacement de l'outil pour une trajectoire linéaire programmée. Toutefois, la trajectoire réellement suivie par l'outil est modifiée par les erreurs de traitement des maillons liés au DCN (erreurs de calcul de consigne et erreurs d'asservissement supposées répétées pour une trajectoire linéaire). Ce bruit modifie la forme de la trajectoire de référence servant au calcul de la justesse. Ainsi, seule la répétabilité des mesures peut être analysée par comparaison des écarts discrétisés par rapport à la trajectoire de référence.

#### 4.2.3. Mesure par laser tracker

Les mesures par laser tracker utilisées dans notre méthode de qualification sont réalisées avec une configuration amenant aux défauts de mesure minimums qu'il est possible d'obtenir. Pour cela, les précautions suivantes sont prises :

- pas de coupure du faisceau durant la mesure, ce qui écarte le couplage avec une mesure par laser mètre pouvant servir à établir une référence absolue différente de celle de base de l'interféromètre ;
- un positionnement de la base de l'appareil au plus proche de la zone dans laquelle évolue la cible (distance entre les miroirs et le réflecteur inférieure à 2 m).

L'analyse d'incertitude reprend donc ces mêmes conditions d'utilisation. L'étude de mesure statique consiste à mesurer la distance entre deux positions de la cible (Figure 4-8a). Cette distance est étalonnée avec une mesure statique par Ballbar<sup>®</sup>, supposée avoir une incertitude de mesure négligeable par rapport à celle du laser tracker. L'étude dynamique consiste à relever la répétabilité de la trajectoire mesurée pour un déplacement supposé linéaire de la cible réalisé par un axe de MMT (Figure 4-8b). Comme pour l'étude de mesure avec les règles d'axe, la trajectoire effectuée par la cible est modifiée par les défauts mécaniques de la structure de la MMT. Par conséquent, la valeur de l'erreur de justesse calculée correspond à estimation supérieure à la valeur réelle.

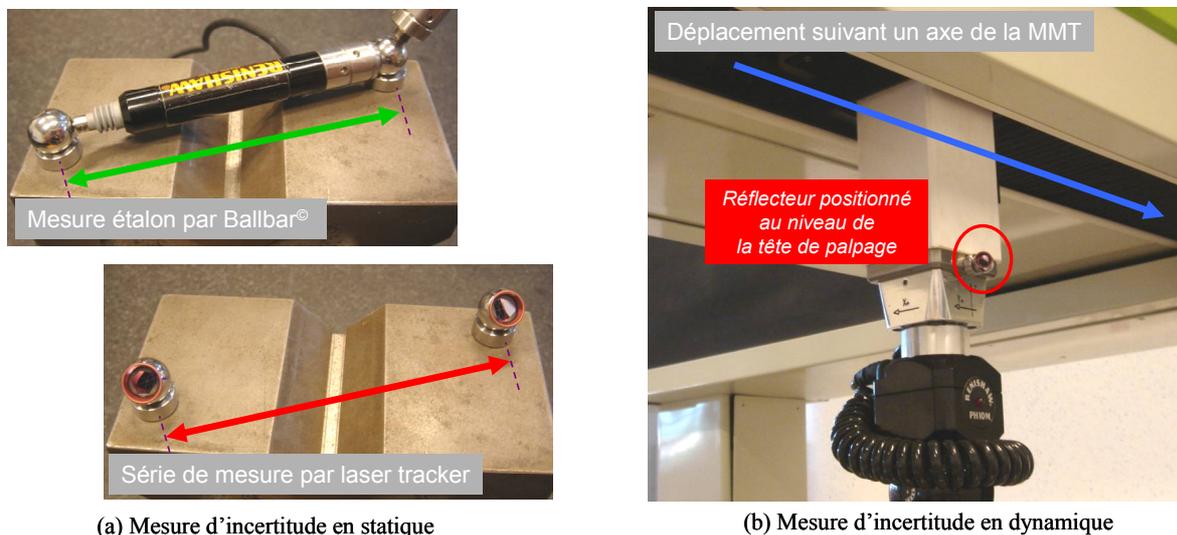


Figure 4-8 : Protocole expérimental d'évaluation d'incertitude de mesure laser tracker

#### 4.2.4. Métrologie avec MMT et rugosimètre

L'étude des moyens de mesure de métrologie ne comprend que l'analyse statique. En effet, ils sont uniquement employés pour mesurer la pièce usinée. Cette étude est mise en place à travers la mesure d'une cale étalon sollicitant les 3 axes de mesure pour la MMT et une surface étalon pour le rugosimètre.

#### 4.2.5. Résultats d'incertitudes évaluées pour les différents moyens de mesure

Cette étude conduit à des valeurs de répétabilité des mesures, regroupées dans le Tableau 4-5, compatibles avec l'amplitude des défauts présents sur les pièces usinées avec la PCI Tripteur X7 et quantifiés au Chapitre 2 (20  $\mu\text{m}$  pour les défauts d'ordre 1 et 30  $\mu\text{m}$  pour les défauts d'ordre 2). Les valeurs estimées pour chaque moyen de mesure doivent toutefois être comparées aux valeurs des défauts qu'il permet d'analyser en appliquant la méthode. Les erreurs de justesse peuvent être améliorées en effectuant un réétalonnage des moyens de mesure.

La caractérisation des défauts n'est pas directement extraite des différentes mesures réalisées de trajectoire réellement suivie par l'outil et nécessite plusieurs traitements présentés dans le paragraphe suivant.

### 4.3. Caractérisation de la qualité d'usinage pour une trajectoire de contournage

La méthode proposée est basée sur la comparaison des défauts d'usinage identifiés à partir des différentes mesures de suivi de trajectoire. Pour effectuer cette comparaison, il est nécessaire d'exprimer les mesures de position de l'outil dans un même repère. Les défauts étudiés doivent également être extraits de façon similaire à partir des différentes mesures. Nous proposons ainsi une définition et une procédure de calcul de ces défauts.

L'étude se focalise sur les défauts engendrés lors de l'exécution d'une trajectoire plane de contournage, nommée trajectoire de référence, dont l'extraction des défauts est facilitée. Le calcul de ces défauts nécessite préalablement de distinguer :

- les erreurs de pose, nommées « erreurs de contour » (composante dans le plan  $(\vec{x}, \vec{y})$  du vecteur de déviation d'outil), qui font apparaître des défauts appelés « défauts radiaux » ;
- les erreurs de pose, nommées « erreurs axiales » (composante suivant  $\vec{z}$  du vecteur de déviation d'outil), qui font apparaître des défauts appelés « défauts axiaux ».

Puis des critères d'extraction des défauts sont définis en s'inspirant de la norme ISO de Spécification Géométrique des Défauts (GPS) [ISO97] [ISO99b].

#### 4.3.1. Définition du repère de dégauchissage

La comparaison des mesures de suivi de trajectoire doit être réalisée dans un même repère. Ce repère de dégauchissage est défini vis-à-vis des entités usinées par la trajectoire test. Par exemple, pour une pièce de forme prismatique, le repère est défini centré par rapport aux faces usinées par contournage et aligné avec le plan usiné avec l'extrémité d'outil, comme présenté sur la Figure 4-9.

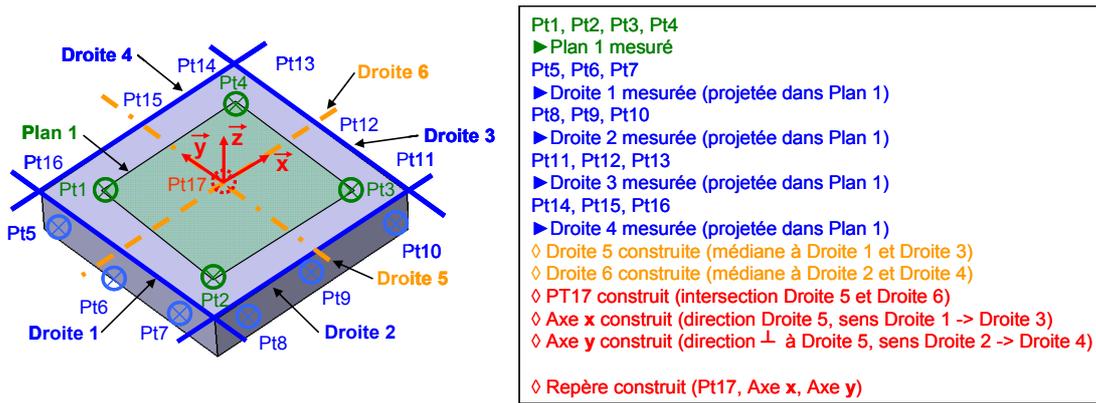


Figure 4-9 : Construction du repère de dégauchissage pour une pièce prismatique

Une fois ce repère d'étude mis en place, il est possible d'analyser les erreurs de pose de l'outil en calculant les écarts entre la trajectoire mesurée et la trajectoire programmée prise comme référence.

#### 4.3.2. Calcul de l'erreur de contour et de l'erreur axiale

L'analyse des défauts géométriques fait apparaître deux catégories : les défauts radiaux et les défauts axiaux. Par conséquent, un calcul de l'erreur de contour et de l'erreur axiale pour chaque position d'outil est mis en place. Ce calcul n'est pas nécessaire pour la mesure par métrologie où les deux types d'erreurs sont mesurés indépendamment à partir des surfaces usinées.

L'erreur 3D  $e_{3D}$  est définie, pour une position mesurée  $M_i$ , comme la plus petite distance orthogonale à la trajectoire de référence entre cette dernière et le point considéré. Cette erreur correspond à la norme du vecteur  $\overline{P_{ij}M_i}$  défini sur la Figure 4-10a, où le point  $P_{ij}$  est la projection du point  $M_i$  sur le segment  $j$ .

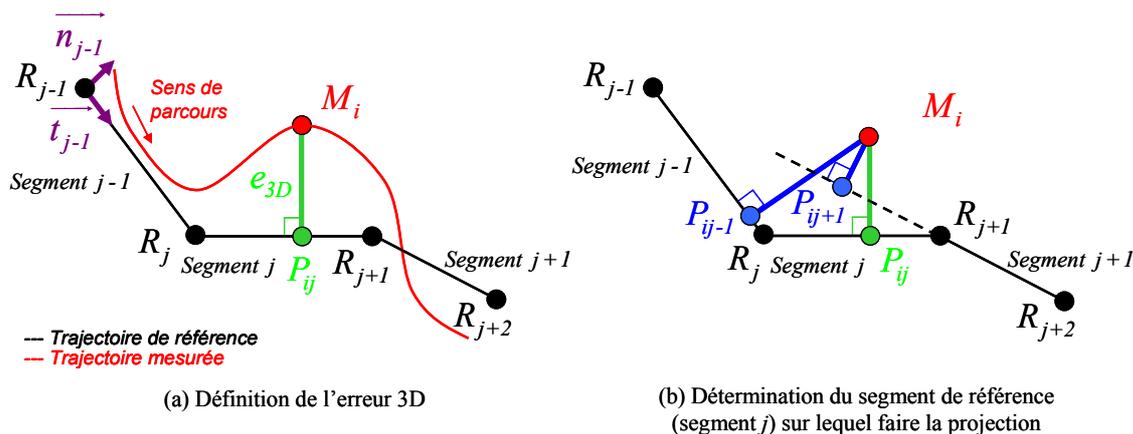


Figure 4-10 : Définition de l'erreur de contour et de l'erreur axiale

L'erreur de contour  $e_{contour}$  correspond alors à la projection du vecteur  $\overline{P_{ij}M_i}$  dans le plan  $(\vec{x}, \vec{y})$ . Son signe correspond au signe du produit scalaire entre le vecteur  $\overline{P_{ij}M_i}$  et le vecteur  $\vec{n}_j$  simulant la normale à la trajectoire du côté libre de matière. L'erreur axiale  $e_{axiale}$  correspond à sa composante suivant la direction  $\vec{z}$ .

Afin de calculer l'erreur 3D  $e_{3D}$  pour un point mesuré  $M_i$ , il est nécessaire de déterminer le segment de la trajectoire programmée de référence  $M_i$  auquel il est associé. En effet,  $M_i$  peut être projeté sur l'ensemble des segments décrivant la trajectoire (Figure 4-10b). Le segment de projection est déterminé avec un algorithme de calcul qui respecte les contraintes ordonnées suivantes :

- le point projeté  $P_{ij}$  appartient au segment  $[R_j R_{j+1}]$  ;
- la distance  $P_{ij} M_i$  est minimale ;
- si plusieurs distances  $P_{ij} M_i$  correspondent à la valeur minimale (cas des sommets entre segments), le segment de projection conservé est celui possédant le numéro le plus petit.

L'algorithme de calcul de l'erreur de contour par projection est retenu pour l'estimation des défauts d'usinage. Il ne fait pas apparaître d'approximations et procure un temps de calcul optimal comparé aux méthodes de calcul par sur-échantillonnage [Terrier05].

Finalement, le vecteur des erreurs  $e_{3D} \overline{P_{ij} M_i}$  est calculé par :

$$\overline{P_{ij} M_i} = \overline{P_{ij} R_j} + \overline{R_j M_i} = -\overline{R_j M_i} \cdot \frac{\overline{R_j R_{j+1}}}{\|\overline{R_j R_{j+1}}\|} + \overline{R_j M_i} \quad (4.3)$$

Pour les mesures PROG, CPOS, POSR et LAST, la trajectoire mesurée correspond à la trajectoire du point piloté. Par contre, la mesure PUSI de la surface usinée doit permettre de reconstruire la trajectoire enveloppe de l'outil projetée dans le plan  $(\vec{x}, \vec{y})$ . La détermination de la trajectoire plane suivie par l'axe de l'outil s'effectue en intégrant un décalage égal au rayon d'outil réel et de direction  $\vec{n}_j$ . La validité de ce calcul simplifié s'appuie sur les hypothèses suivantes :

- la courbure de la trajectoire réelle est faible par rapport au rayon d'outil ;
- l'amplitude et la fréquence des défauts analysés sont suffisamment faibles par rapport au diamètre d'outil ;
- les variations d'orientation de l'outil le long de la trajectoire sont négligées.

Si les deux premières hypothèses ne sont pas vérifiées, le point de l'outil générateur de la surface usinée évolue le long de la trajectoire et la transformation nécessite un calcul par N-Buffer de la courbe enveloppe [Prevost10]. Si, en plus, la variation d'orientation d'outil devient importante, il est nécessaire de développer une étude de la surface enveloppe en trois dimensions [Lartigue03] [ChavesJacob09].

La qualification de la qualité à partir de mesures de la trajectoire réellement suivie par l'outil se fait généralement via un critère d'amplitude ou de valeur moyenne de l'erreur de pose sur la globalité de la trajectoire étudiée [Terrier05] [Prevost08]. Ces critères sont facilement calculés mais sont souvent éloignés des défauts spécifiés sur le cahier des charges de la pièce à usiner. C'est pourquoi nous proposons de définir de nouveaux critères d'analyse de la qualité en s'inspirant de la norme ISO de GPS.

### 4.3.3. Outil d'analyse des défauts d'ordres 1 et 2

Les critères mis en place sont basés sur une étude par entité géométrique usinée qui nécessite de décomposer l'évaluation des erreurs de pose de l'outil en plusieurs zones d'étude (par exemple 4 zones qui correspondent aux 4 faces usinées pour la pièce prismatique présentée sur la Figure 4-9). Cette décomposition est effectuée automatiquement en calculant la longueur de trajet entre chaque point de début et fin d'usinage d'une entité.

Ces critères s'inspirent des défauts normalisés définis dans les normes ISO de GPS dédiées aux défauts géométriques et d'état de surface des produits [ISO97] [ISO99b]. Les incertitudes de mesure et les fréquences temporelles d'acquisition maximales des différents moyens de mesure dynamique nous limitent à l'étude des défauts d'ordre 1 (défauts dimensionnels, d'orientation et de forme) et d'ordre 2 (défauts d'ondulation). Nous proposons d'estimer la valeur de ces défauts à partir des profils d'erreurs de pose estimées. Pour cela, il est nécessaire d'effectuer des filtrages spatiaux du profil (Figure 4-11) :

- un filtrage passe-bas pour analyser les défauts d'ordre 1 avec une longueur d'onde supérieure à 10 mm [ISO97];
- un filtrage passe-bande pour analyser les défauts d'ordre 2 avec une longueur d'onde comprise entre 0,5 mm et 10 mm [ISO99b].

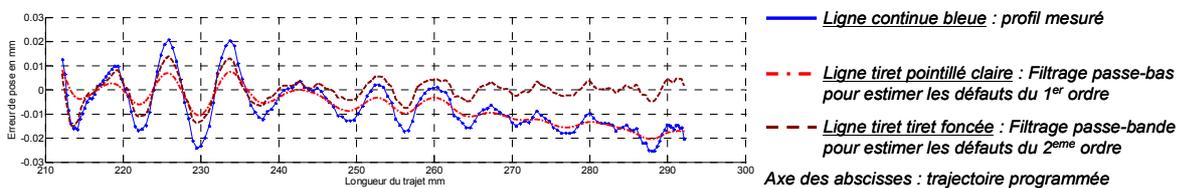


Figure 4-11 : Filtrages du profil des erreurs de pose

La valeur des défauts définis dans la norme ISO GPS sont alors automatiquement extraits pour chaque zone d'étude (Figure 4-12) :

- le défaut dimensionnel est estimé par l'écart maximum en valeur absolue du profil filtré passe-bas par rapport à l'axe des abscisses ;
- le défaut d'orientation est estimé par l'amplitude des écarts du profil filtré passe-bas ;
- le défaut de forme est estimé par l'amplitude des écarts du profil filtré passe-bas et redressé par rapport à la droite des moindres carrés ;
- le défaut d'ondulation correspond à la valeur maximale sur la longueur d'évaluation de l'amplitude sur chaque longueur de base des écarts du profil filtré passe-bande et redressé par rapport à la droite des moindres carrés.

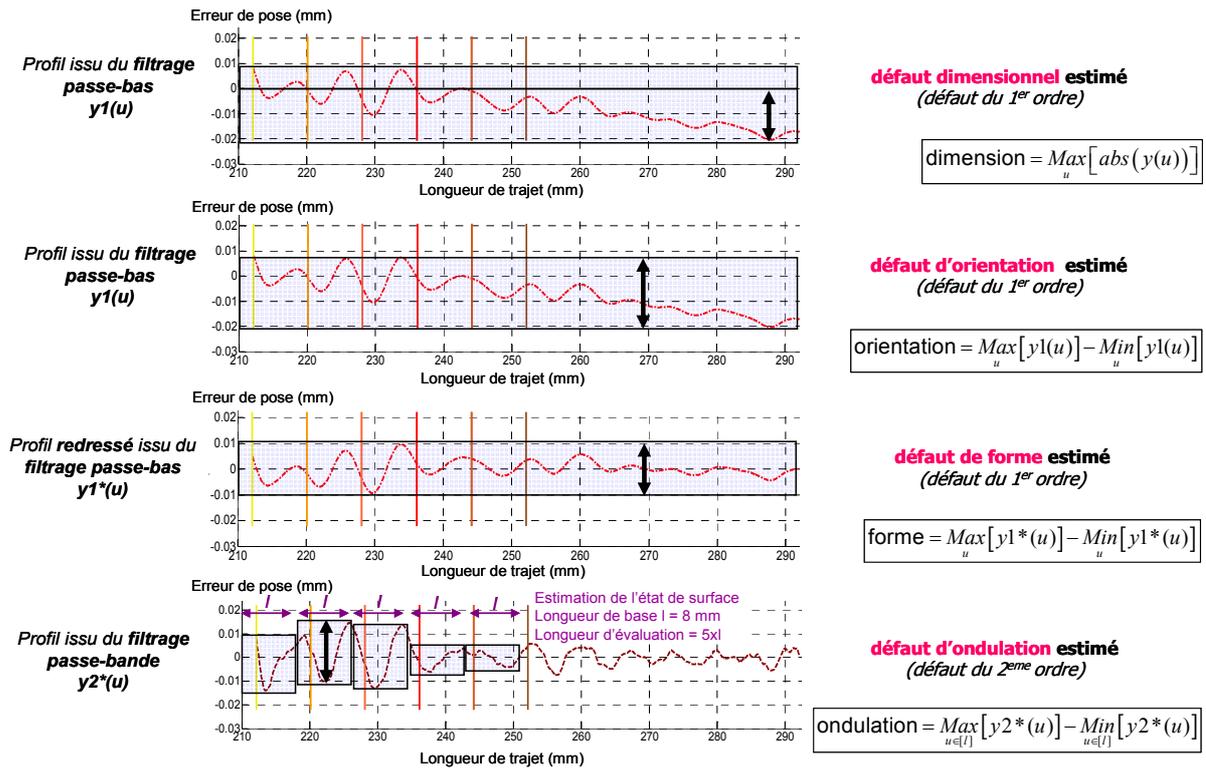


Figure 4-12 : Définition des critères d'analyse de la qualité

#### 4.4. Bilan

L'outil de caractérisation des défauts permet ainsi de déterminer, pour chaque entité usinée, la valeur des défauts d'ordres 1 et 2 extraits à partir des profils d'erreurs de pose. Cet outil se limite à l'étude des défauts générés lors de l'exécution d'une trajectoire plane. Il est possible de l'étendre pour des usinages à 5 axes, sous la condition de mettre en place des critères cohérents d'analyse des défauts à partir de deux profils mesurés pour deux altitudes distinctes de l'outil.

Toutefois, les défauts d'ordres supérieurs à 2 ne peuvent pas être identifiés par les moyens de mesure CPOS, POSR et LAST limités en fréquence d'acquisition. Néanmoins, comme nous l'avons constaté dans le Chapitre 2, les défauts les plus importants générés sur les pièces usinées avec la machine-outil à structure parallèle sont d'ordre 1 et 2.

La reconstruction de la trajectoire suivie par l'outil à partir de la mesure de la pièce usinée repose sur des hypothèses concernant le ratio entre le rayon d'outil et la courbure de la trajectoire, l'amplitude et la fréquence des défauts. Ces hypothèses doivent donc être validées. L'hypothèse de faible variation d'orientation de l'outil peut être vérifiée par une analyse de l'influence de la variation des différentes coordonnées articulaires sur la variation de l'orientation de l'axe de l'outil dans le volume d'espace de travail utilisé. Ainsi, pour une trajectoire plane exécutée avec la PCI Tripteur X7, les deux axes de rotation du poignet sériel sont faiblement sollicités en déplacement par rapport aux trois axes de

translation. Leurs composants sont, de plus, supposés beaucoup plus rigides que ceux du mécanisme parallèle [Bonnemains09b]. Par conséquent, nous limitons l'étude d'influence aux trois axes de translation du mécanisme parallèle. Les résultats présentés dans le Tableau 4-6 valident l'hypothèse émise avec une variation 100 fois moins élevée de l'orientation de l'outil par rapport à sa position. Ces résultats sont établis pour une hauteur de flanc usinée de 10 mm.

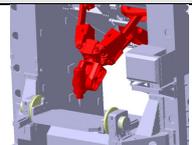
Configuration des axes pour la zone d'usinage étudiée	Variation de coordonnée articulaire	Variation sur la position de l'outil au centre du volume étudié		Variation sur l'orientation de l'outil au centre du volume étudié	
		Ecart radial	Ecart axial	Ecart radial pour une hauteur de flanc de 1 mm	Ecart radial pour une hauteur de flanc de 10 mm
	$\Delta q_i = 1mm$	$\sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}$	$\Delta z$	$\sqrt{\Delta i^2 + \Delta j^2}$	$10 \sqrt{\Delta i^2 + \Delta j^2}$
	q1	2,418 mm	1,135 mm	0,9748 $\mu m$	0,010 mm
	q2	2,284 mm	1,908 mm	1,3884 $\mu m$	0,014 mm
	q3	2,215 mm	1,373 mm	0,9343 $\mu m$	0,009 mm

Tableau 4-6 : Etude de sensibilité des axes de translation

Finalement, la méthode d'analyse de l'origine des défauts d'usinage mise en place dans ce paragraphe peut être appliquée à un usinage sur la PCI Tripteor X7 afin de déterminer les phénomènes générateurs de défauts les plus influents sur cette machine-outil.

### 5. Application de la méthode

L'exemple d'application de la méthode de caractérisation expérimentale du comportement de la PCI Tripteor X7 utilise une pièce test, nommée pièce « pyramide ». Cette pièce ne possède que des entités géométriques simples usinées qui permettent d'étudier le comportement de la machine-outil pour des opérations de contournage 2 axes 1/2 dont les trajectoires comprennent des discontinuités en courbure (Figure 4-13).

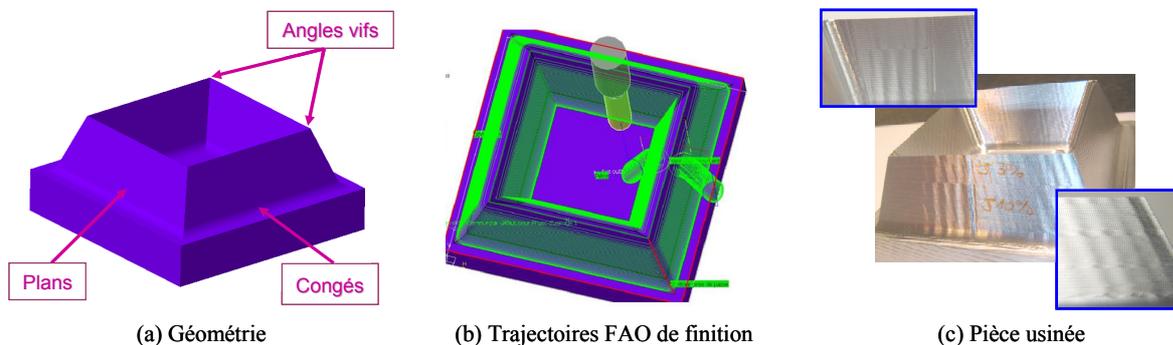


Figure 4-13 : Pièce test « pyramide »

La pièce usinée avec la PCI Tripteor X7 présente des défauts d'ondulation importants sur les portions de trajectoire suivant une discontinuité en courbure (défaut de rugosité totale  $R_z$  atteignant 35

µm) [PateloupS10d]. La mise en application de la méthode pour une trajectoire d'usinage proche de celle programmée pour l'usinage de cette pièce permet ainsi d'analyser les origines de ces défauts.

Ce paragraphe développe alors l'application de la méthode pour une trajectoire extraite de la gamme d'usinage de la pièce « pyramide ». Une première étape consiste à quantifier l'influence de chaque phénomène sollicité lors de l'exécution du processus. Le classement par ordre d'importance de ces phénomènes permet d'isoler les paramètres du processus les plus pénalisants. Nous proposons ensuite un réglage optimal de ces paramètres vis-à-vis de la qualité procurée.

### 5.1. Présentation de l'opération d'usinage étudiée

L'opération d'usinage retenue pour l'application reprend une trajectoire de contournage programmée pour la pièce test « pyramide » (Figure 4-14a). Cette trajectoire est programmée pour un usinage par le flanc d'une pièce prismatique de base 80 mm × 80 mm. Cette stratégie permet, pour la mesure PUSI de dissocier les erreurs de contour (mesurées sur les surfaces usinées avec le flanc de l'outil) des erreurs axiales (usinées avec le bout de l'outil), les erreurs d'orientation de l'outil étant négligées. La matière usinée est un alliage d'aluminium 7075.

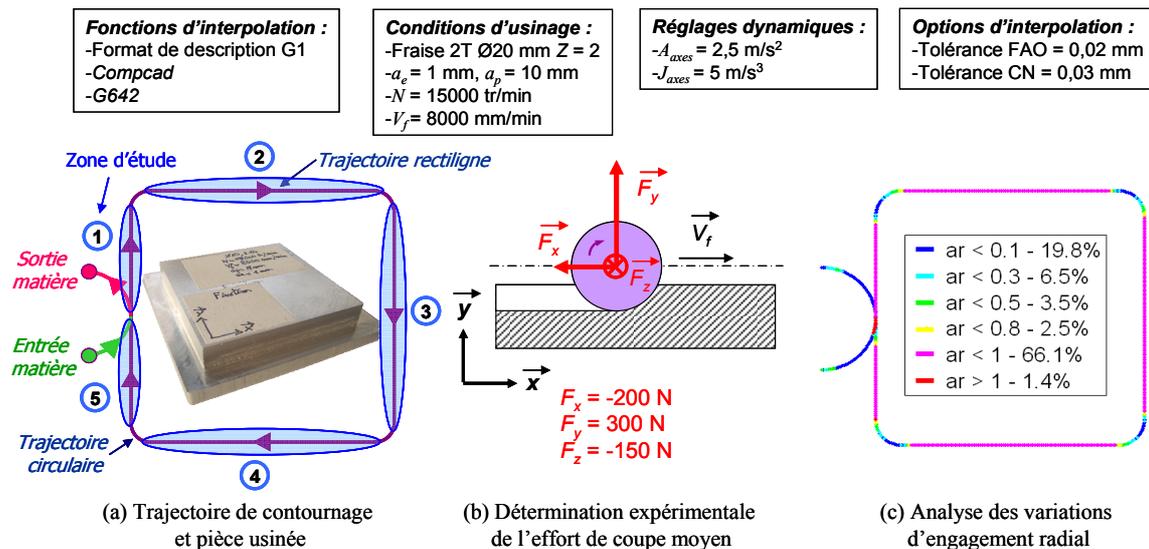


Figure 4-14 : Présentation de l'opération d'usinage retenue pour l'application de la méthode

Les réglages des paramètres de coupe, des fonctions d'interpolation, et des paramètres dynamiques correspondent aux valeurs préconisées par le fabricant d'outil Kendu et le constructeur de la machine-outil PCI. La vitesse de rotation de la broche retenue de 15000 tr/min est la vitesse maximale disponible sur la machine-outil. Par conséquent, la vitesse d'avance est limitée à 8000 mm/min pour conserver l'avance à la dent préconisée par le fabricant. La profondeur de passe axiale permet une mesure de la surface usinée en métrologie aisée tout en respectant l'hypothèse de variation d'orientation d'outil

négligeable sur la surface usinée. Les composantes de l'effort de coupe moyen s'appliquant sur l'outil ont été estimées expérimentalement en utilisant une table de mesure d'efforts Kistler (Figure 4-14b).

La trajectoire d'usinage garantit une continuité  $C^1$  avec des raccordements en arc de cercle à chaque coin de la pièce. L'analyse des défauts se focalise essentiellement sur le comportement de la cellule d'usinage en déplacement linéaire avec un engagement radial constant et en sortie de déplacement circulaire où apparaît une forte variation d'engagement radial (Figure 4-14c) [Debout07].

## 5.2. Estimation et classement des défauts générés par chacun des phénomènes pénalisants

Les mesures d'erreurs de pose de l'outil le long de la trajectoire effectuées, avec les quatre moyens de mesure retenus sont présentées sur la Figure 4-15. Une première analyse permet de visualiser une augmentation des écarts de pose en fonction de la position de la mesure dans la chaîne de traitement de la trajectoire. L'écart de pose maximum mesuré est important, avec une valeur dépassant 0,02mm. Mis à part pour la mesure CPOS, ces écarts présentent une composante radiale et une composante axiale. Cette observation justifie l'étude supplémentaire des défauts générés par les erreurs axiales de pose de l'outil. Deux acquisitions supplémentaires sont réalisées, une mesure POSR2 en usinage et une mesure LAST1 avec une accélération maximale des axes réduite (cf Tableau 4-4).

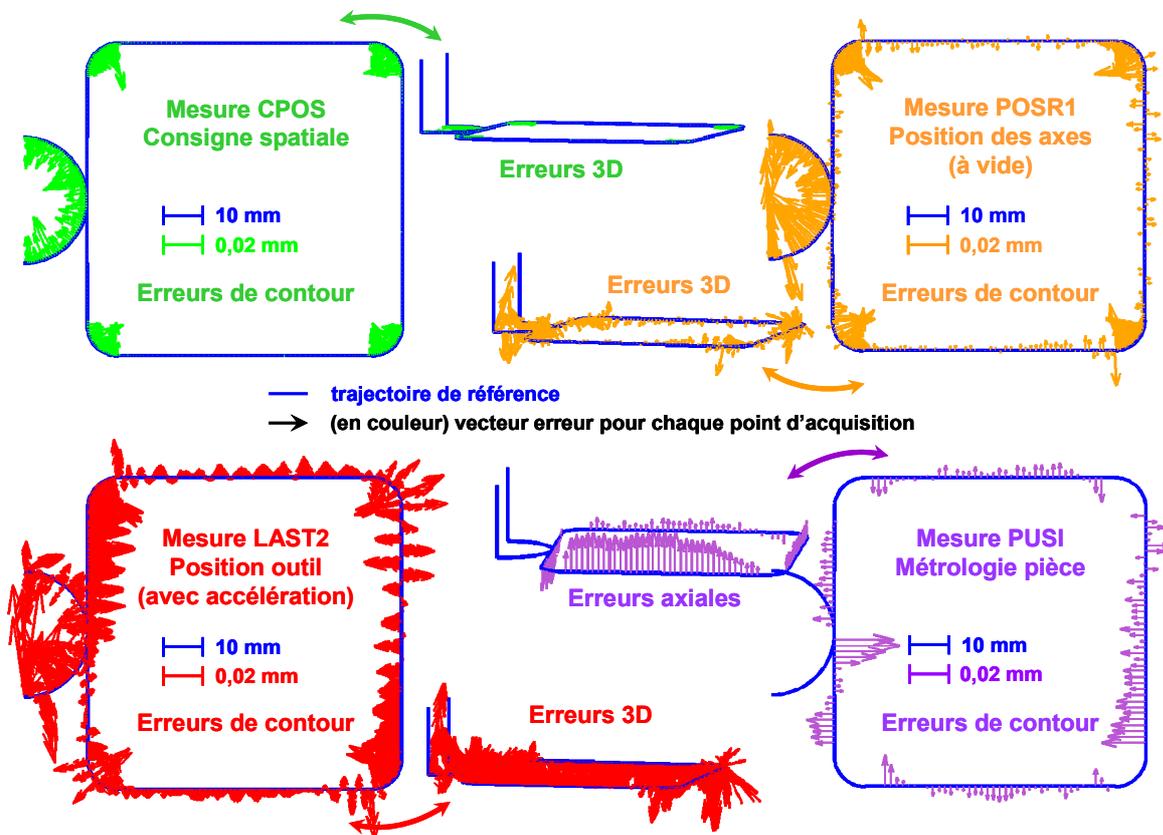


Figure 4-15 : Visualisation des erreurs de pose 3D pour chacun des quatre moyens de mesure

A partir de ces acquisitions, les défauts définis dans la norme ISO GPS sont extraits afin d'analyser l'influence de chaque phénomène sur la dégradation de la qualité d'usinage. L'étude présentée dans le paragraphe suivant se focalise sur la zone d'étude 3 (présentée sur la Figure 4-14) pour laquelle la qualité usinée est la plus médiocre.

### 5.2.1. Etude des défauts radiaux

Le premier traitement permet d'extraire les profils d'erreurs de contour (Figure 4-16).

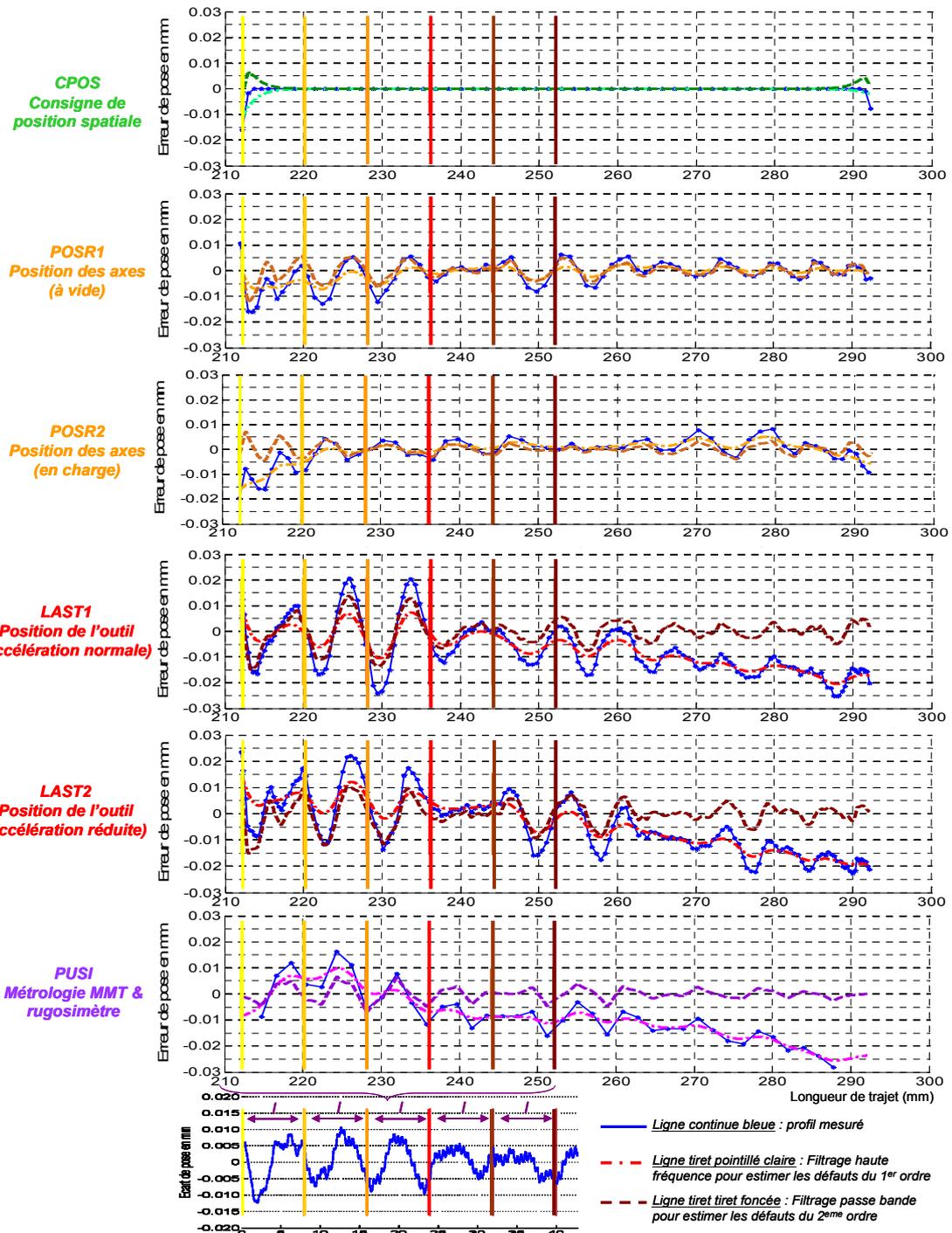


Figure 4-16 : Comparaison des différents profils d'erreurs de contour mesurés

Il est possible d'estimer la valeur des défauts à partir de ces profils, comme présenté sur la Figure 4-12 (voir Tableau 4-7). Les valeurs mesurées sont au moins 4 fois supérieures à l'erreur de répétabilité du moyen de mesure utilisé. Ce constat permet de valider la cohérence des résultats.

Mesure	Défauts estimés ( $\mu\text{m}$ )			
	dimensionnel	orientation	forme	ondulation
CPOS	7	11	11	0
POSR1	7	11	11	<b>18</b>
POSR2	<b>17</b>	<b>22</b>	<b>16</b>	18
LAST1	20	<b>29</b>	<b>19</b>	<b>26</b>
LAST2	19	31	17	24
PUSI	<b>26</b>	<b>35</b>	<b>23</b>	26

Tableau 4-7 : Défauts radiaux estimés pour chaque mesure de la zone d'étude 3

L'étape suivante consiste à associer aux phénomènes dégradant la qualité les défauts estimés. La valeur de ces défauts est présentée dans le Tableau 4-8. Cette étude amène alors à classer les phénomènes par ordre d'importance vis-à-vis de la dégradation de la qualité d'usinage (Tableau 4-8).

La compréhension du Tableau 4-8 nécessite de suivre une procédure de lecture en plusieurs étapes successives :

- 1<sup>ère</sup> étape : la lecture par ligne se fait dans l'ordre suggéré dans la colonne intitulée « ordre de détermination et couplages des influences ». Il correspond à la position du phénomène générateur de défauts dans la chaîne de traitements de la trajectoire d'outil (Figure 4-3). Ainsi, les premiers phénomènes extraits apparaissent dès le début de la chaîne, tandis que les derniers n'interviennent qu'avec les derniers maillons de la chaîne ;
- 2<sup>ème</sup> étape : la colonne « nature de la comparaison » précise entre quelles mesures la comparaison s'effectue ;
- 3<sup>ème</sup> étape : l'augmentation des défauts provoqués par le phénomène étudié est calculée par comparaison de la valeur des défauts estimée pour chacune des deux mesures. Les défauts d'ordre 1 et d'ordre 2 sont distingués dans deux colonnes différentes ;
- 4<sup>ème</sup> étape : une fois que la contribution de chaque phénomène est calculée, ces derniers sont classés par ordre d'importance pour les défauts d'ordre 1 et d'ordre 2.

Par exemple, le premier phénomène étudié est le calcul d'interpolation de la trajectoire réalisé par le DCN. Son influence sur la qualité d'usinage est déduite de la comparaison de la mesure de référence avec la mesure CPOS. Il ressort de cette comparaison que les erreurs d'interpolation conduisent à des défauts dimensionnels de 7  $\mu\text{m}$ , des défauts d'orientation de 11  $\mu\text{m}$  et des défauts de forme de 11  $\mu\text{m}$ . Finalement, ce phénomène est classé en 3<sup>ème</sup> position d'importance pour l'apparition des défauts d'ordre 1. Par ailleurs, il n'est pas influent sur les défauts d'ondulation qui sont nuls pour les deux mesures.

Phénomènes générateurs de défauts			Défauts associés					
Classe	Sous-classe	Sous-classe	Ordre de détermination et couplages des influences	Nature de la comparaison	Défauts d'ordre 1 (D : dimensionnel, O : orientation, F : forme)		Défauts d'ordre 2 (ondulation)	
					Croissance des défauts (µm)	Classement par importance	Croissance des défauts (µm)	Classement par importance
Transformation géométrique			5 (β)	POSR1-LAST1 (ordre 1)	D : +13 O : +21 F : +9	<b>1(β)</b>	- hypothèse	-
Déformations élastiques (chargement statique)	Sollicitations gravitationnelles		5 (β)	POSR1-LAST1 (ordre 1)	D : +13 O : +21 F : +9	<b>1(β)</b>	- hypothèse	-
	Sollicitations thermiques		5 (β)	POSR1-LAST1 (ordre 1))	D : +13 O : +21 F : +9	<b>1(β)</b>	- hypothèse	-
Déformations élastiques (chargement dynamique)	Comportement de la transmission mécanique	Efforts de coupe	8 (γ)	LAST1-PUSI (ordre 1) **a <sub>r</sub> cte	D : +6 O : +6 F : +4	<b>4(γ)</b>	- hypothèse	-
		Efforts d'inertie	4 (α)	LAST1-LAST2	-	-	-	-
	Comportement de la structure de la machine	Efforts de coupe	8 (γ)	LAST2-PUSI (ordre 1) **a <sub>r</sub> cte	D : +6 O : +6 F : +4	<b>4(γ)</b>	- hypothèse	-
		Efforts d'inertie	4 (α)	LAST1-LAST2	-	-	-	-
	Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe	8 (γ)	LAST2-PUSI (ordre 1) **a <sub>r</sub> cte	D : +6 O : +6 F : +4	<b>4(γ)</b>	- hypothèse	-
	Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Génération FAO de la trajectoire		0	PROG	-	-	-
Interpolation par le DCN		1	PROG-CPOS	D : +7 O : +11 F : +11	<b>3</b>	-	-	
Commande des axes		Précision des asservissements	2	CPOS-POSR1	-	-	+18	<b>1</b>
		Rigidité des asservissements	3	POSR1-POSR2	D : +10 O : +11 F : +5	<b>2</b>	-	-
Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Comportement de la structure de la machine	Chargement aperiodique	6	POSR1-LAST1 (ordre 2) *disc courb	- hypothèse	-	+8	<b>2</b>
		Chargement periodique	7	POSR1-LAST1 (ordre 2) *cont courb	- hypothèse	-	+4	<b>3</b>
	Comportement de la cellule d'usinage	Chargement periodique	9	LAST2-PUSI (ordre 2)	- hypothèse	-	-	-
<i>Légende</i>			(α) : 1 <sup>er</sup> couplage d'influence, (β) : 2 <sup>ème</sup> couplage d'influence, (γ) : 3 <sup>ème</sup> couplage d'influence * analyse du profil après une discontinuité en courbure de la trajectoire ou sur la portion continue en courbure ** analyse du profil sur la portion à engagement radial a <sub>r</sub> constant					

Tableau 4-8 : Détermination de l'impact de chaque phénomène sur les défauts d'usinage radiaux

Le découplage de l'influence de chaque phénomène étudié se réalise, à partir de la comparaison relative des mesures, en ajoutant certaines hypothèses (précisées dans la colonne « croissance des défauts ») facilitant l'analyse :

- les erreurs de transformation géométrique inverse et les erreurs dues aux déformations élastiques sous chargement statique sont supposées uniquement influencer les défauts d'ordre 1, tandis que les erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire se répercutent seulement sur les

défauts d'ordre 2. Cette hypothèse est en accord avec l'étude menée par Pritschow dont la synthèse est illustrée sur la Figure 4-1 [Pritschow02] ;

- le chargement non-périodique n'est pas influent sur les portions de trajectoire linéaire. En effet ce type de chargement est provoqué par une forte variation d'accélération des axes qui n'apparaît qu'à la suite de discontinuités en tangence ou en courbure de la trajectoire ;
- les erreurs liées à la rigidité des asservissements n'apparaissent qu'à la suite de portions de trajectoire où l'engagement radial  $a_r$  subit une forte variation. Cette hypothèse se vérifie en comparant les mesures POSR1 et POSR2. Cette comparaison permet d'isoler l'influence de la rigidité des asservissements. Les profils POSR1 et POSR2 présentés sur la Figure 4-16 ne diffèrent qu'au début et à la fin de la zone d'étude, c'est dire sur les portions où  $a_r$  subit de fortes variations (analyse de  $a_r$  présentée sur la Figure 4-14c).

Malgré ces hypothèses, il subsiste un couplage entre l'influence de certains phénomènes (distingués par les lettres grecques  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $\gamma$  dans la colonne « ordre de détermination des influences »). Par exemple, le cas  $\alpha$  représente le couplage des erreurs de transformation géométrique, les erreurs liées à la gravité, et les erreurs provoquées par les sollicitations thermiques.

Les résultats de la méthode montrent que les défauts mesurés sur la pièce ne sont pas dus à un seul phénomène générateur, mais à la combinaison de plusieurs qui se distinguent en fonction du type de défaut étudié (ordre 1 ou 2). Ainsi, nous pouvons en déduire que les erreurs statiques et les erreurs liées à la perte de rigidité des asservissements sont les principales causes d'apparition des défauts d'ordre 1 tandis que les défauts d'ordre 2, identifiés avec une fréquence d'approximativement 20 Hz, sont la conséquence du manque de précision des asservissements et du comportement vibratoire de la structure.

Ces résultats sont globalement cohérents avec les intervalles de valeurs de fréquence et d'amplitude annoncés par Pritschow pour chaque classe de phénomène (Figure 4-1). L'intérêt de notre étude est de compléter, préciser, voire corriger les tendances annoncées par Pritshow. C'est, par exemple, le cas pour les erreurs d'asservissement qui semblent être prépondérantes pour les défauts d'ondulation avec une fréquence de 20 Hz, alors que le graphique élaboré par Pritschow n'associe ces erreurs qu'à des fréquences supérieures à 100 Hz (Figure 4-1). Ainsi, pour une machine-outil et une catégorie d'usinage donnée, notre méthode procure des valeurs précises de défauts associés à chaque phénomène. Ces informations supplémentaires permettent de mieux distinguer les paramètres du processus dont l'influence est prépondérante vis à vis de la qualité d'usinage et ainsi de mieux les optimiser en fonction du besoin.

Finalement, certains phénomènes sont plus influents que d'autres. De plus, huit phénomènes contribuent à l'apparition des défauts d'ordre 1, alors que seulement trois sont estimés être à l'origine des

défauts d'ordre 2 (Tableau 4-8). Leur classement par ordre d'importance sur les défauts engendrés permet d'extraire les paramètres du processus les plus influents auxquels ils sont liés (Tableau 4-9).

Phénomènes générateurs de défauts d'usinage			Catégorie de paramètre de définition du processus							
Classe	Sous-classe	Sous-classe	TRA	INT	DYN	GEO	ASS	COU	POS	
Transformation géométrique						●			●	
Déformations élastiques (chargement statique)	Sollicitations gravitationnelles								●	
	Sollicitations thermiques								●	
Déformations élastiques (chargement dynamique)	Comportement de la transmission mécanique	Efforts de coupe						●	●	
		Efforts d'inertie			A				●	
	Comportement de la structure de la machine	Efforts de coupe						●	●	
		Efforts d'inertie			A				●	
	Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe						●		
Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Génération FAO de la trajectoire		●							
	Interpolation par le DCN		●	●						
	Commande des axes	Précision des asservissements	●	●	●		●		●	
		Rigidité des asservissements					●	●	●	
Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Comportement de la structure de la machine	Chargement aperiodique	●	●	J				●	
		Chargement periodique			J				●	
	Comportement de la cellule d'usinage	Chargement periodique			V			●		
<b>Code couleur d'importance sur les défauts du 1<sup>er</sup> ordre :</b>							1	2	3	4
<b>Code couleur d'importance sur les défauts du 2<sup>eme</sup> ordre :</b>							1	2	3	

Tableau 4-9 : Paramètres du processus liés aux phénomènes générateurs des défauts de la pièce

Ainsi, les paramètres les plus influents sur la qualité d'ordre 1 (repérés en jaune) sont les paramètres géométriques et les paramètres de posage de la pièce, suivis des paramètres d'asservissement et des paramètres de coupe. Tandis que les défauts d'ordre 2 dépendent essentiellement du réglage des paramètres de description et d'interpolation de la trajectoire, des paramètres dynamiques, des paramètres d'asservissement et du posage de la pièce dans l'espace de travail (repérés en bleu).

Les erreurs de pose 3D présentées sur la Figure 4-15 font apparaître une composante axiale des défauts non négligeable. Il est ainsi intéressant d'appliquer la méthode à l'étude des défauts axiaux. Les résultats obtenus permettent alors de comparer l'ordre de grandeur de chaque catégorie de défaut et également d'analyser les éventuelles différences dans le classement par ordre d'importance des phénomènes.

### 5.2.2. Etude des défauts axiaux

Les défauts axiaux se déterminent en analysant les profils d'erreurs axiales (Figure 4-17).

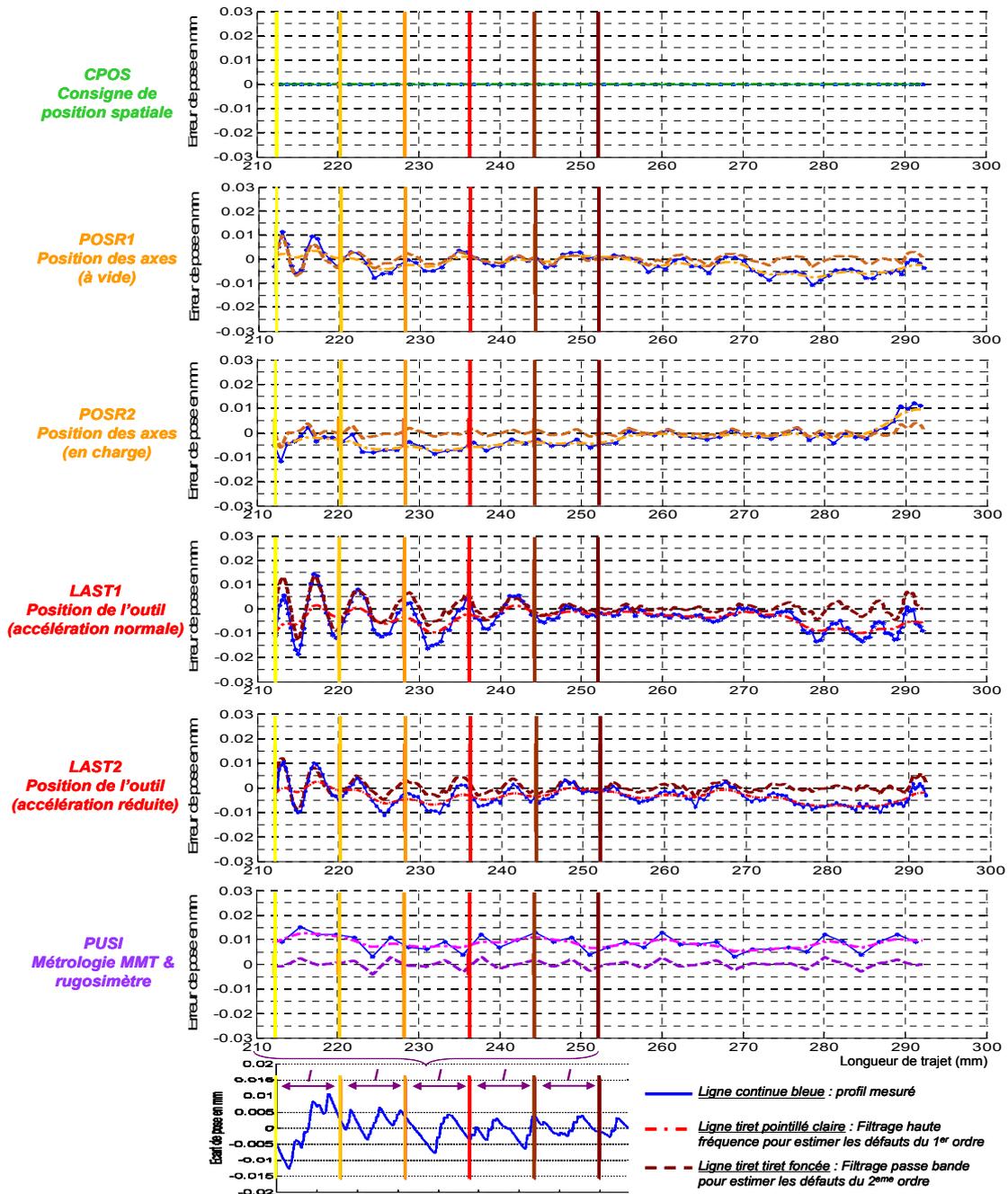


Figure 4-17 : Comparaison des différents profils d'erreurs axiales mesurés

Nous observons ainsi sur la pièce usinée des défauts axiaux d'ordre 2 de même amplitude que les défauts radiaux (Tableau 4-10). Les défauts axiaux d'ordre 1 sont cependant moins importants que les défauts radiaux. Les défauts dimensionnels ne peuvent être évalués à partir de ces mesures car la composante verticale de l'origine du repère de dégauchissage correspond à l'altitude moyenne du plan usiné avec l'extrémité de l'outil. L'insertion d'un probable écart de dégauchissage vient alors perturber l'évaluation de ces défauts.

Mesure	Défauts estimés ( $\mu\text{m}$ )			
	dimensionnel	orientation	forme	ondulation
A	-	0	0	0
B1	-	11	8	17
B2	-	17	11	17
C1	-	11	12	26
C2	-	10	11	24
D	-	7	6	24

Tableau 4-10 : Défauts axiaux estimés pour chaque mesure de la zone d'étude 3

Phénomènes générateurs de défauts			Défauts associés					
Classe	Sous-classe	Sous-classe	Ordre de détermination et couplages des influences	Nature de la comparaison	Défauts du 1 <sup>er</sup> ordre (D : dimensionnel, O : orientation, F : forme)		Défauts du 2 <sup>ème</sup> ordre (ondulation)	
					Croissance des défauts ( $\mu\text{m}$ )	Classement par importance	Croissance des défauts ( $\mu\text{m}$ )	Classement par importance
Transformation géométrique			5 ( $\beta$ )	POSR1-LAST1 (ordre 1)	D : ?? O : +0 F : +4	3( $\beta$ )	- hypothèse	-
Déformations élastiques (chargement statique)	Sollicitations gravitationnelles		5 ( $\beta$ )	POSR1-LAST1 (ordre 1)	D : ?? O : +0 F : +4	3( $\beta$ )	- hypothèse	-
	Sollicitations thermiques		5 ( $\beta$ )	POSR1-LAST1 (ordre 1)	D : ?? O : +0 F : +4	3( $\beta$ )	- hypothèse	-
Déformations élastiques (chargement dynamique)	Comportement de la transmission mécanique	Efforts de coupe	8 ( $\gamma$ )	LAST1-PUSI (ordre 1) **a, cte	D : ?? O : -4 F : -6	4( $\gamma$ )	- hypothèse	-
		Efforts d'inertie	4 ( $\alpha$ )	LAST1-LAST2	-	-	-	-
	Comportement de la structure de la machine	Efforts de coupe	8 ( $\gamma$ )	LAST2-PUSI (ordre 1) **a, cte	D : ?? O : -4 F : -6	4( $\gamma$ )	- hypothèse	-
		Efforts d'inertie	4 ( $\alpha$ )	LAST1-LAST2	-	-	-	-
	Comportement de la cellule d'usinage	Efforts de coupe	8 ( $\gamma$ )	LAST2-PUSI (ordre 1) **a, cte	D : ?? O : -4 F : -6	4( $\gamma$ )	- hypothèse	-
Erreurs numériques de suivi de la trajectoire	Génération FAO de la trajectoire		0	PROG	-	-	-	-
	Interpolation par le DCN		1	PROG-CPOS	-	-	-	-
	Commande des axes	Précision des asservissements	2	CPOS-POSR1	D : ?? O : +11 F : +8	1	+17	1
		Rigidité des asservissements	3	POSR1-POSR2	D : ?? O : +7 F : +3	2	-	-
Erreurs mécaniques de suivi de la trajectoire	Comportement de la structure de la machine	Chargement aperiodique	6	POSR1-LAST1 (ordre 2) *disc courb	- hypothèse	-	+9	2
		Chargement periodique	7	POSR1-LAST1 (ordre 2) *cont courb	- hypothèse	-	+2	3
	Comportement de la cellule d'usinage	Chargement periodique	9	LAST2-PUSI (ordre 2)	- hypothèse	-	-2	4

( $\alpha$ ) : 1<sup>er</sup> couplage d'influence, ( $\beta$ ) : 2<sup>ème</sup> couplage d'influence, ( $\gamma$ ) : 3<sup>ème</sup> couplage d'influence  
 \* analyse du profil après une discontinuité en courbure de la trajectoire ou sur la portion continue en courbure  
 \*\* analyse du profil sur la portion à engagement radial a, constant

Tableau 4-11 : Détermination de l'impact de chaque phénomène sur les défauts d'usinage axiaux

L'analyse de l'influence de chaque phénomène conduit à un classement par importance différent de celui élaboré pour les défauts radiaux d'ordre 1 (Tableau 4-11). Ainsi, ces défauts sont principalement causés par les erreurs de commande des axes, alors que les erreurs statiques n'ont qu'une influence limitée. Les défauts axiaux d'ordre 2 sont par contre engendrés par les mêmes phénomènes que les défauts radiaux.

Cette étude met en lumière une influence croisée des phénomènes qui conduit au final à une diminution des défauts sur la pièce usinée. C'est le cas pour les déformations dues aux efforts d'usinage qui viennent compenser les erreurs d'asservissement et les erreurs statiques. Cette observation peut également être due au fait que pour l'usinage en bout, la trace laissée par l'outil sur la pièce n'est pas uniquement due au mouvement du point générateur comme envisagé dans une étude théorique. Il y a, en réalité, un phénomène d'amortissement lié aux déformations des composants qui diffèrent selon que l'on étudie l'interaction outil/pièce avec le flanc ou l'extrémité de l'outil. Ce phénomène peut de surcroît modifier le comportement de la commande.

### 5.2.3. *Bilan de l'application*

L'application présentée dans ce paragraphe permet de valider l'intérêt et la cohérence de la méthode proposée à travers un exemple simple inspiré des résultats observés durant la phase de qualification des performances de la PCI Tripteor X7.

Les performances des moyens de mesure mis en œuvre au cours de cette application ont permis l'évaluation de la contribution de chaque phénomène sur les principaux défauts observés lors du contrôle de la pièce en métrologie. En effet, la fréquence temporelle d'acquisition disponible pour les différents moyens autorise l'analyse des défauts d'ordre 2, même pour une vitesse d'avance représentative de l'UGV. Les défauts d'ordre supérieur ne peuvent être analysés mais sont le plus souvent associés au phénomène de broutement provoqué par le procédé d'usinage dont l'influence est directement déduite de la rugosité mesurée sur la pièce. La précision offerte par chaque moyen de mesure est cohérente avec l'amplitude des défauts analysés. En effet, même si la croissance des défauts provoqués par un phénomène est parfois limitée à 5  $\mu\text{m}$ , l'amplitude des défauts mesurés est supérieure à l'incertitude du moyen.

L'intérêt de la méthode est d'isoler l'influence de chaque phénomène afin de mettre en place des méthodes de réglage du processus efficaces, ciblées sur les paramètres les plus influents sur la qualité d'usinage. Certains couplages de l'influence de plusieurs phénomènes apparaissent tout de même lors du traitement. Cependant, les phénomènes couplés appartiennent à la même classe de source d'erreur et sont liés à des paramètres du processus souvent identiques ; ceci ne remet pas en question la pertinence de l'étude. La mesure par laser tracker pendant l'usinage peut cependant être envisagée en prenant certaines

précautions de protection du matériel vis-à-vis des projections de copeaux et du lubrifiant. Elle permet de dissocier l'influence des déformations provoquées par les efforts d'usinage sur la structure et sur les composants de la cellule d'usinage.

Finalement, le traitement effectué amène à développer une procédure de réglage des paramètres du processus les plus influents. Cette étude est développée dans le paragraphe suivant.

### 5.3. Proposition de réglages des paramètres du processus

Les résultats de la méthode appliquée à l'exemple du contournage plan font apparaître des paramètres du processus particulièrement influents pour lesquels il semble nécessaire d'effectuer un réglage. Suivant la nature des défauts étudiés, les paramètres influents diffèrent. Nous proposons alors plusieurs pistes de réglage des différents paramètres basées sur des essais expérimentaux faisant varier indépendamment chaque paramètre ordonné par importance de son influence sur la qualité. Ces essais permettent d'analyser la sensibilité de chaque paramètre sur la qualité observée. Certains réglages peuvent être conduits de façon systématique afin d'améliorer le comportement général de la machine-outil, tandis que d'autres nécessitent d'être adaptés à l'application considérée car ils interagissent de manière antagoniste sur différents critères de performance (qualité d'ordre 1, qualité d'ordre 2, productivité).

#### 5.3.1. Réglages des paramètres visant à diminuer les défauts d'ordre 1

D'après le Tableau 4-9, les catégories de paramètres les plus influents sur les défauts d'ordre 1 sont les paramètres géométriques, les paramètres de pose dans l'espace opérationnel, les paramètres d'asservissement et les paramètres de coupe.

##### ▪ Paramètres géométriques

Les paramètres géométriques sont réglés le plus souvent par une identification utilisant des méthodes dédiées présentées au § 4.1.3 du Chapitre 1. Ces méthodes consistent à déterminer la valeur du jeu de paramètres géométriques pour lequel la somme des écarts entre les positions réelles mesurées et les positions théoriques d'un ensemble de poses d'outil est minimum. Les méthodes se distinguent alors par le moyen de mesure utilisé pour déterminer la position ou l'orientation réelle de l'outil.

Une difficulté rencontrée durant la phase d'identification concerne l'isolement de l'influence des erreurs de transformation géométriques. Ainsi, la plupart du temps, des méthodes de mesure statique sont employées. Chanal justifie sa méthode d'identification à partir de la métrologie d'une pièce dédiée, par le fait que la géométrie usinée et les conditions de coupe utilisées annulent l'influence de l'interaction outil/matière et les erreurs associées à la dynamique des axes [Chanal07]. Les mesures extéroceptives de

la position d'outil en dynamique limitent également la vitesse de déplacement afin de ne pas prendre en compte les phénomènes dynamiques [Schwenke09].

La méthode d'analyse des défauts proposée dans ce chapitre peut alors être employée pour améliorer le ratio de performance précision/rapidité de l'identification puisqu'elle permet d'isoler l'influence des erreurs de transformation géométrique sur les défauts et ne possède pas de contrainte de vitesse maximale d'acquisition.

#### ▪ Paramètres de posage de la pièce

Le posage de la pièce dans l'espace opérationnel influence les défauts d'ordre 1 et 2 à cause du comportement non isotrope de la structure parallèle. Le choix du posage modifie également le temps d'usinage. Par conséquent, le réglage du posage ne peut être déterminé de façon systématique, mais doit être adapté en fonction de l'application. L'étude de cette influence est présentée dans le § 5.3.3.

#### ▪ Paramètres de coupe

Les paramètres de coupe influencent essentiellement l'amplitude des défauts d'ordre 1 à travers les erreurs provoquées par les variations de rigidité des asservissements. La rigidité d'asservissement d'un axe correspond à la valeur de l'effort extérieur qui s'applique sur l'axe divisée par la valeur de l'écart de poursuite. La plupart du temps, cette rigidité n'est pas constante pour compenser les déformations de la structure, et peut entraîner des variations d'erreur de contour sur les zones usinées avec des efforts de coupe variables [Susanu05]. Ainsi, une diminution de ces erreurs peut être conduite en modifiant les conditions de coupe le long de la trajectoire de façon à obtenir un effort de coupe moyen constant en norme et en direction. La variation de cet effort peut être étudiée à partir du calcul du débit de matière *MRR* (de l'anglais Material Removal Rate) [Kloypayan02] :

$$MRR = a_p \times a_r \times V_f \quad (4.4)$$

$$F_c = \frac{MRR \times E_c}{V_c} \quad (4.5)$$

où  $E_c$  est l'énergie spécifique de coupe par unité de volume. Ainsi, il est possible de compenser la variation de l'engagement radial durant l'usinage par une variation de la vitesse d'avance de façon à obtenir un *MRR* constant. Ce résultat est observable sur les mesures réalisées pour l'application de contournage dans le paragraphe précédent (Figure 4-18).

Ainsi, les différences entre les mesures POSR1 et POSR2, qui traduisent l'influence isolée du phénomène de rigidité des asservissements, montrent une augmentation des défauts sur les portions de trajectoire succédant à une variation d' $a_r$  (zones en rouge). Pour les portions à  $a_r$  établi (zones en vert), les défauts sont similaires.

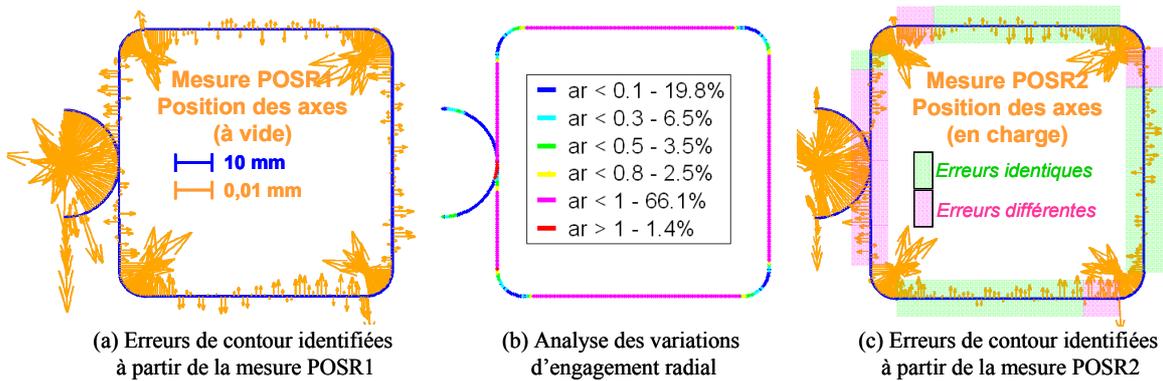


Figure 4-18 : Influence localisée des variations de rigidité des asservissements

### ▪ Paramètres d'asservissement

Les paramètres d'asservissement influencent les défauts d'ordre 1 principalement à travers les erreurs provoquées par la variation de rigidité des asservissements. Pour l'asservissement des axes d'une machine-outil de type structure cascade, les paramètres influents correspondent aux gains des régulateurs de position et de vitesse, et de l'action d'anticipation en vitesse (Figure 4-19) [Gross01].

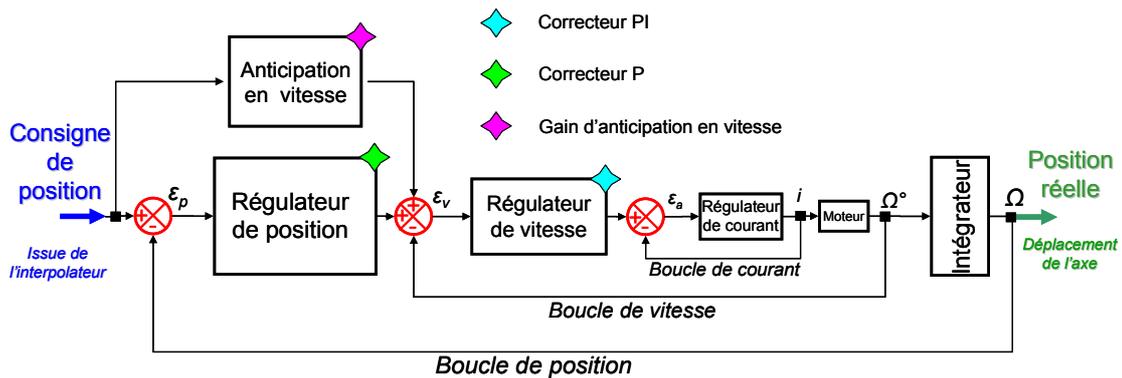


Figure 4-19 : Structure de commande d'axe de type cascade

Pour la PCI Tripteur X7, ces gains sont déterminés expérimentalement en respectant la procédure suivante :

- les actions proportionnelles et intégrales du régulateur de vitesse sont réglées de façon à obtenir une réponse à un bruit blanc sans résonance, en utilisant des filtres numériques ;
- l'action proportionnelle du régulateur de position est réglée de façon à obtenir une réponse la plus rapide possible à un échelon sans dépassement et sans erreur statique ;
- l'action proportionnelle du bloc d'anticipation en vitesse (également appelée commande pré-dynamique) se détermine empiriquement de façon à éviter l'apparition d'erreurs de poursuite pour un déplacement à vitesse maximale.

Les réglages sont réalisés à vide. Il serait peut-être bénéfique de les effectuer avec une « charge moyenne » pour diminuer l'influence des variations de rigidité.

### 5.3.2. Réglages des paramètres visant à diminuer les défauts d'ordre 2

Les catégories de paramètres les plus influents sur les défauts d'ordre 2 sont les paramètres de description de la trajectoire, les paramètres d'interpolation par le DCN, les paramètres dynamiques, les paramètres d'asservissement et les paramètres de posage dans l'espace opérationnel (Tableau 4-9). Nous proposons des réglages de ces paramètres en analysant l'évolution des défauts radiaux de la zone d'étude 3 de l'application développée au § 5.

#### ■ Paramètres de description de la trajectoire

Comme exposé dans le § 5.2 du Chapitre 2, il est possible de décrire la trajectoire avec un format B-spline au lieu du format G1. L'utilisation de ce format conduit pour notre exemple à une amélioration des défauts d'ondulation de 50 % sur les portions linéaires, mais produit une augmentation de 70 % du défaut juste après la discontinuité en courbure de la trajectoire (Figure 4-20). Ce constat est dû au manque de robustesse de l'outil d'interpolation B-spline proposé dans l'environnement Catia® qui crée des raccordements au niveau des changements de direction. Ces raccordements introduisent des discontinuités, ce qui conduit localement à une augmentation de l'amplitude des défauts d'ondulation

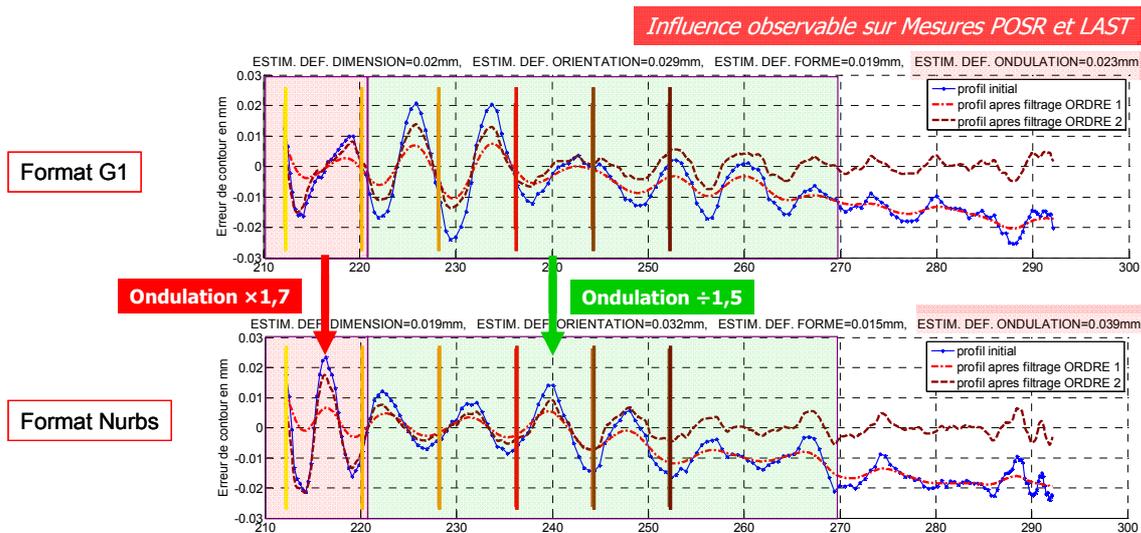


Figure 4-20 : Evolution des défauts en utilisant le format B-spline

#### ■ Paramètres d'interpolation

Les fonctions d'interpolation par le DCN Siemens 840D ont pour rôle de lisser la trajectoire afin d'améliorer le comportement dynamique de la machine-outil [Siemens06a] [Siemens06b]. Les fonctions utilisées pour l'application sont les suivantes :

- une fonction d'arrondissement *G642* qui permet d'insérer une portion de trajectoire circulaire au niveau des discontinuités en tangence de la trajectoire. Cette fonction évite à l'outil de s'arrêter

au point de discontinuité et améliore ainsi le temps d'usinage. L'écart maximum de la trajectoire interpolée est géré à l'aide du paramètre 33100 appelé paramètre de tolérance d'usinage ;

- une fonction de compactage *COMPCAD* qui permet de réduire un ensemble de blocs du programme à un nombre réduit de blocs décrivant la portion de trajectoire par un polynôme de degré 3. Cette fonction n'intervient qu'au niveau des portions de trajectoire qualifiées de « complexes ». Elle respecte une tolérance d'erreur de contour également contrôlée par le paramètre 33100. Cette fonction n'est active qu'avec une description G1 de la trajectoire ; ce qui la rend inadaptée à la description B-spline de la trajectoire proposée dans le paragraphe précédent.

Une faible valeur de ce paramètre limite la performance du lissage sur le comportement dynamique en partie à l'origine des défauts d'ordre 2, tandis qu'une valeur importante fait apparaître une augmentation des erreurs de corde au niveau des raccordements, observable à travers les défauts dimensionnels (Figure 4-21).

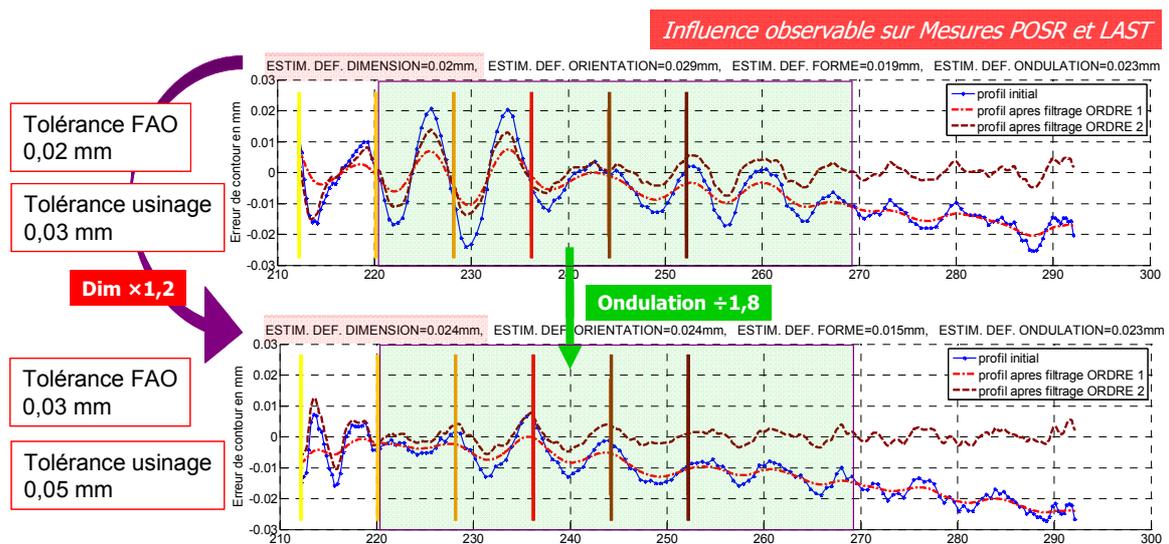


Figure 4-21 : Evolution des défauts en fonction du réglage de la tolérance d'usinage

#### ▪ Paramètres dynamiques

La diminution de la vitesse d'avance et de l'accélération maximale des axes n'a pas de répercussion sur les défauts observés. Cependant, si la vitesse d'avance devient nulle au niveau des discontinuités de la trajectoire, les défauts d'ordre 2 sont réduits de moitié (Figure 4-22).

Cette modification améliore le comportement de la commande des axes puisque la valeur maximale de jerk articulaire passe de  $20 \text{ m/s}^3$  à  $10 \text{ m/s}^3$  pour les jambes  $q_1$  à  $q_3$ . Cependant, elle se traduit par un allongement du temps d'usinage (22 % pour l'opération de contournage).

Le jerk maximal des axes influence à la fois les défauts d'ordre 2 et le temps d'usinage. L'étude de cette influence est présentée dans le § 5.3.3. Par conséquent, il doit être déterminé en fonction de l'application considérée.

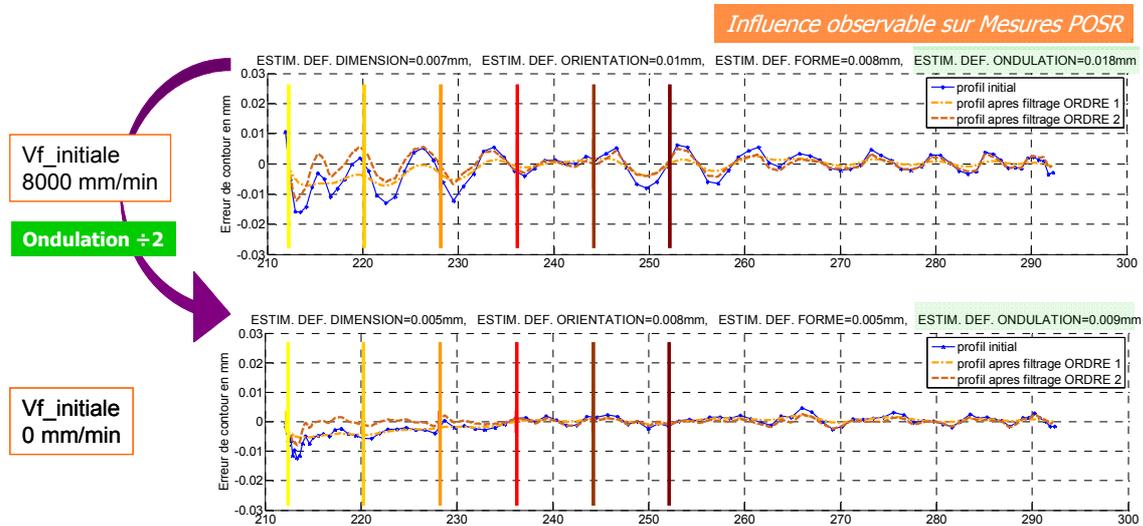


Figure 4-22 : Evolution des défauts pour un arrêt au niveau de la discontinuité

▪ Paramètres d'asservissement

La valeur du gain associé à la fonction d'anticipation en vitesse, appelée *FFWON* pour les DCN Siemens, est un paramètre d'asservissement qui influence l'amplitude des défauts d'ordre 2. Cette fonction consiste à injecter une consigne de vitesse supplémentaire au niveau de l'entrée du régulateur de vitesse de la commande d'axe afin d'anticiper le temps de réponse du système et ainsi réduire l'erreur de traînage (Figure 4-19) [Susanu05].

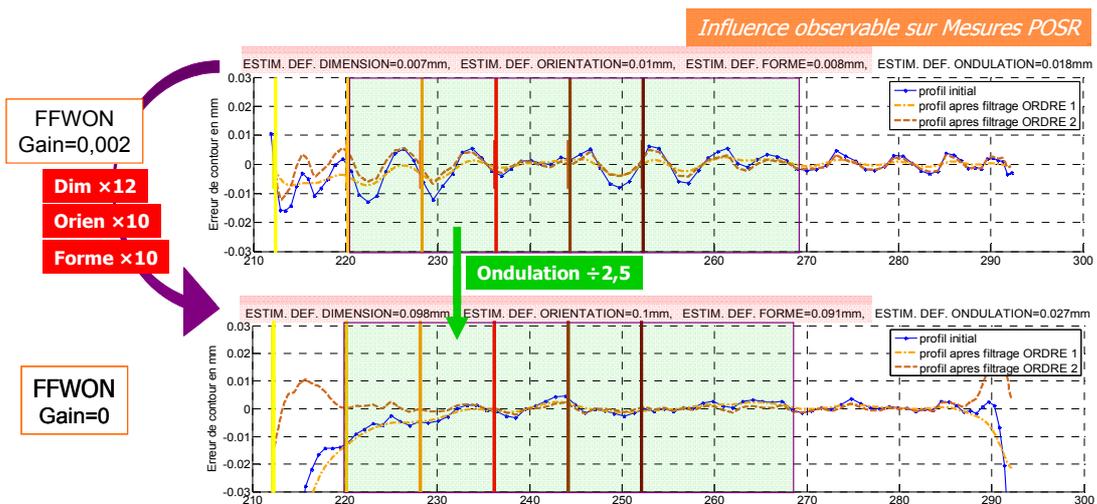


Figure 4-23 : Evolution des défauts avec l'annulation de l'anticipation en vitesse

Une valeur nulle du gain annule le rôle d'anticipation. Cela permet de réduire les défauts d'ondulation par 2,5 mais provoque une augmentation très importante des défauts d'ordre 1 (due à l'apparition d'une erreur de traînage) à l'approche des discontinuités (Figure 4-23).

La valeur du gain associé à cette fonction (paramètre 32810) contrôle le comportement de la commande pour annuler l'erreur de traînage. Siemens préconise un réglage compris entre 0,002 pour lequel la commande est très dynamique (réglage initial) et 0,008 qui correspond à un comportement peu dynamique. La valeur 0,002 semble être la plus appropriée, puisque l'augmentation de cette valeur conduit à une augmentation des défauts d'ordre 1, sans pour autant diminuer les défauts d'ordre 2 (Figure 4-24).

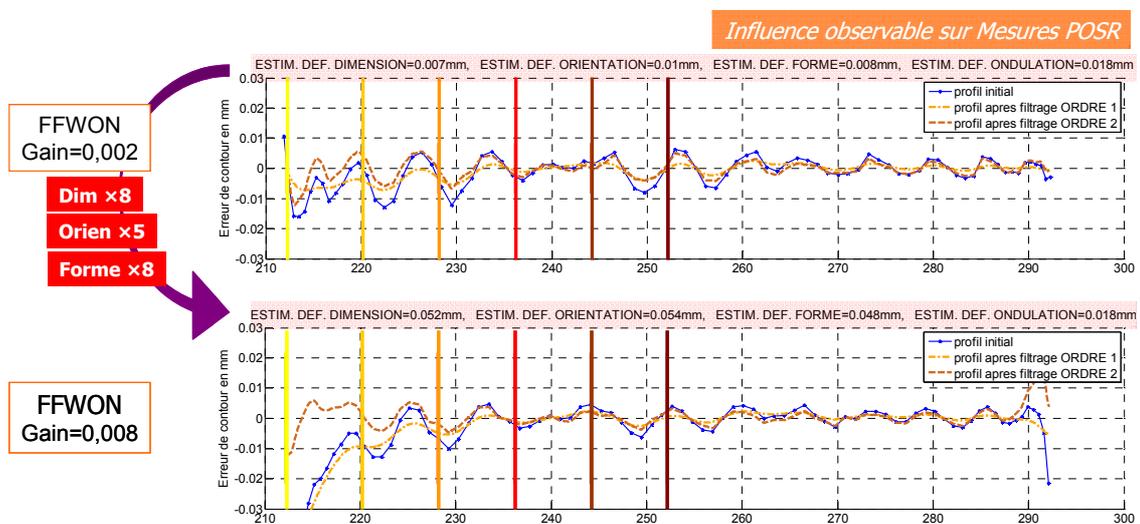


Figure 4-24 : Evolution des défauts avec la disparition de l'anticipation en vitesse

#### ▪ Paramètres de pose de la pièce

Le pose de la pièce influence les défauts d'ordre 1 et le temps d'usinage mais aussi les défauts d'ordre 2 à cause du caractère non isotrope de la structure de la machine. Cette analyse est effectuée dans le paragraphe suivant.

#### 5.3.3. Réglages des paramètres en fonction de l'application

Le jerk articulaire et le pose de la pièce dans l'espace opérationnel sont très influents à la fois sur les différents critères de qualité et sur les temps d'usinage. Ainsi, le réglage retenu pour la valeur maximale du jerk des axes conduit à un compromis entre rapidité et amplitude des défauts d'ordre 2. La Figure 4-25 montre l'importance de sensibilité accordée à la valeur du jerk sur les performances de l'usinage.

Ainsi, entre une valeur maximale de 40 m/s<sup>3</sup> et une valeur de 0,5m/s<sup>3</sup>, les défauts d'ondulation sont 6 fois plus importants, tandis que le temps d'usinage est divisé par 2. Ce paramètre peut également

influencer les défauts de forme à cause des très grandes oscillations du profil. En effet, la période spatiale des oscillations à 20 Hz pour la vitesse d'avance de 8000 m/min est proche de la longueur d'onde de coupe de 10 mm entre les défauts d'ordre 1 et 2.

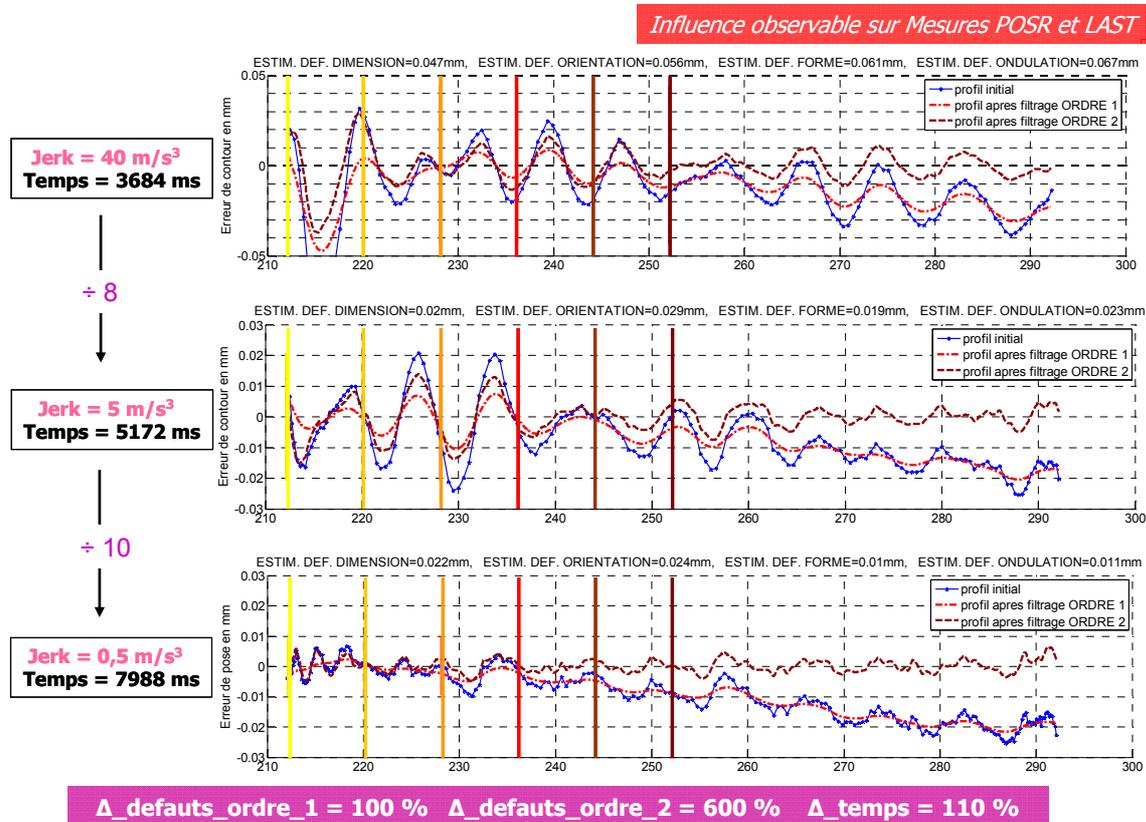


Figure 4-25 : Evolution des défauts et de la rapidité en fonction du jerk

Le posage de la pièce dans l'espace opérationnel est également très influent sur la qualité d'usinage. La Figure 4-26 montre ainsi que selon le posage retenu parmi les trois étudiés au § 5.2 du Chapitre 2, les défauts d'ordre 1 évoluent de 70 %, les défauts d'ordre 2 de 30 %. Ce paramètre est peu influent sur le temps d'usinage, avec une variation limitée à 2 %.

Cependant, dans un contexte de production, la contrainte prise en compte pour le réglage du processus concerne la valeur maximale autorisée pour les défauts. Finalement, suivant le posage retenu qui doit satisfaire une certaine qualité imposée, la valeur de réglage du jerk maximal peut différer et ainsi permettre un gain de productivité plus ou moins important.

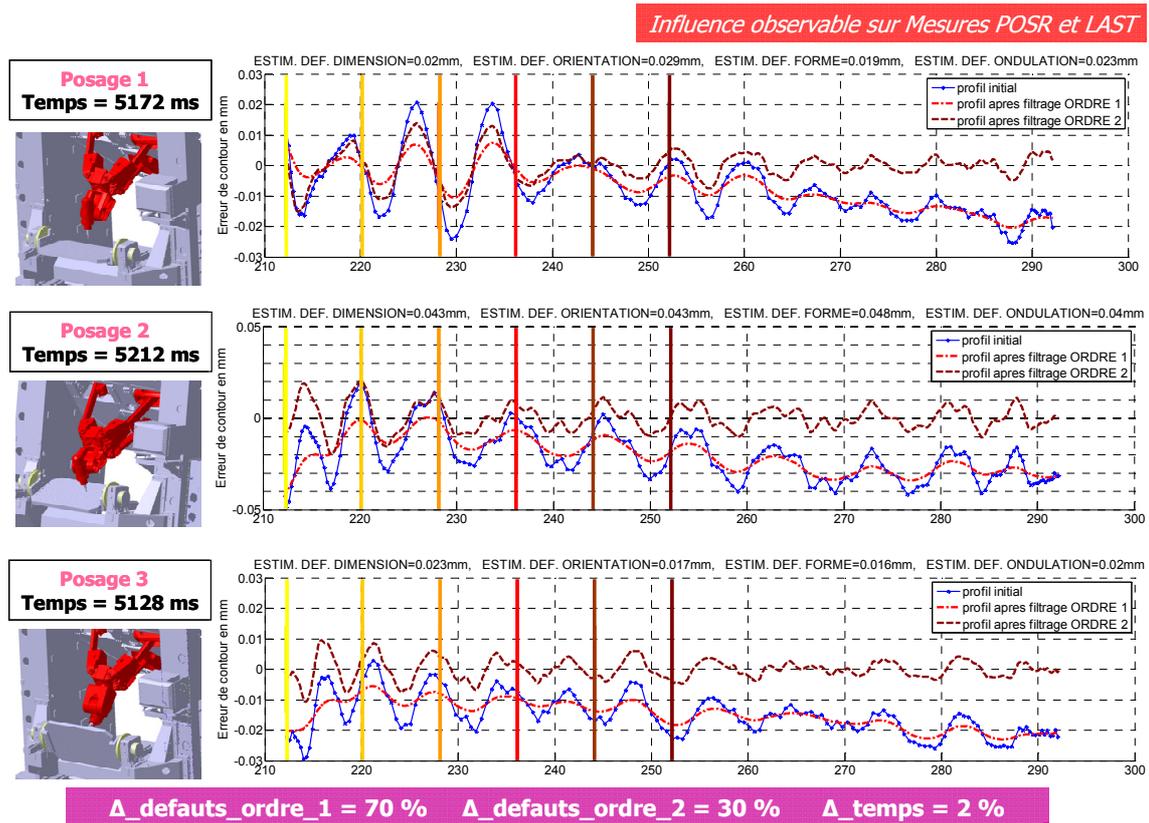
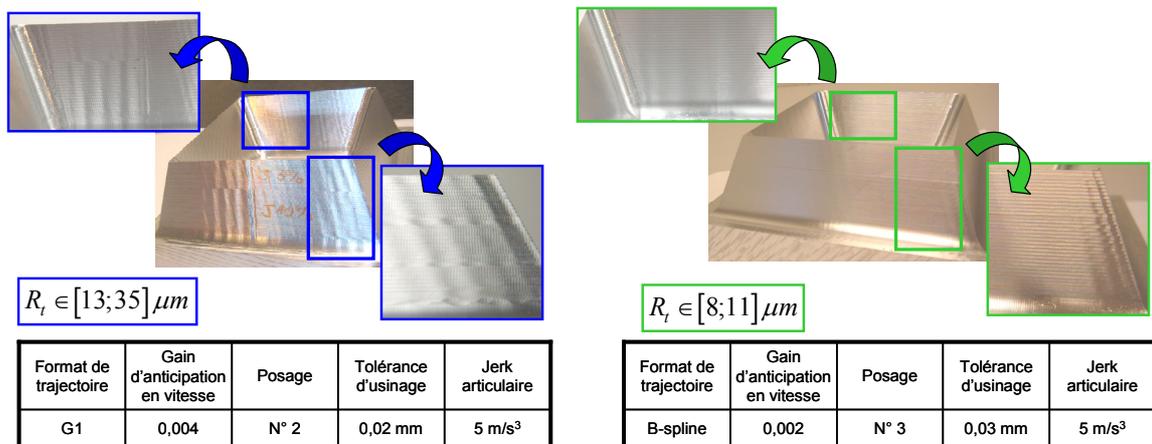


Figure 4-26 : Evolution des défauts et de la rapidité en fonction du posage

#### 5.4. Bilan et perspectives

Les pistes d'optimisation du réglage des paramètres du processus explorées dans ce paragraphe amènent, pour l'usinage de la pièce d'essai « pyramide », à une diminution des défauts d'ondulation de 40 % pour la valeur minimale et 70 % pour la valeur maximale (Figure 4-27). Ces résultats illustrent la pertinence des réglages effectués pour cette application [PateloupS10d].



(a) Réglage initial du processus d'usinage

(b) Réglage optimisé du processus d'usinage

Figure 4-27 : Diminution des défauts d'ondulation sur la pièce d'essai « pyramide »

Les propositions de réglage des paramètres du processus d'usinage sont loin d'être exhaustives puisque le processus, même optimisé, laisse apparaître des défauts encore importants. Néanmoins, il ressort de cette étude expérimentale certaines procédures de réglage dont le résultat procure une amélioration de la qualité :

- l'utilisation du format B-spline ;
- la valeur du gain associé à la fonction d'anticipation en vitesse.

Cette étude permet également de mettre en évidence la complexité du comportement de la machine-outil qui nécessite une analyse approfondie pour améliorer les performances de qualité procurée. Ainsi, les défauts subsistants semblent être provoqués principalement par des erreurs de commande du déplacement des axes, que ce soit au niveau de la précision ou au niveau des variations de rigidité.

Enfin, il se dégage de cette étude la nécessité d'un réglage au cas par cas des paramètres qui agissent à la fois sur la qualité et la productivité de façon contradictoire :

- le posage de la pièce dans l'espace de travail ;
- la tolérance d'usinage qui contrôle les calculs d'interpolation effectués par le DCN ;
- le jerk articulaire.

## 6. Conclusion

Les travaux abordés dans ce chapitre portent sur la caractérisation expérimentale et la diminution des défauts d'usinage engendrés par les machines-outils à structure parallèle. En effet, les domaines industriels automobiles et aéronautiques appropriés à l'utilisation des machines-outils à structure parallèle englobent les applications d'usinage de pièces de structure pour lesquelles elles induisent des défauts plus importants que les machines-outils à structure sérielle. Ces défauts proviennent de plusieurs phénomènes simultanés, associés aux différents traitements de la trajectoire.

La méthode d'optimisation proposée est basée sur une étude expérimentale du comportement des différents composants nécessaires au traitement de la trajectoire tout au long de la chaîne d'exécution du processus d'usinage. Elle comprend une première étape de détermination par ordre d'importance des causes des défauts d'usinage. Cette étude permet ensuite de se focaliser sur les paramètres du processus les plus influents sur les défauts engendrés durant l'usinage. Ces paramètres sont alors réglés en analysant l'évolution du comportement de différents composants du processus.

L'originalité de la méthode est de découpler l'influence de chaque phénomène générateur de défauts, ce qui est rendu possible par la comparaison de la mesure de la trajectoire d'outil exécutée par divers moyens pour différents stades du traitement de la trajectoire. Cette analyse d'impact sur les défauts

d'usinage est renforcée par le développement d'un outil de caractérisation automatique des défauts par classe à partir d'un relevé des positions réellement suivies par l'outil pour une trajectoire imposée. La méthode se démarque également par sa capacité à isoler l'importance de chaque phénomène pour des applications UGV associées à une grande dynamique des axes de la machine-outil et des efforts d'usinage importants. Le résultat de cette étude permet alors de se concentrer sur un réglage optimal des paramètres du processus identifiés comme influents.

Cependant, l'application de la méthode dédiée à l'amélioration de la qualité d'usinage fait ressortir quelques difficultés concernant le choix d'un réglage optimal de certains paramètres qui influencent également la productivité et l'accessibilité des machines-outils à structure parallèle. Finalement, ces paramètres doivent être déterminés de façon à offrir le meilleur compromis parmi les différents critères de réglage. Ce travail préliminaire d'adaptation de l'usinage à la machine-outil exige la mise en place de différents modèles pour caractériser les performances étudiées, ce que nous proposons dans le chapitre suivant.



## **Chapitre 5 Adaptation de l'usinage au comportement de la machine**

*La mise en place d'un usinage sur machine-outil à structure parallèle nécessite d'adapter certains paramètres du processus à l'application considérée afin d'exploiter les capacités dont dispose la machine-outil. Ce chapitre présente une méthode d'adaptation de ces paramètres basée sur la définition de sous-espaces pour lesquels le processus d'usinage procure une accessibilité suffisante pour l'ensemble des entités à usiner, une qualité satisfaisante et une productivité optimale. La méthode est ici développée pour l'usinage de pièces de structure aéronautiques.*

## 1. Introduction

L'usinage de pièces de structure à fort ratio d'enlèvement de matière est une application pour laquelle les machines-outils à structure parallèle peuvent procurer un intérêt économique (Figure 5-1) [Hennes02] [Weck02b]. Comme le Chapitre 2 le met en évidence, l'emploi de ces machines-outils implique des défauts d'usinage importants pour cette catégorie d'application. Le Chapitre 4 propose une étude sur l'amélioration du comportement en usinage des machines-outils à structure parallèle. Cette étude aboutit à une amélioration de la qualité en optimisant le réglage de certains paramètres du processus identifiés comme influents. Cependant, d'autres paramètres agissent de manière antagoniste à la fois sur l'amplitude des défauts d'ordre 1 et 2, sur le temps d'usinage et sur l'accessibilité. Par conséquent, il devient nécessaire de mettre en place une méthode d'adaptation des paramètres d'usinage au comportement de la machine-outil en fonction de l'application.



*Figure 5-1 : Exemples d'usinage de pièces de structure avec machine-outil à structure parallèle*

Pour cela, nous développons dans ce chapitre une étude du comportement par décomposition en sous-espaces de travail initialement proposée par Chanal [Chanal06b]. Chanal définit ainsi des sous-espaces de l'espace travail géométrique, pour lesquels les erreurs de pose d'origines statique et dynamique respectent les tolérances des défauts spécifiés sur le dessin de définition. Cette décomposition permet de simplifier l'élaboration des modèles mécaniques nécessaires à la détermination de l'espace de travail optimal dans lequel doit se situer le processus d'usinage retenu.

Chaque sous-espace est un hyperespace dont la taille et la position sont définies par l'ensemble des paramètres du processus qui influencent le critère de performance associé. Finalement, la définition optimale du processus d'usinage correspond à l'intersection de l'ensemble des sous-espaces considérés. Cet espace intersection vérifie effectivement l'ensemble des contraintes du processus.

Les travaux développés dans ce chapitre visent à déterminer un espace optimal (Figure 5-2) en fonction des réglages des différents paramètres du processus qui respectent :

- une accessibilité suffisante pour usiner les entités sans collision entre les composants. Cette contrainte est contrôlée avec le sous-espace « accessibilité » ;
- des défauts d'ordre 1 inférieurs aux tolérances spécifiées. Cette contrainte est contrôlée avec le sous-espace « qualité d'ordre 1 » ;
- des défauts d'ordre 2 inférieurs aux tolérances spécifiées. Cette contrainte est contrôlée avec le sous-espace « qualité d'ordre 2 » ;
- un temps d'usinage minimum. Cette amélioration est mise en place en recherchant un minimum pour le temps d'usinage dans le sous-espace intersection des espaces « qualité » et « accessibilité ».

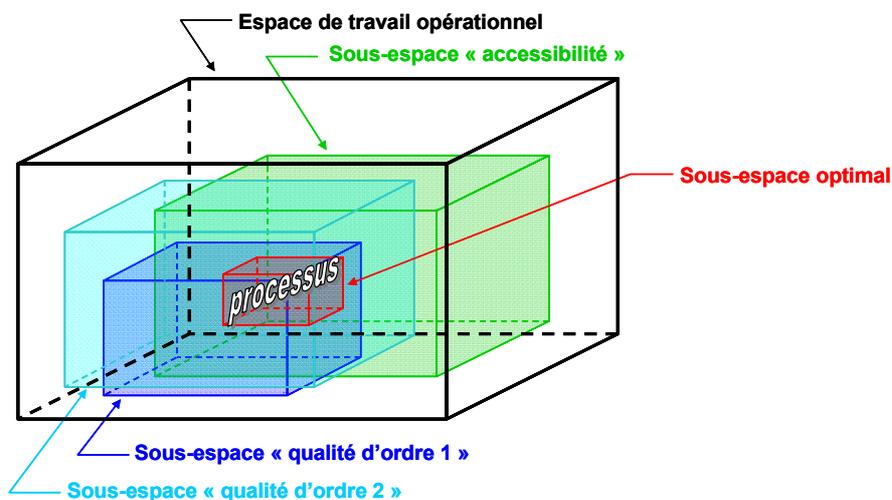


Figure 5-2 : Représentation des sous-espaces « accessibilité » et « qualité »

La méthode doit utiliser des modèles suffisamment prédictifs pour valider les performances du processus d'usinage par simulation. Cet outil d'adaptation et de simulation du processus doit également s'adapter facilement à différentes structures de machines-outils et différentes morphologies de pièces usinées tout en procurant une performance et une robustesse optimales afin d'être utilisée dans un contexte industriel.

Le développement de cet outil est dans ce mémoire dédié à l'étude de l'usinage de pièces de structure aéronautiques en alliage d'aluminium. Ces pièces sont caractérisées par une conception optimisant leur masse et une réalisation par enlèvement de matière à partir de blocs parallélépipédiques de matière brute [Weck02b]. Cette spécificité se traduit au niveau du processus de réalisation par l'usinage de poches ouvertes ou fermées et séparées par des voiles minces avec un taux d'enlèvement de matière pouvant atteindre 95 % (Figure 5-3). Ainsi, une part importante du temps d'usinage (pouvant dépasser 70 %) est dédiée à des opérations d'ébauche d'évidement de poches [Weck02b]. Tandis que l'usinage de finition des surfaces fonctionnelles, qui correspondent aux parois et fond des poches, ne représentent que 30 % du temps global pour la majorité des applications.

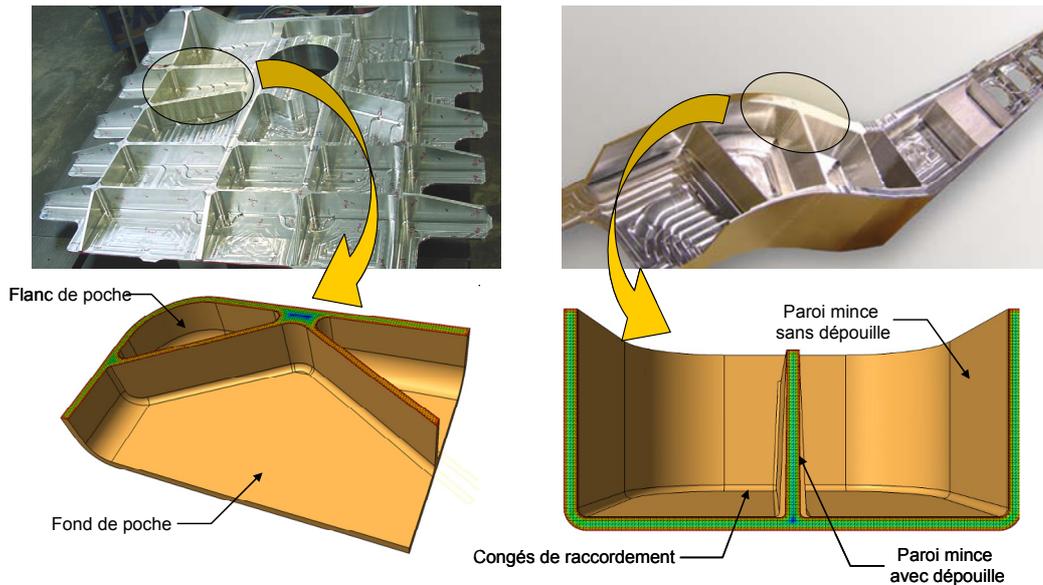


Figure 5-3 : Spécificités géométriques des pièces de structure aéronautiques

Ce chapitre débute par une étude des paramètres du processus dont dépend chaque sous-espace de travail considéré. La mise en place de modèles de comportement mécanique de la machine-outil est ensuite proposée. Ces modèles sont utilisés pour prédire les performances étudiées et ainsi déterminer les sous-espaces de travail vis-à-vis des contraintes d'accessibilité et de qualité, puis d'offrir une productivité maximale. La détermination de ces sous-espaces est alors appliquée à travers un exemple d'usinage avec la PCI Tripteur X7. Enfin, les voies de développement d'une procédure automatique d'adaptation et de validation des paramètres du processus sont présentées.

## 2. Définition des sous-espaces de travail

La méthode d'adaptation du processus d'usinage au comportement de la machine-outil est basée sur la détermination de plusieurs sous-espaces de travail à l'intérieur desquels un critère de performance est respecté. Ces sous-espaces dépendent d'un certain nombre de paramètres du processus à identifier.

Les modèles établis dans ce paragraphe doivent être suffisamment précis pour satisfaire les fonctions associées au réglage des paramètres et à la simulation du processus d'usinage. C'est pourquoi ils sont développés pour l'analyse du comportement en usinage de poches 2 axes  $\frac{1}{2}$ . Cette restriction permet de simplifier l'élaboration des modèles et ainsi d'améliorer leur fidélité vis à vis du comportement réel.

Malgré cette simplification, les modèles établis restent suffisamment bien adaptés à la méthode puisque les mouvements supplémentaires d'orientation de l'axe d'outil ne sont pas prépondérants dans le cas de l'usinage de poches 5 axes. En effet, l'orientation de l'axe de l'outil est nécessaire lorsque les parois des poches présentent une dépouille et ne sont plus parallèles entre elles. Cependant, dans la

majorité des applications traitée avec la PCI Tripteur X7, l'amplitude de ces mouvements, réalisés simultanément avec le mouvement de contournage des parois, est faible (dépouille de 5° à 10°). Ce constat est lié à la cinématique de la machine-outil qui conduit à une amplitude minimale des mouvements de l'axe  $q_4$  pour une configuration de table horizontale. Par conséquent l'influence des mouvements d'orientation sur la qualité et le temps d'usinage est limitée et peut être négligée.

## 2.1. Paramètres influents sur chaque critère de performance

La détermination des paramètres influents sur chaque critère de performance de l'usinage est déduite des études appliquées à l'utilisation de la PCI Tripteur X7 et développées dans le Chapitre 3 et le Chapitre 4 (Tableau 5-1).

Appellation	TRA	INT	DYN	GEO	ASS	COU	POS
Classe de paramètres	Description trajectoire	Paramètres d'interpolation	Paramètres dynamiques	Paramètres géométriques	Paramètres d'asservissement	Paramètres de coupe	Paramètres de posage
Sous-espace « accessibilité »				●*			●
Sous-espace « qualité d'ordre 1 »	●*	●	●	●*	●*	●*	●
Sous-espace « qualité d'ordre 2 »	●*	●	●		●*	●*	●
Sous-espace « productivité »	●*	●	●			●*	●
<i>Légende</i>		* paramètre non étudié car supposé être déjà optimisé dans le processus initial ● ● ● ● code couleur associé à chaque sous espace et conservé dans le chapitre					

Tableau 5-1 : Paramètres du processus dont dépend la dimension des sous-espaces de travail

### 2.1.1. Paramètres du modèle de simulation d'accessibilité d'outil

Le sous-espace « accessibilité » est contraint par les paramètres de posage de la pièce dans l'espace opérationnel et par la longueur d'outil prise en compte à travers les paramètres géométriques (Tableau 5-1). Ce paramètre géométrique est supposé être déjà optimisé pour le processus d'usinage initial en retenant une longueur minimale d'outil afin de réduire la flexion. Par conséquent, seul le réglage des paramètres de posage de la pièce entraîne une modification de l'accessibilité.

### 2.1.2. Paramètres du modèle de prédiction des défauts

Tous les paramètres du processus étudiés influencent la dimension des sous-espaces « qualité », excepté les paramètres géométriques, uniquement associés aux défauts d'ordre 1 (Tableau 5-1) :

- suite aux résultats de l'étude menée dans le § 5.3 du Chapitre 4, le format B-spline est retenu pour la description de la trajectoire dans le programme d'usinage. Ce format conduit à une

diminution des défauts d'ordre 2 et du temps d'usinage à condition de retenir une tolérance d'usinage FAO et un pas de discrétisation maximal adéquats, comme observé dans le § 5 du Chapitre 2 ;

- le paramètre d'interpolation pris en compte est la tolérance d'usinage du DCN, contrôlée sur chaque axe, et qui influence de façon antagoniste l'amplitude des défauts d'ordre 1 et 2. Sa valeur est identique à celle de la tolérance FAO dans le cas d'une description B-spline de la trajectoire ;
- les essais conduits au § 5.3 du Chapitre 4 mettent en évidence la faible influence de l'accélération et de la vitesse des axes. Par conséquent seul le paramètre dynamique de jerk maximal des axes est pris en compte ;
- le réglage des paramètres géométriques, qui nécessite la mise en place d'une procédure d'identification spécifique, n'est pas pris en compte dans l'étude ;
- concernant les paramètres d'asservissement, nous retenons les valeurs des gains des boucles de régulation en vitesse et position résultant de la démarche de réglage présentée au § 5.3 du Chapitre 4 ;
- les paramètres de coupe retenus sont préconisés par le fabricant d'outil. Les limites physiques de la broche équipant la machine-outil (vitesse et puissance maximales) peuvent amener à modifier ces valeurs ;
- le posage de la pièce est identifié comme grandement influent sur la qualité d'usinage à l'issue des essais présentés au § 5.3 du Chapitre 4. Les paramètres associés sont les 6 composantes de la matrice de passage entre le repère  $R_{BCS}$  et le repère  $R_{Prog}$ , et la position angulaire de la table (paramètres définis au § 4.3.1 du Chapitre 3). Les paramètres  $transZ$ ,  $rotX$  et  $rotY$  qui influencent la conception du montage d'usinage sont supposés être fixés avant la procédure d'adaptation du processus. Par ailleurs, la dimension de la table de la machine conditionne fortement la taille des pièces de structure usinées avec la machine-outil. Ainsi, les paramètres  $transX$ ,  $transY$  ne sont pas pris en compte car ils n'offrent qu'une faible possibilité d'évolution du fait des risques de collision avec le carter de la machine-outil. Finalement, les paramètres considérés sont les paramètres  $q_6$ , et  $rotZ$ .

### 2.1.3. Paramètres du modèle de prédiction du temps d'usinage

Le temps d'usinage est conditionné par l'ensemble des paramètres étudiés, excepté les paramètres géométriques et les paramètres d'asservissement (Tableau 5-1). Les paramètres retenus pour la mise en place du modèle sont par conséquent la valeur de la tolérance d'usinage et la valeur du jerk maximal, sur les axes. La forme et la longueur de la trajectoire d'usinage programmée en FAO dépend directement des paramètres de coupe à travers les profondeurs des passes axiale et radiale.

Le format B-spline n'est pas intégré dans le modèle proposé car il augmente considérablement la complexité et l'exactitude du modèle [Pessoles10b]. Néanmoins, les essais conduits dans le § 5.3 du Chapitre 2 montrent une évolution similaire des temps d'usinage avec le format G1 et avec le format B-spline en fonction des autres paramètres considérés.

Finalement, les paramètres d'entrée pour l'élaboration des différents modèles de comportement présentés dans les paragraphes suivants sont :

- le paramètre de posage correspondant à la position angulaire de l'axe redondant noté  $q_6$  ;
- le paramètre de posage correspondant à la rotation autour de l'axe normal à la table d'usinage noté  $rotZ$  ;
- le paramètre de tolérance d'usinage noté  $Tol$  ;
- le paramètre de jerk articulaire maximal noté  $Jerk$ .

## 2.2. Modèle d'étude du sous-espace « accessibilité »

Ce modèle a pour objectif de déterminer le dépassement des fins de courses articulaires et l'apparition de collisions entre les composants durant les déplacements de l'outil. Plusieurs logiciels de simulation d'usinage existent dans le commerce à cette fin (Catia<sup>®</sup>, TopCam<sup>®</sup>, Vericut<sup>®</sup>, NC-Simul<sup>®</sup>, etc.). Mais ils sont nativement limités à la modélisation des structures de machines-outils sérielles et isostatiques. Par conséquent, l'application à la machine-outil PCI Tripteur X7 nécessite la mise en place d'un nouvel outil de simulation.

### 2.2.1. Détection des fins de courses articulaires

La recherche des dépassements de fins de courses se réalise aisément avec un calcul de transformation géométrique inverse à partir de la discrétisation des poses successives de l'outil le long de la trajectoire programmée. Pour chaque configuration articulaire calculée, la détection s'opère en contrôlant que la valeur de la position atteinte par chaque axe est comprise entre sa course minimale et sa course maximale, comme présenté dans le § 4.3.2 du Chapitre 3. Pour ce modèle, la précision de la détection est uniquement liée au pas de discrétisation de la trajectoire d'outil car le calcul du MGI n'induit pas d'erreurs.

### 2.2.2. Détection des collisions

Pour la détection des collisions, la modélisation géométrique par boîtes parallélépipédiques englobantes établi au § 4.2.4 du Chapitre 3 possède une précision de détection suffisante pour l'analyse des déplacements hors matière pour lesquels la trajectoire peut s'éloigner des composants de la cellule d'usinage afin d'éviter les collisions. Cependant, cette précision devient insuffisante pour le calcul de

l'espace « accessibilité » appliqué à des opérations d'usinage de poches où les composants de la structure de la machine sont parfois très proches de la pièce et du montage d'usinage. C'est pourquoi nous proposons pour cette étude d'utiliser un modèle de détection des collisions plus précis où les composants sont modélisés par des polyèdres convexes qui permettent de décrire la géométrie réelle avec une plus grande fidélité [Illushin05].

Nous proposons pour notre étude d'utiliser le logiciel de simulation dynamique Adams<sup>®</sup> qui emploie cette modélisation à partir du modèle CAO de la machine-outil pour déterminer les contacts entre les différents solides en mouvement [Adams07]. Ainsi, le logiciel Adams<sup>®</sup> permet d'animer la structure de la machine-outil en mouvement à partir d'une loi de commande en position définie dans l'espace articulaire, puis de détecter les collisions entre les composants durant le mouvement. La précision de la modélisation géométrique est de l'ordre de 0,1 mm [Adams07].

La précision du modèle de détection des collisions dépend alors principalement du pas de discrétisation de la trajectoire. En effet, la différence entre les trajectoires d'outil réelle (décrite par une loi de commande calculée dans l'espace opérationnel) et simulée (décrite par une loi de commande calculée dans l'espace articulaire) augmente avec la distance entre les points de description de la trajectoire calculés pour la simulation (Chapitre 3). La durée des calculs est liée au nombre de polyèdres à analyser. Il est ainsi possible d'alléger le temps de calcul :

- en simplifiant les géométries non englobantes des composants (Figure 5-4), ce qui permet de réduire le nombre de polyèdres décrivant la géométrie, sans pour autant perdre en précision de détection ;
- en ne déclarant que les couples de solides entre lesquels il y a risque de collision, ce qui permet d'écartier les tests de collision inutiles tels qu'entre les composants du robot déplaçant l'outil.

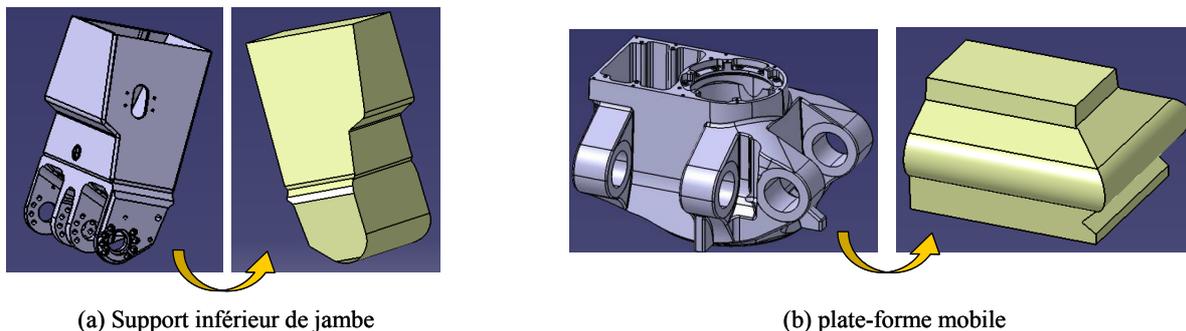


Figure 5-4 : Simplifications des géométries non englobantes des composants

### 2.2.3. Modèle d'étude complet

Le logiciel Adams<sup>®</sup> peut se coupler au logiciel Matlab<sup>®</sup> pour acquérir les consignes articulaires de la machine le long de la trajectoire d'usinage et fournir l'information de collision (Figure 5-5).

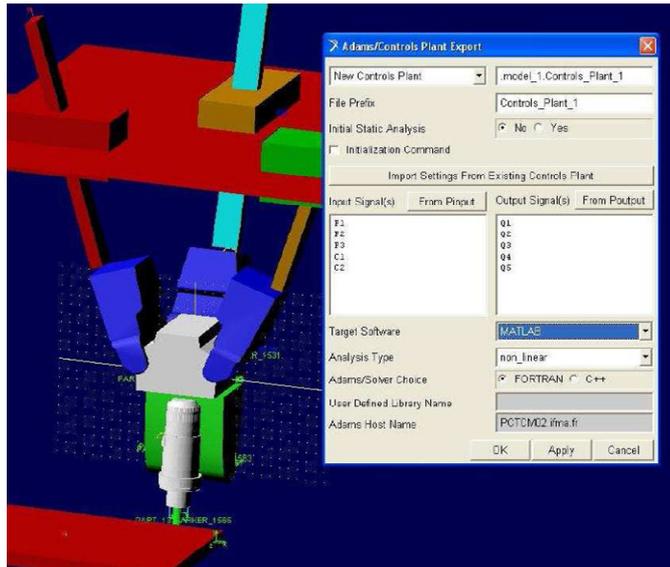


Figure 5-5 : Détection des collisions sous Adams® et échange avec l'outil Matlab® [SuarezFerradans10]

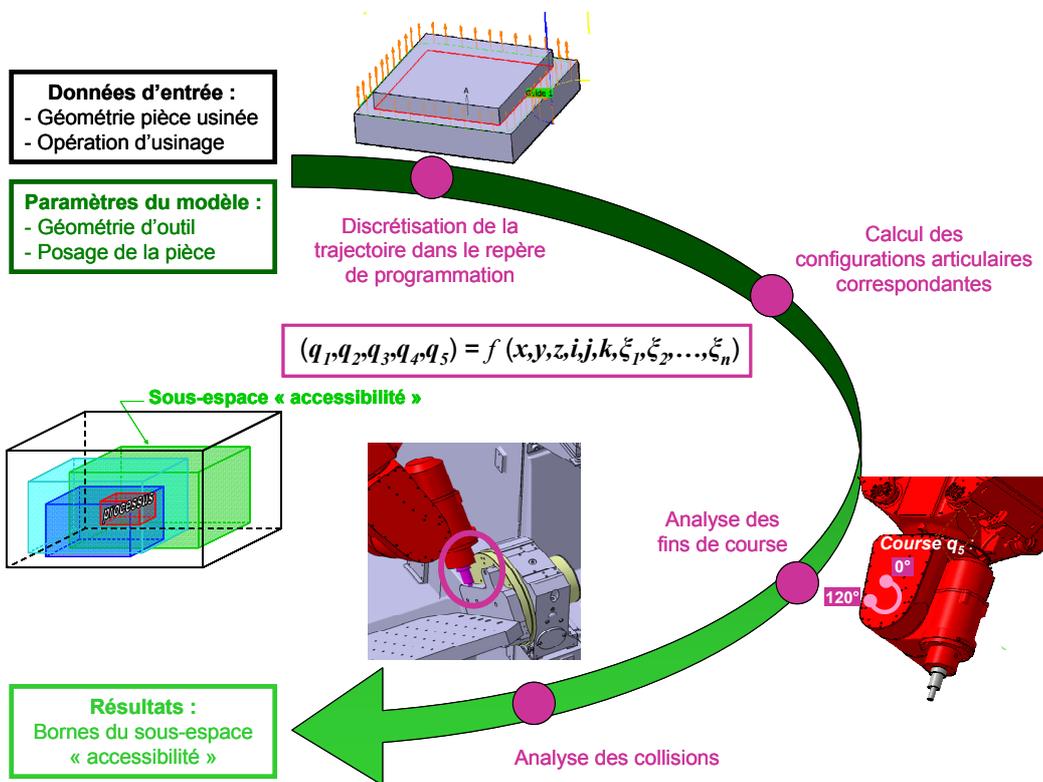


Figure 5-6 : Mise en place du modèle d'étude du sous-espace « accessibilité »

Finalement, le modèle d'étude complet consiste, pour une pièce et une opération d'usinage données, à valider la non détection de fins de course et de collision pour chaque jeu de paramètres de posage de la pièce et de paramètres géométriques de l'outil (étapes de calcul du modèle synthétisées sur la Figure 5-6) [SuarezFerradans10].

Le modèle développé requiert, pour une trajectoire de 500 mm de longueur discrétisée avec un pas de 1 mm, un temps de calcul de 8 minutes en utilisant un Pentium IV de 3 GHz possédant 2 Gbytes de

RAM, dont 6 minutes qui sont accordées au calcul du MGI. Ce temps de calcul important peut être réduit en adaptant le pas de discrétisation et en simplifiant le calcul du MGI de la PCI Tripteor X7.

Une fois le sous-espace « accessibilité » calculé par discrétisation, l'étape suivante consiste à étudier les sous-espaces « qualité ».

### 2.3. Modèle d'étude des sous-espaces « qualité »

Etant donné le nombre important de phénomènes associés à l'exécution du processus d'usinage avec les machines-outils à structure parallèle générant des défauts, un modèle de prédiction numérique ne peut être compatible avec la précision recherchée (§ 3.1 du Chapitre 4). Une alternative face à ce constat consiste à développer un modèle de comportement expérimental basé sur un plan d'expérience étudiant l'influence du réglage des paramètres sur la qualité d'usinage. Le principal inconvénient de cette modélisation concerne le temps nécessaire aux mesures expérimentales qui immobilisent la machine-outil et qui requièrent un budget conséquent pour l'utilisation des outils et de la matière à usiner.

Pour remédier à une partie de ces contraintes, nous proposons d'utiliser le moyen de mesure par laser tracker et la méthode associée d'estimation des défauts présentés dans le Chapitre 4. En effet, les travaux présentés montrent une corrélation satisfaisante des écarts de position d'outil observés avec ce moyen de mesure et ceux déduits de la métrologie de la pièce usinée. Ces essais sont réalisés pour des conditions de coupe de finition impliquant des efforts d'usinage limités (effort de coupe moyen de 300 N environ). Ils font également apparaître des différences provoquées par les variations de rigidités des asservissements associées aux variations d'engagement radial. La mesure par laser tracker peut donc être considérée comme mesure prédictive des défauts d'usinage pour les applications pour lesquelles les efforts d'usinage sont du même ordre de grandeur et les variations d'engagement radial sont négligeables.

Par ailleurs, nous proposons d'établir ce modèle expérimental pour un domaine d'application général en effectuant les mesures pour une trajectoire dédiée, supposée contenir sur une longueur minimale toutes les particularités rencontrées dans ce domaine d'application. La longueur de la trajectoire d'étude peut ainsi être minimisée afin de réduire les temps d'établissement du modèle.

Pour l'application d'usinage de pièces de structure aéronautiques, la trajectoire d'étude est une trajectoire plane de contournage comportant des portions linéaires et courbes (rayon de courbure variant de 10 mm à 100 mm) entre lesquelles apparaissent des discontinuités en tangence et en courbure dans les deux directions du repère de programmation (étapes de calcul du modèle synthétisées sur la Figure 5-7). Les dimensions de la trajectoire sont de 800 mm × 600 mm et correspondent par conséquent à une utilisation complète de la table de la PCI Tripteor X7. Cette trajectoire concentre par conséquent les principales spécificités des trajectoires de finition d'usinage de poches sur une longueur minimale.

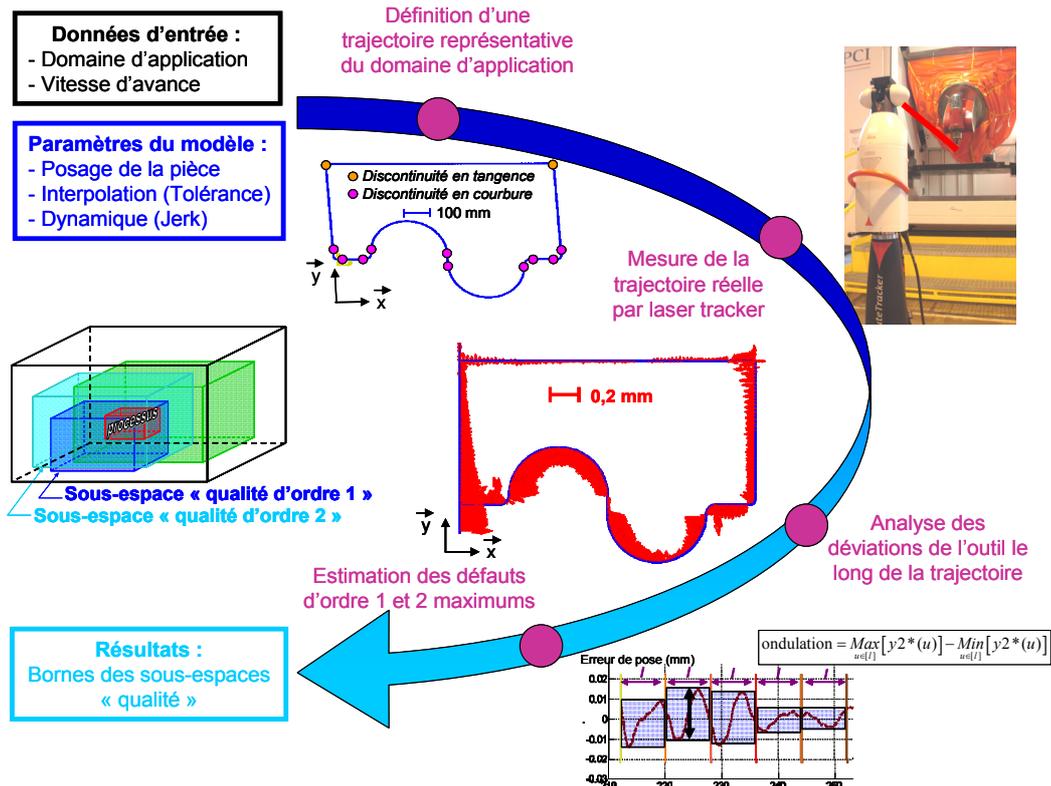


Figure 5-7 : Mise en place du modèle d'étude des sous-espaces « qualité »

Le temps nécessaire à la mesure de la trajectoire réellement suivie par l'outil pour une vitesse d'avance programmée à 10 m/min est de 20 secondes.

La dernière étape nécessaire pour déterminer le sous-espace optimal consiste à retenir un temps d'usinage minimal. Ce temps est déterminé à l'aide d'un modèle de comportement cinématique de la machine-outil.

## 2.4. Modèle d'étude des temps d'usinage

Deux études distinctes sont envisageables pour déterminer l'évolution du déplacement de l'outil en fonction du temps afin de déterminer le temps d'usinage. La première se positionne dans l'espace opérationnel, tandis que la seconde s'opère dans l'espace articulaire. Les calculs effectués par le DCN se répartissent en réalité dans les deux espaces. Cette particularité permet de garantir un suivi de la trajectoire décrite dans le repère de programmation et le respect des limites cinématiques qui s'appliquent sur les moteurs des axes [PateloupV05].

Une étude dans l'espace opérationnel a l'avantage de respecter la trajectoire d'outil exacte. Pour établir cette planification, il est nécessaire de connaître les limites des performances cinématiques dans l'espace opérationnel [Dugas03] [PateloupV04]. Elles sont calculées pour les mécanismes à structure parallèle en utilisant la matrice jacobienne. Une limite de l'étude dans l'espace opérationnel concerne les opérations d'usinage à 5 axes qui combinent des mouvements de translation et d'orientation de l'outil. La

vitesse de ces mouvements est commandée par un seul paramètre : la vitesse d'avance  $V_f$  homogène à une vitesse de translation. Par conséquent, il est nécessaire de compléter l'étude en se positionnant dans l'espace articulaire pour ce type de mouvement [Pessoles10b].

L'étude dans l'espace articulaire dispose directement des limites de rapidité des mouvements fixés par les caractéristiques des moteurs. Cette étude génère cependant des modifications de la trajectoire parcourue par l'outil à cause du pas de discrétisation employé par le DCN pour calculer les consignes articulaires. L'étude est alors cohérente pour de petites longueurs de déplacement entre les blocs du programme pour lesquels le déplacement contrôlé dans l'espace articulaire est supposé identique à celui programmé dans l'espace opérationnel, comme le montrent les travaux de Lavernhe et Pessoles [Lavernhe08a] [Pessoles10b]. Cependant, dès lors que l'espacement des coordonnées des blocs ne permet plus de valider cette hypothèse, un traitement complexe de discrétisation en plusieurs segments est réalisé par le DCN [Terrier05].

Finalement, pour l'étude cinématique des opérations d'usinage de poches à 2 axes  $\frac{1}{2}$  où les segments de trajectoire entre deux blocs du programme peuvent être de longueur importante, l'étude dans l'espace opérationnel est plus simple et conduit à des résultats satisfaisants.

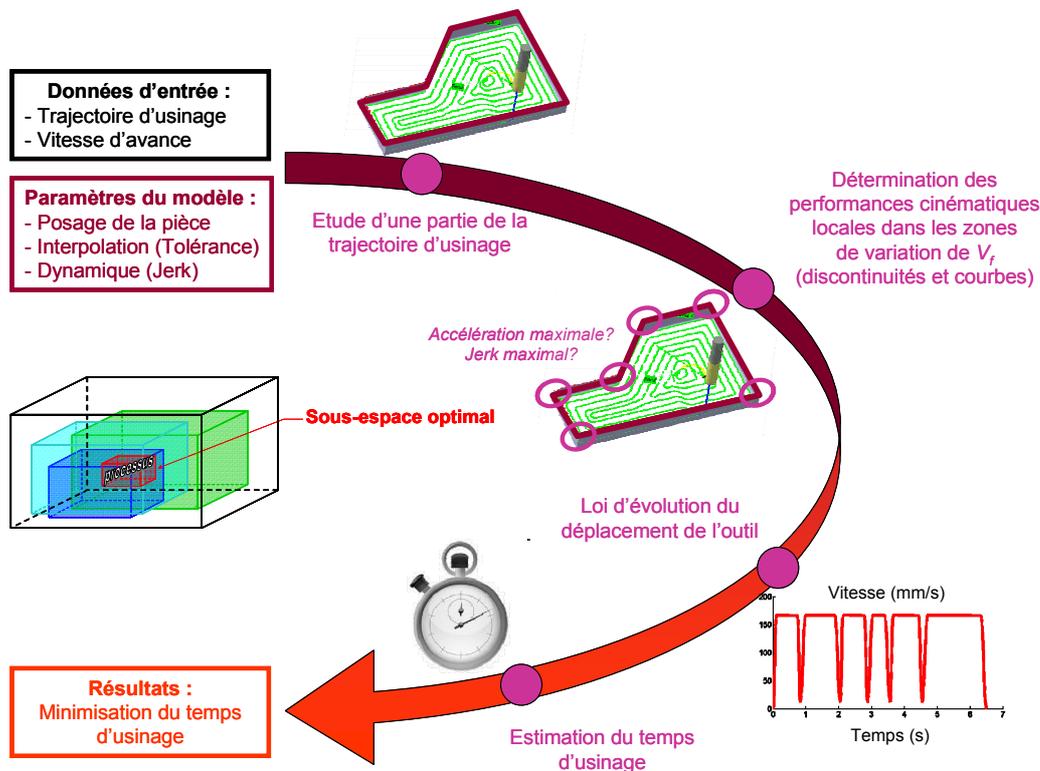


Figure 5-8 : Mise en place du modèle d'étude des temps d'usinage

Cette étude nécessite, dans un premier temps, de calculer les performances cinématiques maximales dans l'espace opérationnel. Puis le temps d'usinage est calculé en mettant en place un modèle

d'évolution du déplacement de l'outil en fonction du temps qui respecte les limites physiques des axes (étapes de calcul du modèle synthétisées sur la Figure 5-8). Ce modèle, adapté aux machines-outils à structure parallèle s'inspire des travaux proposés par Pateloup en introduisant de nouveaux paramètres spécifiques au comportement cinématique de ces dernières [PateloupV05].

#### 2.4.1. Calcul des performances cinématiques dans l'espace opérationnel

L'anisotropie cinématique des machines-outils à structure parallèle se répercute par des performances cinématiques qui varient en fonction de la position dans l'espace opérationnel. Les limites de vitesse  $V_{max}$ , accélération  $A_{max}$  et jerk  $J_{max}$  atteignables pour le déplacement en translation de l'outil s'expriment en fonction des performances articulaires des axes de translation  $k$  à travers le facteur d'amplification cinématique  $f_{ampli\_cinématique}$  présenté au § 2 du Chapitre 3 :

$$V_{max} = f_{ampli\_cinématique} \cdot \dot{q}_{k\_max} \quad , \text{ pour } k \text{ identifiant un axe de translation} \quad (5.1)$$

$$A_{max} = f_{ampli\_cinématique} \cdot \ddot{q}_{k\_max} \quad , \text{ pour } k \text{ identifiant un axe de translation} \quad (5.2)$$

$$J_{max} = f_{ampli\_cinématique} \cdot \dddot{q}_{k\_max} \quad , \text{ pour } k \text{ identifiant un axe de translation} \quad (5.3)$$

Ce facteur correspond, pour un vecteur des vitesses opérationnelles  $\dot{\mathbf{x}}$  dans une direction donnée, au quotient de la norme de  $\dot{\mathbf{x}}$  par la valeur de la vitesse articulaire  $\dot{q}_l$  de l'axe de translation cinématiquement limitant  $l$ . Cependant, l'axe globalement limitant  $j$  peut être un axe de rotation, auquel cas le facteur cinématique est corrigé par le quotient de la vitesse maximale  $\dot{q}_{j\_max}$  de cet axe globalement limitant par la vitesse maximale  $\dot{q}_{l\_max}$  de l'axe de translation limitant.

Dans le cas de la PCI Tripteur X7, la structure est composée de 3 axes de translation (axes 1 à 3) et 2 axes de rotation (axes 4 et 5). Par conséquent, le facteur d'amplification cinématique s'exprime par la relation :

$$f_{ampli\_cinématique} = \frac{\|\dot{\mathbf{x}}\|}{\dot{q}_l \times \frac{\dot{q}_{l\_max}}{\dot{q}_{j\_max}}} \quad \left| \begin{array}{l} j = i, \text{ tel que : } \max_i \left( \frac{\dot{q}_i}{\dot{q}_{i\_max}} \right), \text{ pour } i \in [1,5] \\ l = k, \text{ tel que : } \max_k \left( \frac{\dot{q}_k}{\dot{q}_{k\_max}} \right), \text{ pour } k \in [1,3] \end{array} \right. \quad (5.4)$$

Les composantes du vecteur des vitesses articulaires  $\dot{\mathbf{q}}$  sont calculées pour un vecteur des vitesses opérationnelles  $\dot{\mathbf{x}}$  à l'aide de la matrice jacobienne inverse  $\mathbf{J}_{inv}$  dont la valeur en un point de l'espace opérationnel est obtenue par la méthode différentielle :

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}_{inv} \dot{\mathbf{x}} \Leftrightarrow \frac{d\mathbf{q}}{dt} = \mathbf{J}_{inv} \frac{d\mathbf{x}}{dt} \Leftrightarrow d\mathbf{q} = \mathbf{J}_{inv} d\mathbf{x}, \text{ tel que : } d\mathbf{x} \rightarrow 0 \quad (5.5)$$

Une fois ces performances dans l'espace opérationnel connues, l'analyse du temps de parcours de la trajectoire, alors composée de plusieurs blocs successifs, nécessite l'étude de l'évolution de la vitesse durant l'exécution du bloc, ainsi que la vitesse atteignable aux transitions de blocs [PateloupV04].

#### 2.4.2. Modélisation de la vitesse durant l'exécution d'un bloc

La mise en place du modèle de comportement cinématique lors du suivi d'un bloc de programme se base sur l'étude d'un mobile en mouvement à jerk contrôlé le long d'une trajectoire d'abscisse curviligne  $s(t)$  et de rayon de courbure  $R(s)$  dans un repère de Frenet  $(\vec{t}, \vec{n})$  [PateloupV04].

Les équations qui régissent la vitesse curviligne  $\vec{V}$ , l'accélération curviligne  $\vec{A}$  et le jerk curviligne  $\vec{J}$  du mobile sont :

$$\vec{V} = \frac{ds(t)}{dt} \vec{t} = V_f(t) \vec{t} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \vec{A} &= \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{dV_f(t)}{dt} \vec{t} + V_f(t) \frac{d\vec{t}}{dt}, \\ \text{avec } \frac{d\vec{t}}{dt} &= \frac{d\vec{t}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{V_f(t)}{R(s)} \vec{n} \\ \vec{A} &= \frac{dV_f(t)}{dt} \vec{t} + \frac{V_f^2(t)}{R(s)} \vec{n} \end{aligned} \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned} \text{avec } \vec{A} &= A_t \vec{t} + A_n \vec{n} \\ A_t &= \frac{dV_f(t)}{dt} \quad \text{et} \quad A_n = \frac{V_f^2(t)}{R(s)} \\ \vec{J} &= \frac{d\vec{A}}{dt} = \frac{d(A_t \vec{t})}{dt} + \frac{d(A_n \vec{n})}{dt} = \frac{dA_t}{dt} \vec{t} + A_t \frac{d\vec{t}}{dt} + \frac{dA_n}{dt} \vec{n} + A_n \frac{d\vec{n}}{dt} \\ \text{avec } \frac{d\vec{n}}{dt} &= \frac{d\vec{n}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = -\frac{V_f(t)}{R(s)} \vec{t} \\ \vec{J} &= \frac{dA_t}{dt} \vec{t} + A_t \frac{V_f(t)}{R(s)} \vec{n} + \frac{dA_n}{dt} \vec{n} - A_n \frac{V_f(t)}{R(s)} \vec{t} \\ \text{avec } \vec{J} &= J_t \vec{t} + J_n \vec{n} \end{aligned} \quad (5.8)$$

$$J_t = \frac{dA_t}{dt} - A_n \frac{V_f(t)}{R(s)} \quad \text{et} \quad J_n = A_t \frac{V_f(t)}{R(s)} + \frac{dA_n}{dt}$$

soit en remplaçant  $A_t$  et  $A_n$  par leur expression en fonction de  $V_f(t)$ ,

$$J_t = \frac{d^2 V_f(t)}{dt^2} - \frac{V_f^3(t)}{R(s)} \quad \text{et} \quad J_n = \frac{V_f(t)}{R(s)} \cdot \frac{dV_f(t)}{dt} + 2 \cdot \frac{V_f(t)}{R(s)} \cdot \frac{dV_f(t)}{dt} - \frac{V_f^2(t)}{R^2(s)} \cdot \frac{dR(s)}{dt}$$

où  $R(s)$  est le rayon de la trajectoire fonction de l'abscisse curviligne  $s$ ,  $A_t$  et  $A_n$  sont les composantes tangentielle et normale (ou centripète) de l'accélération et  $J_t$  et  $J_n$  les composantes tangentielle et normale du jerk. Suivant la nature du bloc exécuté, les équations régissant l'évolution du

déplacement de l'outil se simplifient différemment. Par conséquent, nous proposons de distinguer l'étude des blocs linéaires et non linéaires.

▪ **Modèle d'évolution du déplacement pour un bloc linéaire**

Dans le cas d'un déplacement linéaire, le rayon de la trajectoire  $R(s)$  tend vers l'infini. Par conséquent, les composantes normales de l'accélération et du jerk exprimées dans les relations (5.7) et (5.8) sont nulles et leurs composantes tangentielles sont égales aux dérivées temporelles 1<sup>ère</sup> et 2<sup>ème</sup>. Ainsi, le modèle se rapproche du modèle développé au §4.2.2 du Chapitre 3 pour prédire l'évolution du déplacement d'un axe avec une loi de commande articulaire, mais avec un nombre de paramètres d'entrée plus important. Ces paramètres sont :

- la longueur du trajet ;
- la vitesse de déplacement programmée ;
- la vitesse initiale ;
- la vitesse finale ;
- l'accélération initiale ;
- l'accélération finale ;
- la performance maximale de vitesse le long du trajet ;
- la performance maximale d'accélération tangentielle le long du trajet ;
- la performance maximale de jerk tangentiel le long de la trajectoire.

Les capacités d'accélération et de jerk de l'outil sont supposées constantes sur toute la portion d'accélération (en début du trajet) et de décélération (en fin du trajet). Ainsi, les valeurs du facteur d'amplification cinématique sont uniquement calculées aux points de départ et d'arrivée du bloc. Concernant la vitesse maximale atteinte durant le trajet, elle correspond à la valeur minimum sur toute la longueur du trajet (propriété mise en évidence au § 2.1 du Chapitre 3).

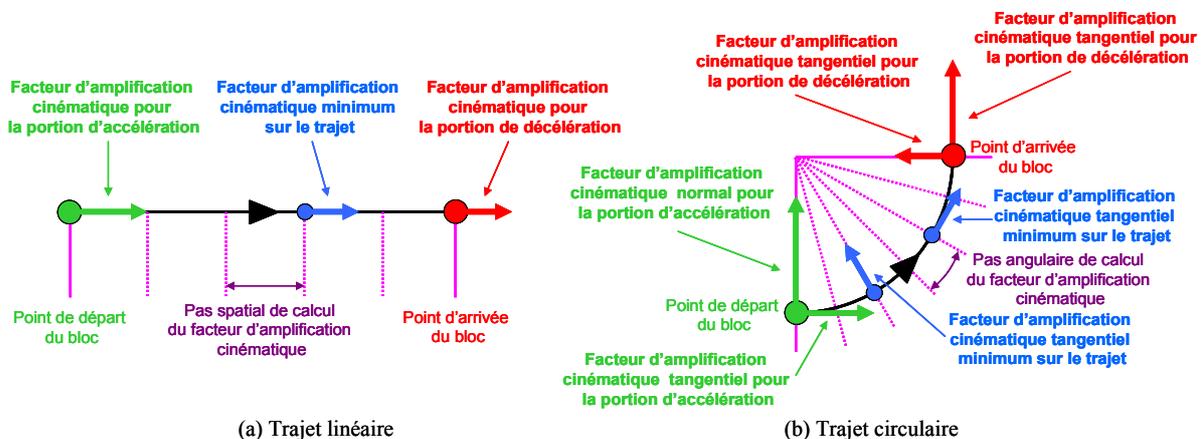


Figure 5-9 : Détermination des performances cinématiques le long du trajet décrit par un bloc

Cette valeur est recherchée sur tout le trajet avec un pas spatial ajustable (10 mm par défaut), comme illustré sur la Figure 5-9a. Finalement, la vitesse  $V_f$  réellement atteinte par l'outil correspond à la valeur la plus contraignante entre la vitesse programmée  $V_{prog}$  et la vitesse atteignable  $V_{max}$  :

$$V_f = \min(V_{prog}, V_{max}) \quad (5.9)$$

Les simplifications associées aux trajets linéaires ne sont plus vérifiées dans le cas des trajets en courbe et nécessitent la mise en place d'un second modèle.

▪ **Modèle d'évolution du déplacement pour un bloc non linéaire**

Les trajets non linéaires font apparaître une composante normale à l'accélération et au jerk comme développé dans les relations (5.7) et (5.8) en plus de la composante tangentielle. Ces composantes produisent des contraintes supplémentaires au niveau de l'évolution du déplacement de l'outil :

- les performances maximales d'accélération et de jerk curviligne de l'outil sont désormais partagées en deux composantes : une composante tangentielle et une composante normale. Le DCN répartit ces performances à l'aide de deux nouveaux paramètres dynamiques : le ratio  $r_{an}$  d'accélération curviligne  $A$  dédié à l'accélération normale  $A_n$  et le ratio  $r_{jn}$  de jerk curviligne  $J$  dédié au jerk normal  $J_n$  [PateloupV04]. Les performances maximales des composantes tangentielle et normale de l'accélération et du jerk se calculent alors à partir des valeurs curvilignes maximales à l'aide des relations (5.10) et (5.11). Finalement, les capacités cinématiques tangentielles sont réduites par rapport aux déplacements linéaires à cause des composantes normales induites par la courbure de la trajectoire ;

$$A_{n\_max} = r_{an} \cdot A_{max} \quad (5.10)$$

$$J_{n\_max} = r_{jn} \cdot J_{max}$$

$$A_{t\_max} = \sqrt{1 - r_{an}^2} \cdot A_{max} \quad (5.11)$$

$$J_{t\_max} = \sqrt{1 - r_{jn}^2} \cdot J_{max}$$

- la vitesse maximale atteignable le long du bloc est également contrainte par les composantes normales d'accélération et de jerk développées dans les relations (5.7) et (5.8). Ces valeurs limites dépendent de la valeur et de la variation du rayon de courbure  $R(s)$ . Leurs expressions constantes dans le cas d'une trajectoire circulaire sont développées dans les relations (5.12) et (5.13). Finalement, la vitesse  $V_f$  réellement atteinte par l'outil est la plus contraignante (relation (5.14)).

$$V_{lim\_A_n} = \sqrt{A_n \cdot R} \quad (5.12)$$

$$V_{lim\_J_n} = \frac{J_n \cdot R}{3 \cdot A_t} \quad (5.13)$$

$$V_f = \min(V_{prog}, V_{max}, V_{lim_{A_n}}, V_{lim_{J_n}}) \quad (5.14)$$

Afin de simplifier le modèle, seuls les blocs non linéaires supposés circulaires ( $R(s)$  constant) sont étudiés. En effet, les outils standards de programmation d'usinage de poches utilisent exclusivement des portions de trajet géométrique linéaires et circulaires, même si certains travaux montrent l'intérêt d'un format B-spline de calcul de trajectoire pour améliorer la rapidité d'usinage [PateloupV10]. Par ailleurs, les composantes tangentielle et normale maximales de l'accélération et du jerk sont supposées constantes sur le trajet entier du bloc. La valeur retenue est la valeur minimale identifiée sur toute la portion angulaire couverte par les directions normales au trajet avec un pas angulaire ajustable ( $10^\circ$  par défaut) (Figure 5-9b).

Les deux modèles de calcul de profils de vitesse mis en place permettent d'évaluer l'évolution de la vitesse de l'outil sur une trajectoire linéaire ou circulaire décrite par un bloc du programme d'usinage. Il reste à estimer les vitesses de franchissement aux transitions de blocs afin de modéliser le comportement cinématique global pour une opération d'usinage complète.

### 2.4.3. Modélisation de la vitesse aux transitions de blocs

L'introduction d'une discontinuité en tangence ou en courbure sur la trajectoire d'outil se traduit physiquement par un saut de vitesse et d'accélération au niveau du mouvement des axes. Cette contrainte de saut est physiquement impossible sauf si un arrêt des axes intervient au niveau de la discontinuité pour la loi de mouvement à jerk contrôlé qui régit ces axes. Afin d'éviter l'arrêt du déplacement en fin de bloc où apparaît une discontinuité, le DCN dispose alors de fonctions d'interpolation de la trajectoire qui permettent de franchir plus rapidement la transition de bloc.

#### ▪ Franchissement d'une discontinuité en tangence

A l'apparition d'une discontinuité en tangence, le planificateur de trajectoire utilise la fonction d'arrondissement *G642* présentée au § 5.3 du Chapitre 4. Cette fonction remplace la discontinuité en tangence par un arc de cercle de rayon  $R_r$  le plus grand possible en respectant une erreur au contour contrôlée par le paramètre de tolérance d'usinage  $Tol$ . (Figure 5-10a) [Dugas03]. L'étude menée par Dugas permet de calculer la valeur du rayon de raccordement par la relation :

$$R_r = \min \left[ Tol \times \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}{1 - \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}; \frac{l}{2 \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} - Tol \right], \text{ avec } l = \min[l_1; l_2] \quad (5.15)$$

où  $\beta$  est l'angle d'ouverture de la discontinuité, et  $l_1$  et  $l_2$  les longueurs des blocs entourant la discontinuité.

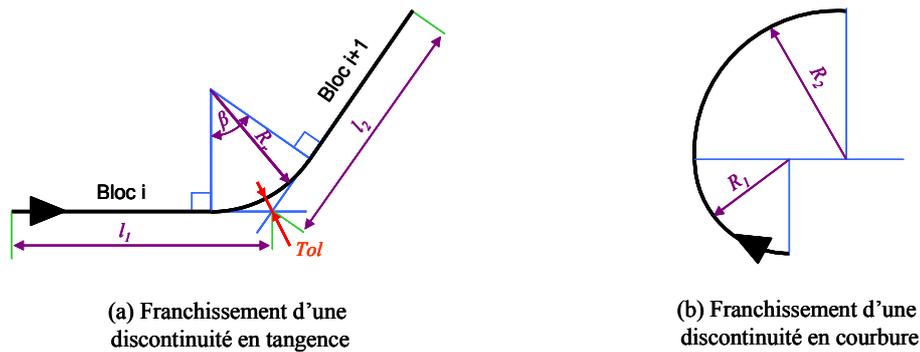


Figure 5-10 : Paramétrage du franchissement des discontinuités de la trajectoire

Le raccordement circulaire entre les deux blocs linéaires peut alors être considéré comme un bloc circulaire de courte distance [PateloupV04]. La discontinuité en courbure qui apparaît entre le segment linéaire et l'arc de cercle de raccordement provoque néanmoins une discontinuité au niveau de l'accélération normale. Le DCN effectue néanmoins le franchissement de cette discontinuité sans marquer d'arrêt. Ce saut d'accélération est contrôlé à l'aide d'un nouveau paramètre de saut d'accélération  $A_{saut}$ , qui vient contraindre la vitesse de franchissement par :

$$V_{fr\_dt} = \sqrt{A_{saut} \times R_r} \quad (5.16)$$

$$V_f = \min(V_{prog}, V_{max}, V_{fr\_dt}) \quad (5.17)$$

Ce modèle de franchissement a été validé expérimentalement pour un DCN Siemens 840D (identique à celui qui équipe la PCI Tripteur X7) dans les travaux de Pateloup [PateloupV05].

▪ **Franchissement d'une discontinuité en courbure**

Dans le cas du franchissement d'une discontinuité en courbure entre deux arcs de cercle de rayons différents interpolés à l'aide de la fonction *COMPCAD* présentée au § 5.3 du Chapitre 4, et raccordés en tangence (Figure 5-10b), il apparaît également une discontinuité au niveau de l'accélération normale. Pateloup propose une nouvelle relation pour calculer la vitesse de franchissement de cette discontinuité qui est cette fois contrôlée par un paramètre de saut de jerk  $J_{saut}$  [PateloupV05]. Le saut d'accélération normale est alors égal au produit du saut de jerk autorisé par une constante de temps  $t_{fr\_dc}$  égale au temps d'interpolation accordé au DCN. Une estimation de la vitesse de franchissement peut alors être conduite par :

$$V_{fr\_dc} = \sqrt{\frac{J_{saut} \times t_{frdc} \times R_1 \times R_2}{|R_1 - R_2|}} \text{ ou } V_{fr\_dc} = \sqrt{J_{saut} \times t_{frdc} \times R_1} \text{ si } R_2 \rightarrow \infty \quad (5.18)$$

$$V_f = \min(V_{prog}, V_{max}, V_{fr\_dc}) \quad (5.19)$$

Ce modèle de franchissement a également fait l'objet d'une validation expérimentale dans les travaux de Pateloup [PateloupV05]

Finalement, le couplage des modèles cinématiques établis dans ce paragraphe permet de simuler le comportement cinématique réel de la machine pour des opérations d'usinage de poches à 2 axes  $\frac{1}{2}$  dont les trajectoires comprennent des portions linéaires et circulaires raccordées avec une continuité  $C^0$  ou  $C^1$ . Même si le modèle cinématique proposé se base sur des résultats établis et validés pour les machines-outils à structure sériele, nous proposons de vérifier expérimentalement sa performance pour la prédiction du temps d'usinage des machines-outils à structure parallèle.

#### 2.4.4. Validation expérimentale du modèle cinématique

Nous retenons, pour la validation du modèle cinématique développé pour la prédiction du temps d'usinage de la PCI Tripteor X7, une trajectoire qui regroupe toutes les configurations étudiées dans le paragraphe précédent (Figure 5-11). Les réglages retenus pour les paramètres intégrés dans le modèle sont également exposés dans le tableau associé.

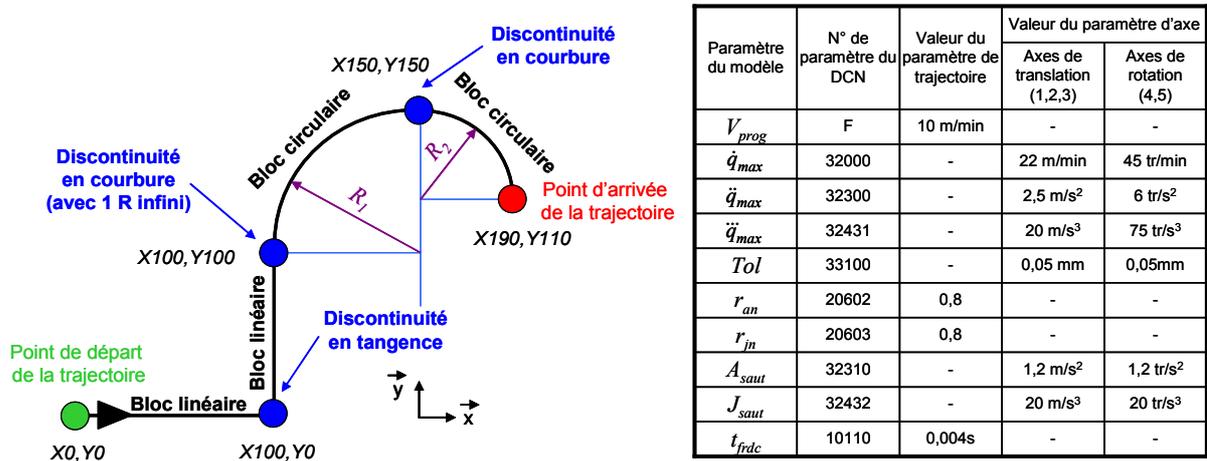


Figure 5-11 : Trajectoire et réglages du DCN utilisés pour la validation du modèle cinématique

La Figure 5-12 présente la comparaison des profils de vitesse, d'accélération et de jerk tangentiels de l'outil le long de la trajectoire relevés sur le DCN et simulés avec le modèle.

Les profils expérimentaux sont obtenus par dérivation numérique du relevé des consignes de position délivrées par le DCN. Les résultats obtenus pour une description G1 et une description B-spline de la trajectoire sont superposés afin d'analyser l'influence du format sur les temps d'usinage.

La comparaison permet de quantifier l'erreur du modèle mis en place pour cette trajectoire de référence. Un écart de temps de 4,5 % est ainsi observable entre la mesure pour le format de description G1 et le modèle. Par ailleurs, si l'utilisation du format B-spline modifie légèrement le comportement de la machine-outil (2,5 % d'écart), il permet, pour cet exemple, de réduire l'écart avec le modèle à 2 %.

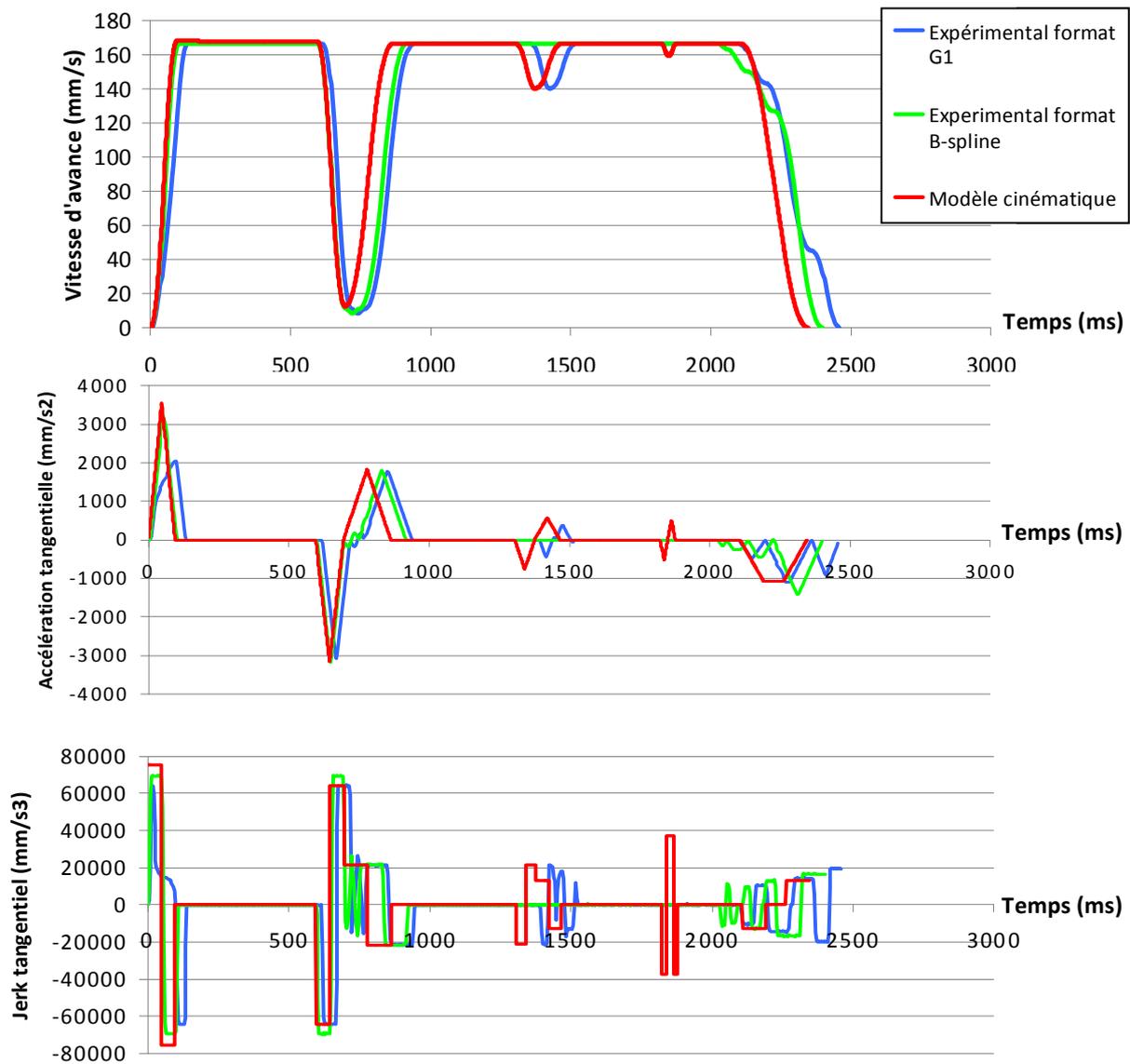


Figure 5-12 : Comparaison des profils de vitesse, accélération et jerk mesurés et simulés

Les résultats de cet essai permettent de valider l'adaptation du modèle proposé par Pateloup aux machines-outils à structure parallèle avec l'insertion du calcul des performances cinématiques variables dans l'espace opérationnel. En effet, les profils d'accélération et de jerk en phase d'accélération et décélération sur les deux premiers blocs linéaires sont similaires. Concernant les blocs circulaires, l'hypothèse de performances cinématiques constantes sur l'ensemble du bloc n'est pas toujours vérifiée, avec, par exemple, des variations d'accélération observables au niveau du dernier bloc. Mais son influence reste mineure sur les variations de temps induites.

Le principal écart entre les profils expérimentaux et théoriques concerne le calcul des vitesses au franchissement des blocs. En effet, si la valeur de la vitesse limite de franchissement de la discontinuité en tangence entre les deux premiers blocs est identique, le temps de maintien de cette vitesse est plus élevé pour les relevés expérimentaux (approximation du modèle qu'il faudrait améliorer). Cela entraîne un retard par rapport au modèle. Par ailleurs, le modèle de passage des discontinuités en courbure est

fidèle au comportement réel pour une description G1, mais diffère des résultats obtenus avec la description B-spline qui supprime la discontinuité en lissant la trajectoire.

Finalement, le modèle proposé, adapté aux machines-outils à structure parallèle, est globalement cohérent avec le comportement cinématique réel et procure une précision similaire au modèle dédié aux machines-outils à structure sérielle proposé par Pateloup et utilisé pour la prédiction des temps d'usinage [PateloupV05]. Le temps de calcul nécessaire au modèle développé sous Matlab est, en moyenne, de 3 secondes par bloc de trajet.

## 2.5. Bilan

Les modèles mis en place dans ce paragraphe permettent de prédire les performances des machines-outils à structure parallèle pour l'usinage de pièces de structure aéronautiques, et plus spécifiquement à l'usinage de poches 2 axes  $\frac{1}{2}$ . La précision de ces modèles est satisfaisante, au détriment des temps de calcul qui rendent difficile l'intégration de la méthode d'adaptation du processus au comportement de la machine dans un calcul automatique d'optimisation sous contrainte. Les paramètres d'entrée de ces modèles correspondent à ceux identifiés comme influents et qui doivent être réglées en fonction de l'application considérée de façon à retenir un processus d'usinage optimal vis à vis de la qualité et de la rapidité.

Nous proposons dans le paragraphe suivant de mettre en application cette procédure de réglage du processus d'usinage sur la PCI Tripteur X7.

## 3. Application à la machine-outil PCI Tripteur X7

La phase d'usinage retenue pour l'application correspond à l'usinage à 2 axes  $\frac{1}{2}$  d'une pièce d'essai reprenant les caractéristiques présentée sur la Figure 5-3. Elle est composée d'une opération d'ébauche des 4 poches symétriques de la pièce présentée sur la Figure 5-13, suivie d'une opération de finition des flancs par contournage. Le cahier des charges associé à la fabrication de cette pièce est le suivant :

- tolérance des défauts géométriques d'ordre 1 de 0,15 mm ;
- tolérance des défauts géométriques d'ordre 2 de 0,025 mm ;
- une tolérance plus importante de 0,05 mm est accordée pour les défauts géométriques d'ordre 2 sur les entités situées après une discontinuité en tangence de la géométrie de la pièce (phénomène de ressaut).

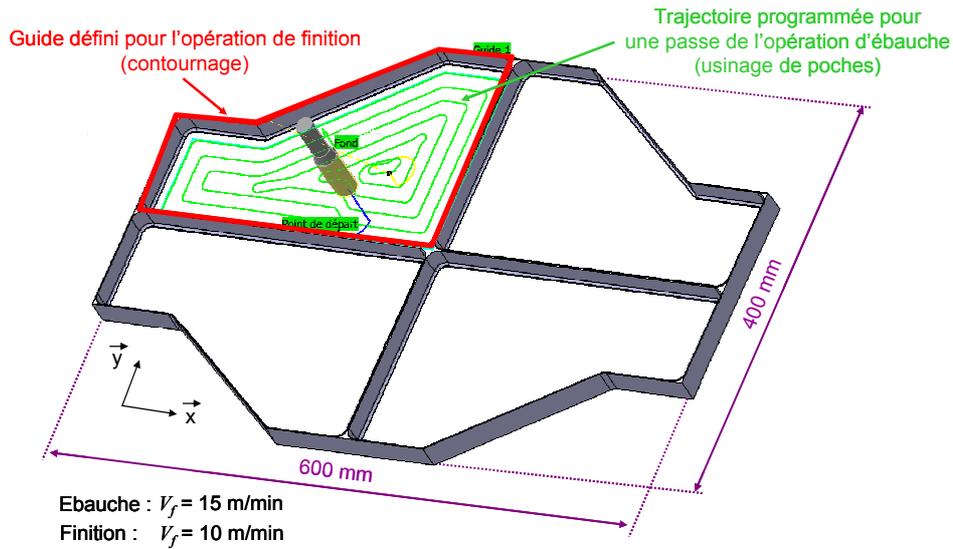


Figure 5-13 : Pièce et opérations d'usinage étudiées

Nous proposons dans la suite de ce paragraphe de déterminer les sous-espaces « accessibilité », « qualité » et « rapidité » dont l'intersection permet d'obtenir un réglage optimal du processus vis-à-vis des contraintes de fabrication.

### 3.1. Bornes du sous-espace « accessibilité »

Le modèle d'étude d'accessibilité est ici utilisé pour déterminer les valeurs limites des paramètres  $q_6$  et  $rotZ$  qui définissent le posage de la pièce dans l'espace opérationnel. Ces valeurs ne doivent pas être dépassées pour ne pas atteindre les fins de course articulaires et les collisions entre les composants. Les résultats obtenus pour cette phase d'usinage limitent l'étude du paramètre  $q_6$  à l'intervalle  $[-30^\circ ; +90^\circ]$  et l'étude du paramètre  $rotZ$  à l'intervalle  $[-30^\circ ; +30^\circ]$ .

Nous complétons la définition de l'intervalle d'étude des paramètres de posage en intégrant une contrainte supplémentaire liée à la mesure par laser tracker servant à évaluer la qualité d'usinage. Cette mesure nécessite un champ de vision libre entre le récepteur (posé devant la machine) et le réflecteur (positionné à la place de l'outil) qui peut être interrompu suivant la position angulaire de la table. Nous limitons par conséquent la valeur maximale d'orientation de la table à  $+30^\circ$ .

Par ailleurs, la géométrie de la pièce et le comportement mécanique de la structure font apparaître une symétrie par rapport à l'axe  $y$  qui limite l'étude de l'influence de la rotation  $rotZ$  pour des valeurs positives. Finalement, les intervalles d'étude sont  $[-30^\circ ; +30^\circ]$  pour  $q_6$  et  $[0 ; +30^\circ]$  pour  $rotZ$ .

### 3.2. Bornes des sous-espaces « qualité »

Le modèle d'étude des sous-espaces « qualité » est basé sur une série de mesures expérimentales des écarts de position observés au niveau du déplacement de l'outil pour la trajectoire dédiée proposée au

§ 2.3. Ces mesures sont réalisées à l'aide d'un plan d'expérience pour différents réglages des paramètres d'entrée. Quatre paramètres sont considérés pour l'établissement de ce plan ; cela implique un nombre d'essais  $nb_{essais}$  important dès lors que plusieurs niveaux  $nb_{niveaux\_i}$  sont envisagés pour chaque paramètre :

$$nb_{essais} = \prod_{i=1}^4 nb_{niveaux\_i} \quad (5.20)$$

L'utilisation d'un plan fractionnaire, tel que la méthode de Taguchi, permet d'établir un modèle avec un nombre d'essais réduit [Pillet97]. Cependant l'utilisation de ces outils nécessite de déterminer les interactions à étudier avant d'effectuer les essais. Ne connaissant pas les possibles interactions entre les différents paramètres, un plan d'expérience complet avec un nombre de niveaux limité est par conséquent retenu pour cette étude.

Les valeurs des paramètres sont réparties uniformément sur l'intervalle d'étude :

- $-30^\circ < q_6 < 30^\circ$  ;
- $0^\circ < rotZ < 30^\circ$  ;
- $0,01 \text{ mm} < Tol < 0,05 \text{ mm}$  (intervalle de tolérance préconisé par Siemens pour les opérations de finition) ;
- $1 \text{ m/s}^3 < Jerk < 20 \text{ m/s}^3$  (plage de réglage préconisée par PCI pour les opérations de finition).

Nous proposons ainsi de réaliser le plan d'expérience défini dans le Tableau 5-2, qui conduit à un nombre d'essais réaliste (72 essais) vis-à-vis du temps d'acquisition de 30 s pour chaque essai. En fonction des résultats obtenus, des améliorations du plan sont proposées.

Niveau		1	2	3	4
Code couleur associé					
Valeur des paramètres des modèles	Posage $q_6$ (°)	-30	0*	+30	-
	Posage $rotZ$ (°)	0	30	-	-
	Tol (mm)	0,05	0,03	0,01	-
	Jerk ( $\text{m/s}^3$ )	20	10	5	1
<i>Légende</i>		* table en position horizontale			

Tableau 5-2 : Définition du plan d'expérience complet

La Figure 5-14 présente les résultats d'estimation des défauts maximum issus des relevés de trajectoires réelles de l'outil pour l'ensemble des 72 essais réalisés. Le paramétrage de chaque essai (lignes « Niveau des paramètres d'entrée dans le tableau de la Figure 5-14) est affiché en utilisant le code couleur associé à chaque niveau introduit dans le Tableau 5-2. Les défauts d'ordre 1 regroupent les défauts dimensionnels, les défauts d'orientation et les défauts de forme. Les défauts d'ordre 2 sont eux estimés par les défauts d'ondulation n°1 et les défauts d'ondulation n°2 pour lesquels les discontinuités en tangence sur la trajectoire sont écartées de l'étude. L'observation de ces résultats met en évidence l'influence de chaque paramètre d'entrée sur la qualité estimée.





Le plan d'expérience permet d'étudier l'influence relative de chaque paramètre sur les défauts analysés. Il en ressort les observations suivantes :

- une diminution du jerk entraîne une faible réduction des défauts d'ordre 1 et une forte réduction des défauts d'ordre 2 ;
- une diminution de la tolérance d'usinage contrôlée par le DCN permet une réduction des défauts d'ordre 1 mais provoque une augmentation des défauts d'ordre 2 ;
- une variation du posage de la pièce dans l'espace opérationnel se traduit par une importante variation de l'ensemble des défauts étudiés.

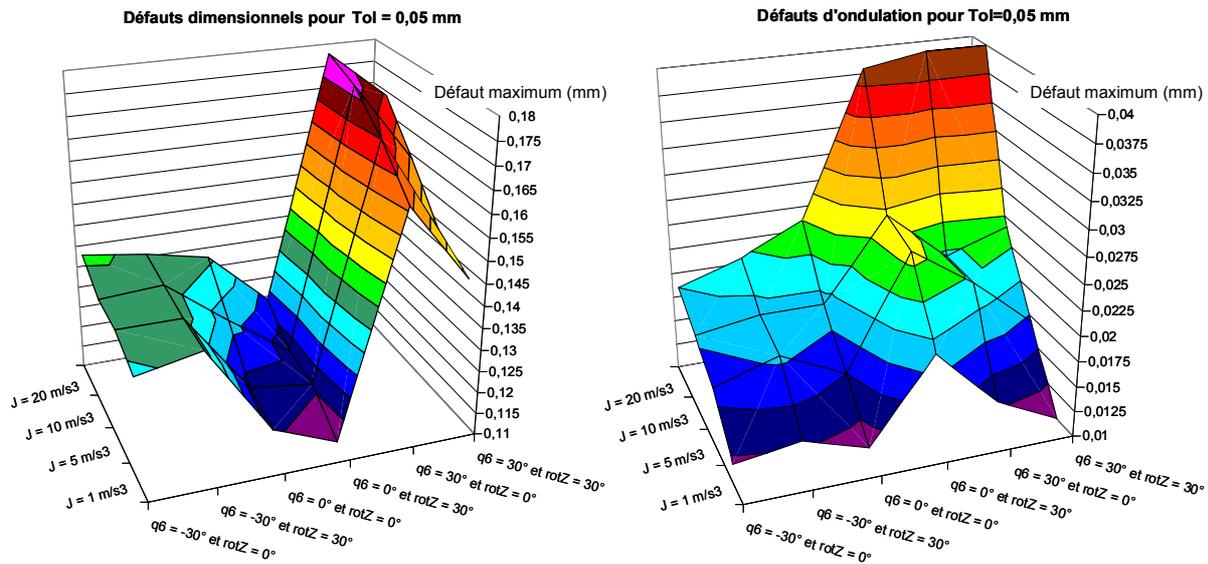


Figure 5-16 : Interactions entre le jerk et le posage de la pièce sur l'évolution des défauts

Cependant, l'importance de ces tendances est observée à cause des interactions qui apparaissent principalement entre les paramètres de posage et le jerk (Figure 5-16), et entre les paramètres de posage et la tolérance d'usinage (Figure 5-17).

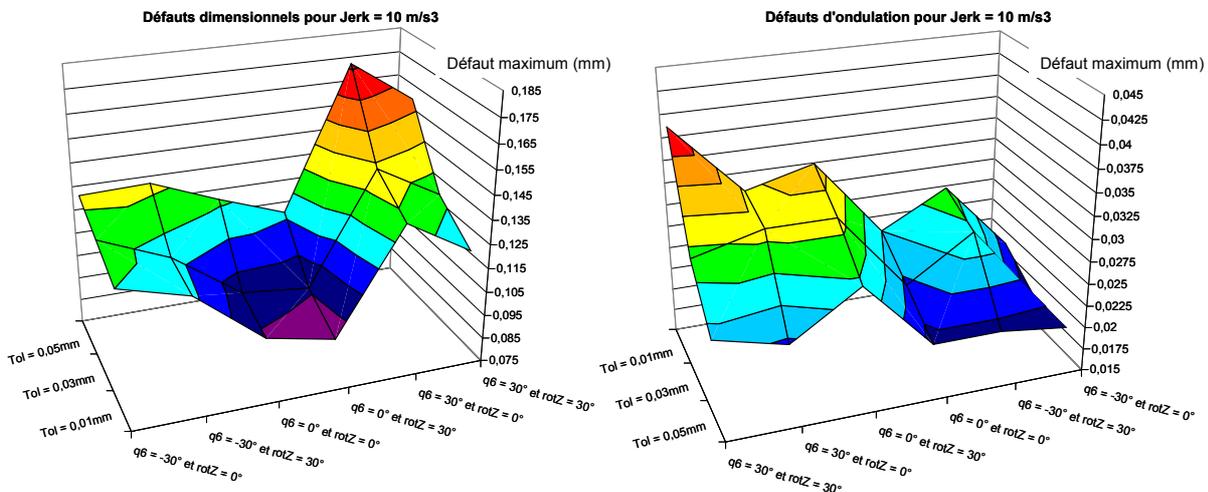


Figure 5-17 : Interactions entre la tolérance d'usinage et le posage de la pièce sur l'évolution des défauts

En effet, nous pouvons observer sur ces figures que, suivant le posage retenu (en abscisse), l'évolution des défauts maximums (en cote) en fonction du jerk articulaire (pour la Figure 5-16) ou de la tolérance d'usinage (pour la Figure 5-17) (en ordonnée), varie fortement.

L'interaction entre le jerk et la tolérance d'usinage est beaucoup moins prononcée, avec une évolution quasiment constante des défauts en fonction de la tolérance d'usinage pour différentes valeurs de jerk articulaire (Figure 5-18).

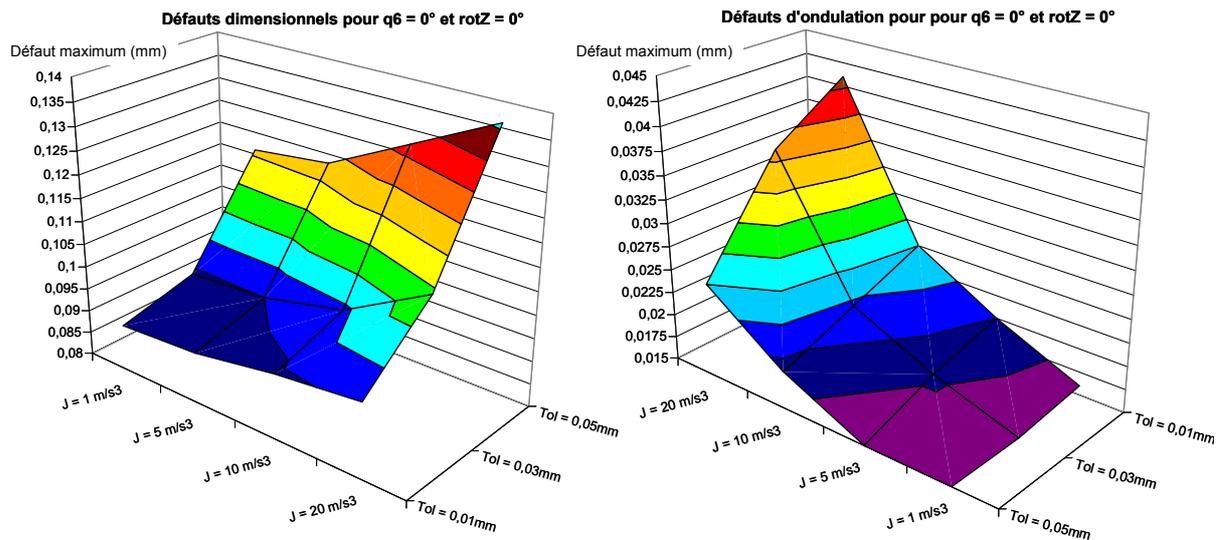


Figure 5-18 : Interactions entre la tolérance d'usinage et le jerk sur l'évolution des défauts

Cette étude qualitative des interactions entre les paramètres d'entrée du modèle constitue une connaissance supplémentaire sur le comportement de la machine-outil qui permet de mettre en place un plan fractionnaire cohérent par la méthode de Taguchi [Pillet97]. Cette méthode permettrait de réaliser, pour un même nombre d'essais, la modélisation expérimentale pour un nombre de niveau des facteurs plus important. La précision du modèle s'en trouverait alors améliorée pour une procédure d'identification de même durée.

Il serait également bénéfique d'élargir l'intervalle d'étude du paramètre  $q_6$  jusqu'à une position verticale de la table (atteinte pour  $q_6 = +90^\circ$ ). Ces mesures supplémentaires nécessitent d'améliorer le protocole de mesure de façon à ne pas interrompre le faisceau laser entre le récepteur et le réflecteur du laser tracker durant la mesure.

Il est également envisageable d'étendre et d'adapter les modèles utilisés pour cette méthode pour d'autres applications d'usinage, qui nécessitent, par exemple, d'utiliser des opérations d'usinage à 5 axes continus.

Enfin, dans la perspective d'automatiser le réglage des paramètres du processus, il serait intéressant de développer à l'aide d'un algorithme la résolution du problème d'optimisation sous contraintes suivant : minimisation du temps d'usinage tout en respectant les contraintes d'accessibilité et de qualité requises.

## 4. Conclusion

Les travaux abordés dans ce chapitre permettent d'appliquer le concept d'adaptation du processus d'usinage au comportement réel des machines-outils à structure parallèle pour des applications d'usinage de pièces de structure aéronautiques. Le Chapitre 4 a mis en évidence l'importance des défauts d'usinage liée à l'utilisation de ce type de machine-outil pour les applications d'usinage à fort enlèvement de matière. Les influences variables et antagonistes des paramètres de posage, de tolérance d'usinage et de jerk ont également été exposées dans le Chapitre 4.

Ainsi, ce chapitre propose la mise en place d'outils adaptés à l'étude des performances d'usinage des machines-outils à structure parallèle pour la fabrication de ces pièces. Ces outils comprennent un modèle numérique de détection de fins de courses des axes et des collisions entre les composants de la cellule d'usinage, un modèle expérimental de prédiction des défauts géométriques et un modèle cinématique numérique du déplacement d'outil. Ces modèles possèdent une précision suffisante pour assurer la cohérence de la méthode d'adaptation du processus d'usinage.

La mise à contribution de la méthode à travers un exemple a permis de mettre en avant l'amplitude de l'anisotropie du comportement de la PCI Tripteur X7 et justifie l'intérêt de cette méthode permettant d'utiliser au maximum les performances de ce type de machine-outil.

Il est envisageable d'intégrer et de compléter les outils d'étude du comportement développés dans une méthode automatique d'adaptation du processus qui se formule comme un problème d'optimisation sous contraintes et qui peut se résoudre numériquement par l'utilisation d'un algorithme adapté.

## Conclusion

Les travaux de recherche présentés dans ce manuscrit portent sur la modélisation et l'amélioration du comportement des machines-outils à structure parallèle. L'objectif final est de prédire l'influence de leur comportement sur leurs performances, pour adapter le processus d'usinage de façon à mieux les utiliser.

Une étude bibliographique portant sur leur utilisation actuelle a permis d'isoler la principale cause pénalisante par rapport aux machines-outils à structure sérielle. En effet les mécanismes parallèles existants couplent difficilement une grande précision d'usinage, une forte dynamique des mouvements et une grande accessibilité à la pièce. Face à ce constat, les concepteurs ont proposé de nouvelles architectures mieux adaptées à l'usinage, comme l'architecture Exechon. Ces évolutions suggèrent d'étendre le domaine d'emploi des machines-outils à structure parallèle, domaine jusqu'à présent très restreint.

L'étude comparative des performances des machines-outils Huron KX15 et PCI Tripteor X7 met en évidence le comportement complexe de ces machines pour l'usinage de pièces du secteur aéronautique. Cette étude justifie alors l'intérêt d'adapter le processus d'usinage au comportement de la machine afin d'exploiter au mieux les performances de précision et de rapidité dont elle dispose. Pour cela, il est nécessaire proposer des modèles de prédiction du temps d'usinage et des défauts sur la forme usinée. Ces modèles sont ensuite exploités pour développer plusieurs méthodes d'adaptation des paramètres du processus d'usinage en accord avec les contraintes d'accessibilité et de qualité associées à la pièce, intégrées à un objectif de diminution des temps d'usinage.

La première étude présentée concerne le développement d'une nouvelle méthode permettant de diminuer les temps de déplacement rapide de l'outil hors matière. Cette étude vise à conforter le potentiel de gain de rapidité proposé par les machines-outils à structure parallèle en exploitant au mieux leurs capacités dynamiques variables en fonction de la position dans l'espace opérationnel. La méthode utilise une décomposition en plusieurs calculs d'optimisation sous contraintes pour déterminer le réglage optimal des paramètres du processus vis-à-vis de la minimisation du temps d'usinage. Les fonctions coût et contraintes sont calculées à partir de modèles de comportement cinématique dédiés aux déplacements rapides directement commandés dans l'espace articulaire de la machine.

Nous proposons une méthode de résolution par optimisation qui se décompose en plusieurs calculs d'optimisation successifs, où chaque étape correspond au réglage d'une catégorie de paramètres influents sur la productivité. Ce choix implique une meilleure convergence des calculs vers une solution performante, en utilisant uniquement des algorithmes robustes de calcul.

Le temps de calcul nécessaire à la convergence de la méthode (dont 80% sont dédiés aux calculs de transformation géométrique) pourrait être amélioré en retenant un modèle géométrique inverse simplifié, autorisant une résolution analytique. Ce modèle procure une précision suffisante (approximation compensée par des distances de sécurité) et conduit à un calcul de transformation géométrique dix fois plus rapide. Par ailleurs, la performance de la solution obtenue par optimisation peut être améliorée en retenant de nouvelles lois de commande des déplacements rapides définies dans l'espace articulaire, intégrant des libertés supplémentaires au niveau de l'évolution des mouvements des axes entre deux poses d'outil prédéfinies.

Cependant, l'évolution de la conception des machines-outils à structure parallèle laisse entrevoir d'autres catégories d'applications d'usinage économiquement viables pour ces machines, telles que l'usinage à fort ratio d'enlèvement de matière, pour les pièces évidées du type poches aéronautiques. Pour ces applications, il a été proposé d'analyser à la fois l'influence du comportement anisotrope des machines-outils à structure parallèle sur les défauts d'usinage et sur les temps d'usinage, de façon à obtenir un réglage du processus d'usinage offrant la qualité d'usinage attendue sur la pièce pour une productivité optimale.

La méthode proposée comprend une première étape de détermination par ordre d'importance des causes des défauts d'usinage basée sur l'analyse de différentes mesures expérimentales de déviation de pose de l'outil le long de la trajectoire programmée. Cette étude permet ensuite de se focaliser sur les paramètres du processus les plus influents sur les défauts engendrés durant l'usinage. Le temps d'usinage est également tributaire de certains paramètres. Le réglage optimal est par conséquent obtenu en tenant compte des performances d'accessibilité, de qualité d'usinage et de productivité. Ces performances sont analysées à l'aide de modèles prédictifs théoriques (pour l'accessibilité et le temps d'usinage) ou expérimentaux (pour l'estimation des défauts d'usinage) adaptés au comportement des machines-outils à structure parallèle.

Les modèles développés dans ces travaux sont dédiés à l'étude du comportement lors de l'usinage à 2 axes  $\frac{1}{2}$  de poches aéronautiques. De façon à élargir le domaine d'utilisation de la méthode d'adaptation du processus au comportement de la machine-outil, il serait intéressant de transposer ces modèles à d'autres applications d'usinage telles que l'usinage à 5 axes continus. Par ailleurs, une amélioration de la performance de la méthode pourrait être obtenue en complétant à l'aide d'un plan d'expérience fractionnaire la campagne d'identification du modèle expérimental servant à estimer la qualité procurée.

Ainsi, ces travaux de thèse permettent d'appréhender et d'améliorer le comportement des machines-outils à structure parallèle en usinage. Leur particularité repose sur le fait que les analyses et

méthodes déployées ont toujours cherché à prendre en compte la fonction principale d'une machine-outil qui est de produire des pièces conformes à la qualité requise avec une productivité maximale.

D'une manière plus générale, il est intéressant d'élargir les perspectives de ces travaux à l'amélioration du comportement des machines d'usinage procurant une précision médiocre. En effet, une tendance actuelle rencontrée dans la conception des machines d'usinage concerne la diminution de la rigidité au niveau des organes de transmission, des liaisons ou encore des composants de la structure. Cette perte de rigidité est volontairement adoptée dans l'objectif de proposer des machines d'usinage moins onéreuses (robots usineurs, machines à portique par exemple), ou plus dynamiques (réduction des masses des composants en mouvement). Elle se répercute au niveau des performances d'usinage par une dégradation de la précision de pose de l'outil par rapport à la pièce. Il devient alors intéressant d'appliquer une action corrective, selon deux voies d'études envisageables :

- une correction anticipée hors ligne qui propose des modifications du processus en intégrant le comportement réel de la machine analysé à partir de modèles suffisamment prédictifs.
- une correction en temps réel qui intervient dans la boucle de commande de déplacement des axes de la machine.

Si ces pistes d'amélioration étaient encore utopiques il y a quelques années, elles deviennent désormais envisageables grâce à l'amélioration constante de la précision des moyens d'identification expérimentale du comportement et des capacités de calcul informatique.

En conclusion, ces travaux participent à l'évolution des démarches de définition d'un processus d'usinage en intégrant le comportement de la machine-outil. L'application aux machines-outils à structure parallèle justifie l'utilisation de modèles prédictifs pour optimiser le processus à moindre coût. La contribution des ces travaux à l'amélioration de la connaissance du comportement de ces machines-outils et à l'adaptation du processus en conséquence, permet donc d'envisager plus sereinement leur utilisation dans les ateliers de fabrication pour des applications ciblées avec un intérêt économique.



## Références bibliographiques

- [Abtahi09] ABTAHI M., PENDAR H., ALASTY A., VOSSOUGH I. G.R., *Calibration of parallel kinematic machine tools using mobility constraint on the tool center point*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 45, pp 531-539, 2009.
- [Adams07] *MSC.ADAMS Documentation*, 2007.
- [Affouard04] AFFOUARD A., DUC E., BOURDET P., *Avoiding 5-axis singularities using tool path deformation*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp. 415-425, 2004.
- [Altintas05] ALTINTAS Y., BRECHER C., WECK M., WITT S., *Virtual Machine Tool*, CIRP Annals, Manufacturing Technology, Volume 54, Issue 2, pp 115-138, 2005.
- [Angeles97] ANGELES J., *Fundamentals of Robotic Mechanical Systems*, Springer-Verlag, 1997
- [Baradat08] BARADAT C., NABAT V., COMPAGNY O., KRUT S. PIERROT F., *Par2: a Spatial Mechanism for Fast Planar, 2-dof, Pick-and-Place Applications*. In Proceedings of the Second International Workshop on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators, Montpellier, France, September 2008.
- [Bearee05] BEAREE R., *Prise en compte des phénomènes vibratoires dans la génération de commande des machines -outils à dynamique élevée*, Thèse de doctorat en Automatique, ENSAM Lille – ParisTech, décembre 2005.
- [Bi07a] BI Z.M., LANG S.Y.T., VERNER M., *Dynamic modelling and validation of a tripod-based machine-tool*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 37, pp 410-421, 2007.
- [Bi07b] BI Z.M., LANG S.Y.T., *Joint workspace of parallel kinematic machines*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Available, Volume 25, Issue 1, 2009.
- [Bohez02] BOHEZ E.L.J., *Five-axis milling machine tool kinematic chain design and analysis*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 42, pp 505-520, 2002.
- [Bonnemains08] BONNEMAINS T., PATELOUPS., CHANAL H., BOUZGARROU B.C., RAY P., *Static behaviour analysis of a new Parallel Kinematic Machine Tool architecture: the Tripteor*, Proceedings of IDMME, Virtual Concept, Beijing, China, October 2008.
- [Bonnemains09a] BONNEMAINS T, CHANAL H., BOUZGARROU B.C., RAY P. *Stiffness Computation and Identification of Parallel Kinematic Machine Tools*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 041013, 2009.
- [Bonnemains09b] BONNEMAINS T, *Etude du comportement mécanique des machine-outils à structure parallèle en Usinage Grande Vitesse*, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal – Clermont II, décembre 2009.

- [Bouard10] BOUARD M., PATELOUPV., ARMAND P., Calcul de trajets d'évidement de poches par optimisation, 6eme Assises MUGV 2010, Cluny, France, octobre 2010.
- [Bouzgarrou01] BOUZGAROU B.C., *Conception et modélisation d'une machine-outil à architecture hybride pour l'UTG*, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal – Clermont II, décembre 2001.
- [BrunPicard05] BRUN-PICARD D., *Influence des lois de mouvement sur les déformations et les vibrations des machines à grande vitesse*, Mécanique et Industries, Volume 6, pp 417-423, 2005.
- [Cano04] CANO T., *Etude du comportement cinématique des machines-outils à Usinage Grande Vitesse 5 axes sérielles*, mémoire de DEA, Université Blaise Pascal – Clermont II, juin 2004.
- [Cano07] CANO T., *Méetrologie et méthodes d'identification pour la prise en compte des déformations élastiques des machines-outils à structure parallèle*, Thèse de doctorat en Génie Mécanique, Université Blaise Pascal – Clermont II, décembre 2007.
- [Cappel65] CAPPEL K.L., *Motion simulator*. US Patent No. 3,295,224, Janvier 1967.
- [Castagnetti08a] CASTAGNETTI C., DUC E., RAY P., *The domain of Admissible Orientation concept : A new method for five axis tool path optimisation*, Computer Aided Design, Volume 40, pp 938-950, 2008.
- [Castagnetti08b] CASTAGNETTI C., *Optimisation de trajets outils 5 axes utilisant le concept du domaine d'orientation admissible*, Thèse de doctorat en Génie Mécanique, Université Blaise Pascal – Clermont II, décembre 2008.
- [Chanal06a] CHANAL H., DUC E., RAY P., *A study of the impact of machine tool structure on machining processes*, International Journal of Machine Tool & Manufacture; Volume 46, pp 98-106, 2006.
- [Chanal06b] CHANAL H., *Etude de l'emploi des machines-outils à structure parallèle en usinage*, Thèse de doctorat en Génie Mécanique, Université Blaise Pascal – Clermont II, septembre 2006.
- [Chanal07] CHANAL H., DUC E., RAY P., *A new approach for the geometrical calibration of parallel kinematics machines tools based on the machining of a dedicated part*, International Journal of Machine Tool & Manufacture; Volume 47, pp 1151-1163, 2007.
- [Chanal09] CHANAL H., DUC E., HASCOET J.Y., RAY P., *Reduction of a parallel kinematics machine inverse kinematic model with regard to machining behaviour*, Mechanism and Machine Theory, Volume 44, Issue 7, pp 1371-1385, 2009.
- [ChavesJacob09] CHAVES-JACOB J., *Etude de l'emploi des machines-outils à structure parallèle en usinage*, Thèse de doctorat en Génie-Mécanique, ENSAM Cluny – ParisTech, septembre 2009.

- [Chen04] CHEN J.S., HSU W.Y., *Design and analysis of a tripod machine tool with an integrated cartesian guiding and metrology mechanism*, Precision Engineering, Volume 28, pp 46-57, 2004.
- [Cobet02] COBET M., *Designing PKMs: Working volume, stiffness, frequencies*, 3<sup>rd</sup> Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 83-104, Chemnitz, Germany, April 2002.
- [Corbel09] CORBEL D., *Contribution à l'amélioration de la précision des robots parallèles*, Thèse de doctorat, Université de Montpellier II, 2009.
- [Cumunel07] CUMUNEL G., DELEPINE-LESOILLE S., ARGOUL P., NGUYEN T.M., *Les extensomètres longue base souples continument attachés (ELB-CA), capteurs pour l'analyse vibratoire des structures*, Mécanique & Industries, Volume 8, Numéro 6, pp 515-527, 2007.
- [DaGraçaMarcos09] DA GRACA MARCOS M., TENREIRO MACHADO J.A., AZEVEDO-PERDICOULIS T.P., *Trajectory planning of redundant manipulators using genetic algorithms*, Common Nonlinear Sci Simulat, Volume 14, pp 2858-2869, 2009.
- [Das09] DAS K., BAKI M.F., LI X., *Optimization of operation and changeover time for production planning and scheduling in a flexible manufacturing system*, Computer & Industrial Engineering, Volume 56, Issue 1, pp 283-293, 2009.
- [Debout07] DEBOUT P., *Modélisation de l'engagement radial pour l'évidement de poches*, mémoire de Master2 Recherche, Université Blaise Pascal – Clermont II, juin 2007.
- [Debout11] DEBOUT P., CHANAL H., DUC E., *Tool path smoothing of a redundant machine: Application to Automated Fiber Placement*, Computer Aided Design, Volume 43, pp 122-132, 2011.
- [Dereli99] DERELI T., FILIZ H., *Optimization of process planning functions by genetic algorithms*, In: Computer & Industrial Engineering, Volume 36, pp 281-308, 1999.
- [Ding04] DING S., MANNAN M.A., POO A.N. – *Oriented bounding box and octree based global interference detection in 5-axis machining of free-form surfaces*, Computer Aided Design, Volume 36, Issue 13, pp 1281-1294, 2004.
- [Duc98] DUC E., *Usinage de formes gauches, contribution à l'amélioration de la qualité des trajectoires d'usinage*, Thèse de doctorat en Génie Mécanique, ENS de Cachan, décembre 1998.
- [Duc06] DUC E., *Intégration géométrique du processus de fabrication des pièces usinées*, Habilitation à Diriger les Recherches en Génie Mécanique, Université Blaise Pascal – Clermont II, novembre 2006.
- [Dugas03] DUGAS A., LEE J., HASCOET J.Y., *An enhanced machining simulator with errors analysis*, Journal of Manufacturing Systems, Volume 21, pp 451-464, 2003.

- [Erkorkmaz01] ERKORKMAZ K., ALTINTAS Y., – *High speed CNC system design. Part I : jerk limited trajectory generation and quintic spline interpolation* – International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2001, Volume 41, Issue 9, pp 1323-1345, 2001.
- [Exechon10] *Exechon World, Site internet de la société Exechon*, <http://www.exechon.com>, dernière mise à jour en 2010.
- [Geldart03] GELDART M., WEBB P., LARSSON H., BACKSTROM M., GINDY N., RASK K., *A direct comparison of the machining performance of a variax 5 axis parallel kinematic machining centre with conventional 3 and 5 axis machine tools*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 43, pp 1107-1116, 2003.
- [Glavonjic08] GLAVONJIC M., MILUTIVONIC D., ZIVANONIC S., *Functional simulator of 3-axis parallel kinematic milling machine*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 42, pp 813-821, 2008.
- [Gogu05] GOGU G., *Mobility of mechanisms: A critical Review*, Mechanism and Machine Theory, 2005.
- [Gomand08] GOMAND J., *Analyse de systèmes multi-actionneurs parallèles par une approche graphique causale – Application à un processus électromécanique de positionnement rapide*, Thèse de doctorat, ENSAM Lille – ParisTech, décembre 2008.
- [Gough57] GOUGH V.E., *Contribution to discussion of papers on research in automobile stability, control and tire performance*. In Auto Division Instance of Mechanical Engineers, pp 392–395, 1957.
- [Gross01] GROSS H., HAMMAN J., WIEGARTNER G., *Electrical Feed Drives in Automation – Siemens* – ISBN:3-89578-148-7, 2001.
- [Harib07] HARIB K.H., SHARIF ULLAH A.M.N, HAMMAMI A., *Hexapod-based machine tool with hybrid structure: Kinematic analysis and trajectory planning*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 47, Issue 9, pp 1426-1432, 2007.
- [Hennes02] HENNES N., *Ecospeed - an innovative machinery concept for high performance 5 axis machining of large structural components in aircraft engineering*, 3<sup>rd</sup> Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 763-774, Chemnitz, Germany, April 2002.
- [Hertel02] HERTEL A., *Requirement for parallel kinematics for powertrain manufacturing in the automotive industry*, 3<sup>rd</sup> Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 753-762, Chemnitz Germany, April 2002.
- [Hsu04] HSU W.Y., CHEN J.S., *Error analysis and auto-calibration for a Cartesian-guided tripod machine tool*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 24, pp 899-909, 2004.
- [Huang07] HUANG T., WANG P.F., MEI J.P., ZHAO X.M., CHETWYND D.G., *Time Minimum Trajectory Planning of a 2-DOF Translational Parallel Robot for Pick-and-place*

- Operations, Manufacturing Technology*, Volume 56, Issue 1, pp 365-368, 2007.
- [Illushin05] ILLUSHIN O., ELBER G., HALPERIN D., WEIN R., KIM M.S., *Precise global collision detection in multi-axis NC-machining*, *Computer Aided Design*, Volume 37, pp 909-920, 2005.
- [ISO97] *Norme ISO 4288 : Spécification géométrique des produits (GPS) – État de surface: Méthode du profil – Termes, définitions et paramètres d'état de surface*, 1997.
- [ISO99a] *Norme ISO 142253-1, Vérification par la mesure des pièces et équipements de mesure – Partie 1 : Règles de décision pour prouver la conformité ou la non-conformité à la spécification*, 1999.
- [ISO99b] *Norme ISO 14660, Spécification géométrique des produits (GPS) – Éléments géométriques*, 1999.
- [ISO02] *Norme ISO 142253-2, Vérification par la mesure des pièces et équipements de mesure – Partie 2 : Guide pour l'estimation de l'incertitude de mesure dans l'étalonnage des équipements de mesure et dans la vérification des produits*, 2002.
- [Khoukhi09] KHOUKHI A., BARON L., BALAZINSKI M, *Constrained multi-objective trajectory planning of parallel kinematic machines*, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, Volume 25, pp 756–769, 2009.
- [Kim99] KIM J., PARK F.C., LEE J.M., *A new parallel mechanism machine tool capable of five-face machining*, *CIRP Annals Manufacturing Technology*, Volume 48, Issue 1, pp 337-340, 1999.
- [Kim02] KIM T., SARMA S.E., *Toolpath generation along directions of kinematic performance: a first cut at machine optimal paths*, *Computer Aided Design*, Volume 34, pp 453-468, 2002.
- [Kim04] KIM T., SON S.K., SARMA S.E., *On actuator reversal motions of machine tools*, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 39, pp 299-322, 2004.
- [Kloypayan02] KLOYPAYAN J., LEE Y.S., *Material engagement analysis of different end mills for adaptative feedrate control in milling process*, *Computers in Industry*, Volume 47, pp 55-76, 2002.
- [Langeron04] LANGERON J.M., DUC E., LARTIGUE C., BOURDET P. – *A new format for 5 axis tool path computation using B-spline curves*, *Computer Aided Design*, Volume 36, Issue 12, pp 1219-1229, 2004.
- [Lartigue01] LARTIGUE C., THIEBAUT F., MAEKAWA T., *CNC tool path in terms of B-spline curves*, *Computer Aided Design*, Volume 33, pp 307-319, 2001.
- [Lartigue03] LARTIGUE C., DUC E., AFFOUARD A., *Tool path deformation in 5-axis flank milling using envelope surface*, *Computer Aided Design*, Volume 35, pp 375-382, 2003.

- [Larue03] LARUE A., ANSELMETTI B., *Deviation of a machined surface in flank milling*, International Journal of Machine Tool & Manufacture; Volume 43, pp 129-138, 2003.
- [Lavernhe08a] LAVERNHE S., TOURNIER C., LARTIGUE C., *Kinematical performance prediction in multi-axis machining for process planning optimization*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 37, pp 534-544, 2008.
- [Lavernhe08b] LAVERNHE S., TOURNIER C., LARTIGUE C., *Optimization of 5-axis high-speed machining using a surface based approach*, Computer Aided Design, Volume 40, pp 1015-1023, 2008.
- [Liu07] LIU X.J., WANG J., *A new methodology for optimal kinematic design of parallel mechanisms*, Mechanism and Machine Theory, Volume 42, Issue 9, pp 1210-1224, 2007.
- [Majou04] MAJOU F., *Analyse cinéstatotique des machines parallèles à translation*, Thèse de doctorat, Université Laval-Québec – Université de Nantes / Ecole Centrale de Nantes, septembre 2004.
- [Martinez04] MARTINEZ L., COLLADO V., *Calibration of a hybrid serial/parallel 5-axes milling machine using a double ball bar probe*, 4th Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 137-150, Chemnitz, Germany, April 2004.
- [Merlet97] MERLET J.P., *Les robots parallèles*, Hermès, Paris, 1997 – ISBN : 2-86601-599-1.
- [Merlet98] MERLET J.P., GOSSELIN C.M., MOULY N., *Workspaces of planar parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, Volume 33, pp 7-20, 1998.
- [Merlet10] MERLET J.P., *Page web personnelle de Jean-Pierre Merlet*, <http://www-sop.inria.fr/members/Jean-Pierre.Merlet/merlet.html>, dernière mise à jour en 2010.
- [Monies04] MONIES F., MOUSSEIGNE M., REDONNET J.M., RUBIO W. – *Determining a collision-free domain for the tool in five-axis machining*, International Journal of Production Research, Volume 42, Issue 21, pp 4513-4530, 2004.
- [Neugebauer02] NEUGEBAUER R., SCHWAAR M., IHLENFELDT S., PRITSCHOW G., EPPLER C., GARBER T., *New approaches to machine structures to overcome the limits of classical parallel structures*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, Volume 51, Issue 1, pp 293-296, 2002.
- [Neumann02] NEUMANN K.-E., *Tricept application*, 3<sup>rd</sup> Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 547-551, Chemnitz, Germany, 2002
- [Neumann06] NEUMANN K.-E., *Exechon Concept*, Parallel Kinematic Machines in Research and Practice (PKS'2006), Chemnitz, Germany, pp. 787-802, 2006.
- [Olabi10] OLABI A., BEAREE R., GIBARU O., DAMAK M. *Feedrate planning for machining with industrial six-axis robots*, Control Engineering Practice, Volume 18, pp 471-482, 2010.

- [Owen08] OWEN W.S., CROFT E.A., BENHABIB B., *A multi-arm robotic system for optimal sculpting*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Volume 24, pp 92-104, 2008.
- [Paris04] PARIS H., PEIGNE G., MAYER R., *Surface shape prediction in high speed machining*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 1567-1576, 2004.
- [PateloupS08a] PATELOUP S., *Optimisation cinématique des machines-outils à structure parallèle lors des trajets hors matière*, mémoire de Master2 Recherche, Université Blaise Pascal – Clermont II, juin 2008.
- [PateloupS08b] PATELOUP S., BONNEMAINS T., CHANAL H., BOUZGARROU B.C., DUC E., RAY P., *Machining Performance Optimization of Parallel Kinematic Machines Tools with Regard to their Anisotropic Behaviour*, in Journal of Machine Engineering, Volume 8, Issue 4, pp 13-24, 2008.
- [PateloupS10a] PATELOUP S., CHANAL H., DUC E., *Geometric and kinematic modelling of a new Parallel Kinematic Machine Tool: the Tripteor X7 designed by PCI*, in Advanced Materials Research, Volume 112, pp 159-169, 2010.
- [PateloupS10b] PATELOUP S., CHANAL H., DUC E., *Etude des performances de machines-outils 5 axes à structure parallèle et sérielle pour l'usinage d'une pièce aéronautique*, 6emes Assises MUGV & 4eme Conférence INTERCUT, Cluny, France, octobre 2010.
- [PateloupS10c] PATELOUP S., CHANAL H., DUC E., *Productivity improvement for preformed part machining with PKM*, International conference IDMM-Virtual Concept 2010, Bordeaux, France, October 2010.
- [PateloupS10d] PATELOUP S., CHANAL H., DUC E., *Comparison of PKM and SKM performances for aeronautics part machining*, 8<sup>th</sup> International conference on High Speed Machining, Metz, France, December 2010.
- [PateloupV04] PATELOUP V., DUC E., RAY P., *Corner optimization for pocket machining*, International Journal of Machine Tool & Manufacture, Volume 44, pp 1343-1353, 2004.
- [PateloupV05] PATELOUP V., *Amélioration du comportement cinématique des machines-outils UGV, Application aux calculs de trajets d'évidement de poches*, Thèse de doctorat en Génie Mécanique, Université Blaise Pascal – Clermont II, juillet 2005.
- [PateloupV10] PATELOUP V., DUC E., RAY P., *Bspline approximation of circle arc and straight line for pocket machining*, Computer Aided Design, Volume 42, Issue 9, pp 817-827, 2010.
- [Pechard09] PECHARD P.Y., TOURNIER C., LARTIGUE C., LUGARINI J.P., *Geometrical deviations smoothness in 5-axis high-speed flank milling*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 49, pp 454-461, 2009.
- [Pessoles10a] PESSOLES X., LANDON Y., RUBIO W., *Kinematic modelling of a 3-axis NC machine*

- tool in linear and circular interpolation*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 47, pp 639-655, 2010.
- [Pessoles10b] PESSOLES X., *Aide au choix du posage en usinage 5 axes continus par la modélisation du comportement cinématique des machines-outils*, Thèse de doctorat, Université Paul Sabatier, juillet 2010.
- [Pillet97] PILLET M., *Les plans d'expériences par la méthode Taguchi*, Les Editions d'organisation, Paris, 1997.
- [PKMTricept10] *PKM Tricept, Site internet de la société PKM Tricept*, <http://www.pkmtricept.com>, dernière mise à jour en 2010.
- [Prevost08] PREVOST D., LAVERNHE S., LARTIGUE C., *Feed drive simulation for the prediction of the tool path follow up in High Speed Machining*, Journal of Machine Engineering, High Performance Manufacturing - Machines, Volume 8, Issue 4, pp. 32-42, 2008.
- [Prevost10] PREVOST D., LAVERNHE S., LARTIGUE C., *Correction of trajectory execution errors in HSM using a mirror approach*, 8<sup>th</sup> International conference on High Speed Machining, Metz, France, December 2010.
- [Pritschow00] PRITSCHOW G., *Parallel Kinematic Machines (PKM) – Limitations and New Solutions*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, Volume 49, Issue 1, pp 275-280, 2000.
- [Pritschow02] PRITSCHOW G., EPPLER C., GARBER T., *Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of PKM*, 3<sup>rd</sup> Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 313-333, Chemnitz, Germany, 2002.
- [Puchtler06] PUCHTLER T., *Kinematic Transformation for the Exechon Concept in the SI-NUMERIK 840D - Parallel Kinematic Machines in Research and Practice (PKS'2006)*, Chemnitz, Germany, pp. 803-812, 2006.
- [Renaud06] RENAUD P., VIVAS A., ANDREFF N., POIGNET P., MARTINET P., PIERROT F., COMPAGNY O., *Kinematic and dynamic identification of parallel mechanism*, Control Engineering Practice, Volume 14, pp 1099-1109, 2006.
- [Robin07a] ROBIN V., SABOURIN L., GOGU G., *Optimization of a redundant robotized cell: application to the finishing of cast parts*, In: Proceedings of IASTED, pp. 29-41, Würzburg, Germany, 2007.
- [Robin07b] ROBIN V., *Contribution à la mise en œuvre et l'optimisation d'une cellule robotisée : application au parachèvement de pièces de fonderie*, Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal – Clermont II, décembre 2007.
- [Schwenke05] SCHWENKE H., FRANKE M., HANNAFORD J., KUNZMANN H., *Error mapping of CMMs and machine tools by a single tracking interferometer*, CIRP Annals -

- Manufacturing Technology, Volume 54, Issue 1, pp 475-478, 2005.
- [Schwenke09] SCHWENKE H., SCHMITT R., JATZKOWSKI P., WARMANN C., *On-the-fly calibration of linear and rotary axes of machine tools and CMMs using a tracking interferometer*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 58, Issue 1, pp 477-480, 2009.
- [Segonds06] SEGONDS S., COHEN S., LANDON Y., MONIES F., LAGARRIGUE P., *Characterising the behaviour of workpieces under the effect of tangential cutting force during NC turning. Application to machining of slender workpieces*, Journal of Materials Processing Technology, Volume 171, pp 471-479, 2006.
- [Seguy10] SEGUY S., INSPERGER T., ARNAUD L., DESSEIN G., PEIGNE G., *On the stability of high-speed milling with spindle speed variation*, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 48, pp 883-895, 2010.
- [Sezimaria00] SEZIMARIA F.P., VALDER S.J., *Optimal trajectory planning of robot manipulators in the presence of moving obstacles*, Mechanism and Machine Theory, Volume 35, Issue 8, pp 1079-1094, 2000.
- [Siemens06a] *Sinumerik, Manuel de Programmation, Notions de base, 840D sl/840Di sl/840D/840Di/810D*, 2006.
- [Siemens06b] *Sinumerik, Manuel de Programmation, Notions complémentaires, 840D sl/840Di sl/840D/840Di/810D*, 2006.
- [Siemens07] *Documentation Siemens, Description of Functions Kinematic Transformation: Tripod with Hybrid Kinematics*, 2007.
- [SuarezFerradans10] SUAREZ FERRADANS C., *Modélisation de l'espace de travail d'une machine-outil à structure parallèle*, Rapport de Projet Industriel de Fin d'Etudes, IFMA Clermont-Ferrand, 2010.
- [Susanu05] SUSANU M., *Commande prédictive hiérarchisée pour le positionnement des axes de machine-outil à architecture ouverte*, Thèse de doctorat en Science, Université Paris XI Orsay, septembre 2005.
- [Tang07] TANG T.D., BOHEZ E.L.J., KOOMSAP P., *The sweep plane algorithm for global collision detection with workpiece geometry update for five-axis NC machining*, Computer-Aided Design, Volume 39, Issue 11, pp 1012-1024, 2007.
- [Terrier04] TERRIER M., DUGAS A., HASCOET J.Y., *Qualification of parallel kinematics machines in high speed milling on free form*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 44, pp 865-877, 2004
- [Terrier05] TERRIER M., *Optimisation du Processus de Fabrication en Usinage à Grande Vitesse sur Machines-Outils à Structure Parallèle*, Thèse de doctorat en Génie Mécanique, Ecole Centrale de Nantes, septembre 2005.

- [Tlusty99] TLUSTY J., ZIEGERT J., RIDGEWAY S., *Fundamental comparison of the use of serial and parallel kinematics for machine tools*, Annals of CIRP, Volume 48, Issue 1, pp 351-356, 1999.
- [Tounsi03] TOUNSI N., ELBESTAWI M.A., *Optimized feed scheduling in three axes machining. Part I: Fundamentals of the optimized feed scheduling strategy*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Volume 43, pp 253-267, 2003.
- [Tournier10] TOURNIER C. et coll., *Usinage à Grande Vitesse*, Dunod – ISBN : 978-2-10051810-4, 2010.
- [Vosniakos09] VOSNIAKOS G.C., KANNAS Z., *Motion coordination for industrial robotic systems with redundant degrees of freedom*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Volume 25, pp 417-431, 2009.
- [Wang97] WANG X., CHENG F., BARSKY B., *Energy and Bspline interproximation*, Computer-Aided Design, Volume 29, Issue 7, pp. 485-496, 1997..
- [Wang01] WANG Z., WANG Z., LIU W., LEI Y., *A study on workspaces, boundary workspace analysis and workpiece positioning for parallel machine tools*, Mechanism and Machine Theory, Volume 36, pp 605-622, 2001.
- [Weck02a] WECK M., STAIMER D., *Parallel kinematic machine tools – current state and future potentials*, Annals of the CIRP, Volume 51, pp 671-681, 2002.
- [Weck02b] WECK M., STRAINER D., *Application Experience with Hexapod Machine Tool for Machining complex Aerospace Parts*, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, pp 807-815, Chemnitz, Germany, April 2002.